



НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ КОНФЕРЕНЦІЇ

Національний університет кораблебудування

СУДНОВА ЕНЕРГЕТИКА: СТАН ТА ПРОБЛЕМИ

МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

7–8 листопада 2019 р.

МАТЕРІАЛИ



Миколаїв ■ 2019

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ НАЦІОНАЛЬНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХЕРСОНСЬКА ДЕРЖАВНА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ
ДП НАУКОВО-ВИРОБНИЧИЙ КОМПЛЕКС
ГАЗОТУРБОБУДУВАННЯ «ЗОРЯ»-«МАШПРОЕКТ»
РЕГІСТР СУДНОПЛАВСТВА УКРАЇНИ
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ЗАХІДНОПОМОРСЬКИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
MV WERFTEN WISMAR GMBH (НІМЕЧЧИНА)

«Суднова енергетика: стан та проблеми»

МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

7-8 листопада 2019 року

*Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9
м. Миколаїв*

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

Миколаїв

Видавець Торубара В.В.

2019

УДК 62-8
С89

ОРГАНІЗАТОРИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ НАЦІОНАЛЬНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХЕРСОНСЬКА ДЕРЖАВНА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ
ДП НАУКОВО-ВИРОБНИЧИЙ КОМПЛЕКС
ГАЗОТУРБОБУДУВАННЯ «ЗОРЯ»-«МАШПРОЕКТ»
РЕГІСТР СУДНОПЛАВСТВА УКРАЇНИ
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ЗАХІДНОПОМОРСЬКИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
MV WERFTEN WISMAR GMBH (НІМЕЧЧИНА)

**Матеріали публікуються за оригіналами, які представленні авторами.
Претензії щодо змісту та якості матеріалів не приймаються.**

Відповідальний за випуск:

Московко Олексій Олексійович

У66 Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : Видавець Торубара В.В., 2019. — 360 с.

ISBN 978-617-7472-49-9

У збірнику наведенні матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми». Збірник становить інтерес для наукових працівників, викладачів, інженерів та студентів.

УДК 62-8

ISBN 978-617-7472-49-9

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2019

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

УДК 621.431.74

МЕТОД АНАЛИТИЧЕСКОЙ СИНХРОНИЗАЦИИ ДАННЫХ МОНИТОРИНГА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Р. А. ВАРБАНЕЦ¹, В. И. ЗАЛОЖ², АБРОСИМОВ В. Г. ¹¹ Одесский национальный морской университет,² Дунайский институт национального университета «ОМА»e-mail: roman.varbanets@gmail.com

Решение задачи аналитической синхронизации данных при мониторинге рабочего процесса транспортных дизелей в эксплуатации имеет большое значение, поскольку по результатам мониторинга происходит управление работой основных систем двигателя и его диагностика. Задача формулируется как перевод данных из функций времени в функции по углу поворота коленчатого вала, где самое большое влияние оказывает точность определения ВМТ (TDC) поршня $f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi)$. Существует два метода решения этой задачи: аппаратный – с помощью датчиков на маховике двигателя (AVL OT-sensor 428, Kistler TDC sensor Type 2629B и др.) и аналитический – путем анализа кривой $p(t)$ давления газов в рабочем цилиндре.

Аппаратный метод синхронизации очевиден и традиционно применяется на транспортных дизелях с самого начала использования на них первых систем мониторинга рабочего процесса. С помощью датчиков на маховиках синхронизировали данные мониторинга следующие системы: одна из первых, широко распространённых в 1990-х гг. на флоте систем мониторинга морских дизелей NK-5 и последующие NK-100, NK-200 норвежской фирмы Autronica A/S; европейские системы Кума, Premet, Malin, Doctor и многие другие системы, разработанные до начала 2000-х гг. Затем, когда на смену дорогим стационарным системам начали применяться портативные переносные системы периодического мониторинга, начали развиваться аналитические методы синхронизации.

Стало очевидным, что неудобные при работе с переносными системами аппаратные датчики ВМТ еще и вносят ряд существенных погрешностей в расчет среднего индикаторного давления и индикаторной мощности. Установка и калибровка датчиков ВМТ осуществляется в статике. Затем, когда двигатель работает под нагрузкой, положение ВМТ, регистрируемое датчиками, смещается вследствие крутильных колебаний вала и выборки микролюфтов в подшипниках кривошипно-шатунного механизма. Дополнительную, существенную погрешность вносит канал измерения давления – канал индикаторного крана, который установлен на всех мало- и среднеоборотных дизелях. Все переносные системы мониторинга регистрируют давление в рабочем цилиндре путем присоединения датчика к индикаторному крану, который имеет стандартную резьбу на всех транспортных дизелях с момента получения патента Рудольфом Дизелем в 1892 году. Во время измерения давления канал вносит погрешности типа запаздывания сигнала и дросселирования, причем первая может быть весьма существенна – до нескольких градусов поворота коленчатого вала (ПКВ) – и увеличивается с повышением частоты вращения.

Погрешность аппаратных датчиков столь велика и непостоянна в зависимости от нагрузки, что стало очевидным, что в пределах этой погрешности и даже точнее, положение ВМТ можно рассчитать, анализируя кривые $p(t)$. С другой стороны, влияние погрешности определения ВМТ на точность расчета среднего индикаторного давления очень велико: 6-9 % на 1° ошибки ВМТ (M. Tazerout, S. Polanowski, Per Tunestal, Y. Nilsson and L. Eriksson, E. Pipitone). Таким образом, чтобы получить приемлемый расчет среднего индикаторного давления и индикаторной мощности, необходимо определять ВМТ с максимальной абсолютной погрешностью не более 0,1-0,3 °ПКВ.

Предлагаемый авторами метод решения уравнения $P'=0$ с последующим учетом термодинамического смещения ВМТ (M. Tazerout, E. Pipitone) обеспечивает требуемую точность расчета ВМТ 0,1-0,25 °ПКВ. Моделирование кривой $P'=0$ производится на участке от закрытия впускных клапанов до начала воспламенения в цилиндре.

Соответствующие границы участков определяются путем анализа экстремумов кривых $\frac{dp}{dt}, \frac{d^2p}{dt^2}$, который возможен после фильтрации исходной кривой давления. Авторами применяется цифровой фильтр Butterworth LowPass filter, который имеет гладкую характеристику во всем частотном диапазоне и не смещает фазу исходного сигнала. Таким образом обеспечивается требуемая точность окончательного расчета среднего индикаторного давления с последующим расчетом индикаторной и эффективной мощности двигателя с максимальной относительной погрешностью не более 2,5%.

Расчет эффективной мощности на морских дизелях необходим не только для оценки удельного расхода топлива и диагностики технического состояния, но и для актуального в настоящее время расчета коэффициента энергоэффективности судов, введенного морской международной организацией ИМО. Резолюция Международной морской организации ИМО МЕРС.282 (70) представляет собой руководство по разработке судового плана управления энергоэффективностью (SEEMP – Ship Energy Efficiency Management Plan), в котором предложены подходы к управлению экологичностью и экономичностью работы, а также возможные пути улучшения общих эксплуатационных показателей судна. Основные факторы, влияющие на энергоэффективность, изложенные в Резолюции, применимы для судов внутреннего плавания в различной степени «весомости».

Активність ІМО і признані МЕРС реальні об'єми зниження вибросів CO₂ в результаті впровадження заходів по покращенню показателів енергоефективності актуальні і для судів внутрішнього плавання. Данна задача поступово знаходить своє відображення в проектах розвитку суднобудування на конвенціональних (Рейн, Дунай, Сава, Мозель) внутрішніх водних шляхах Європи, перш за все, в екологічних проектах. В наші часи на внутрішніх водних шляхах країн Європейського Союзу щорічно перевозиться понад 550 млн. тонн вантажів. Таким чином, задача аналітичної синхронізації даних, необхідна для коректної оцінки потужності і технічної діагностики, що підвищує економічні і екологічні показники транспортних дизелів, є актуальною.

Ключові слова: моніторинг робочого процесу транспортних дизелів, верхня мертва точка, середнє індикаторне тиск, індикаторна потужність, коефіцієнт енергоефективності судів.

1. Heywood, John B. 1988. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill.
2. Neumann S. High temperature pressure sensor based on thin film strain gauges on stainless steel for continuous cylinder pressure control. CIMAC Congress 2001, Hamburg. Digest; p. 1 – 12.
3. Neumann S, Varbanets R, Kyrylash O, Yeryganov OV, Maulevych VO. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data. Diagnostyka. 2019;20(2):19-26. <https://doi.org/10.29354/diag/104516>.
4. Varbanets, R. A. Diagnostic control of the working process of marine diesel engines in operation. Dissertation of the Doctor of Technical Sciences. Odessa, 2010. 314 p.
5. Varbanets R. Analyse of marine diesel engine performance / R. Varbanets, A. Karianskiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. – Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, 2012. – Vol. 7, No. 1. – С. 269-275. <https://doi.org/10.33082/td.2018.2-3.09>
6. Varbanets, R., Karianskiy, S., Rudenko, S., Gritsuk, I. et al., "Improvement of Diagnosing Methods of the Diesel Engine Functioning under Operating Conditions," SAE Technical Paper 2017-01-2218, 2017.
7. Resolution MEPC.282(70). 2016 Guidelines for the development of a ship energy efficiency management plan (SEEMP) [Internet]. International Maritime Organization (IMO). Available from: [http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-\(MEPC\)/Documents/MEPC.282\(70\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.282(70).pdf)
8. IMES cylinder pressure sensors. Available from: <https://www.imes.de>
9. Pressure and TDC sensors from Kistler. Available from: <https://www.kistler.com>
10. AVL OT-sensor 428. Available from: <https://www.avl.com>
11. Ding Y, Stapersma D, Grimmeliuss HT. Cylinder process simulation with heat release analysis in diesel engine. Conference: Power and Energy Engineering Conference, 2009. APPEEC 2009. Asia-Pacific. <https://doi.org/10.1109/APPEEC.2009.4918248>
12. Tazerout, M., Le Corre, O., Rousseau, S., TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram, SAE Technical Paper 1999-01-1489, 1999. <https://doi.org/10.4271/1999-01-1489>

УДК 621.4:620.9

ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ З ТЕРМОАКУСТИЧНИМИ СИСТЕМАМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВИХ ВИКИДІВ

Коробко Володимир Владиславович, к.т.н., доцент¹,

Шевцов Анатолій Павлович, д.т.н., професор²,

Вен Хуабінг, доктор філософії, професор³,

¹Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,

²Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,

³Університет науки і технологій провінції Цзянсу

¹Україна, Миколаїв, ²Україна, Миколаїв, ³КНР, Чженьцзян,

¹volodymyr.korobko@nuos.edu.ua¹ ORCID: 0000-0001-5761-6824,

²aootnet@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8692-6458

³wen-huabing@163.com

Анотація. Розглянуті проблеми утилізації низькотемпературних теплових викидів енергетичних установок. Показано, що вирішення цієї проблеми можливе шляхом впровадження енергогенеруючих термоакустичних систем енергозбереження. Розглянуті питання підвищення їх ефективності, підтверджена доцільність їх використання в судновій енергетиці, промисловості.

Ключові слова: енергозбереження.; енергетичні установки; термоакустичні технології.

Сучасне суспільство споживає великі обсяги енергії, більша частина з яких продукується тепловими енергетичними установками (ЕУ). Робота ЕУ супроводжується тепловими викидами різного температурного

потенціалу. Діаграма на рис.1 ілюструє сучасну структуру енергоспоживання суспільства, включаючи процеси генерування енергії, її трансформації та споживання кінцевими споживачами [1].

ЕУ різняться за призначенням, типом, потужністю, іншими ознаками, але для них всіх існує спільна вимога – забезпечення максимальної ефективності. В свою чергу, ця вимога досяжна за рахунок економного споживання видобувних палив. Тобто, на одиницю кількості витраченого палива ЕУ має продукувати максимально можливу кількість енергії у тому вигляді, який потрібен конкретному споживачу. Найбільш поширеними потребами є механічна робота, або електрична енергія.

Частина енергії теплових викидів утилізуються з допомогою енергозаощаджуючих технологій [1-3], які можна поділити на дві групи:

- Перша – це теплофікаційні, які не передбачають отримання додаткової механічної роботи і забезпечують потреби споживачів в тепловій енергії;

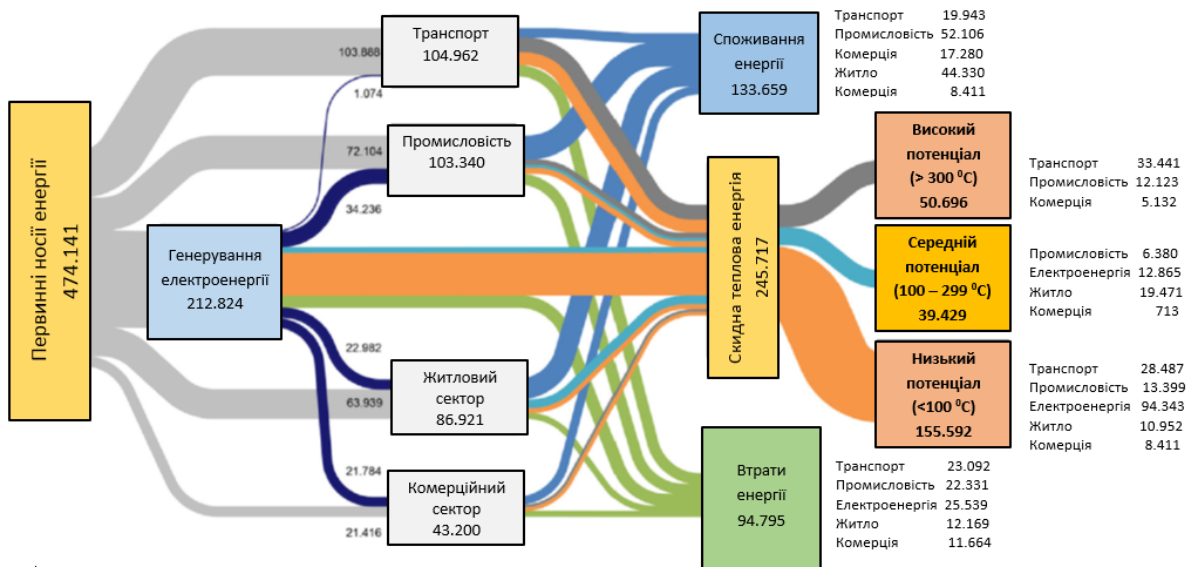


Рис. 1. Узагальнена структура енергетичних потоків сучасного суспільства, 10^{15} Дж [1]

- Друга – це енергогенеруючі технології, такі, як когенерація та тригенерація, які здатні додатково продукувати механічну роботу або електричну енергію.

Теплофікаційні технології можуть бути застосовані в разі наяви таких потреб у споживача, натомість енергогенеруючі технології є найбільш привабливими, оскільки дають можливість отримати електроенергію.

Вдосконалення ТД та широке впровадження енергозаощаджуючих технологій в виробництві призвели до суттєвого зростання доли низькотемпературних теплових (НТ) викидів, що значно ускладнює використання відомих схем використання ВЕР, рис.1. За таких умов, склалась ситуація, коли традиційні схеми утилізації вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) стають малоефективними або економічно недоцільними.

Характерним прикладом може бути суднова енергетика, де прослідковується тенденція до зменшення використання на судах систем глибокої утилізації теплоти, що пов'язано з їх складністю, низькою надійністю та коштовним обслуговуванням. Широке впровадження в судновій енергетиці LNG палив ставить питання створення технологій утилізації їх криогенного потенціалу. ТАТМ придатні для роботи зі скрапленими газами, тому ці установки доцільно використовувати в складі систем регазифікації LNG та LPG палив на судах та берегових терміналах. Зрозуміло, що за таких обставин зберігається попит на розробку нових інноваційних технологій енергозбереження.

Одним із перспективних шляхів утилізації низькотемпературних викидів ЕУ може бути використання термоакустичних теплових машин (ТАТМ) – термоакустичних двигунів (ТАД) або термоакустичних рефрижераторів (ТАР). Ці апарати суттєво відрізняються від механічних систем простою конструкцією, відсутністю рухомих частин та шкідливих робочих речовин. ТАТМ здатні працювати від будь яких зовнішніх джерел енергії, їм притаманні висока надійність, відносна мала вартість [4,5]. Перспективним є використання ТАТМ в системах відновлювальної енергетики, зокрема в складі соляних установок.

Розповсюдженню ТАТМ заважають їх низька питома потужність, складність безпосереднього отримання механічної роботи. Суттєвою проблемою є відсутність узагальнюючих положень що до проектування, впровадження та експлуатації таких систем.

3 метою підвищення ефективності ЕУ шляхом утилізації температурного потенціалу теплових викидів з допомогою термоакустичних технологій був проведений комплекс теоретичних та експериментальних досліджень. В результаті виконання запланованих робіт були отримані нові знання відносно процесів енергообміну між структурними елементами термоакустичних апаратів та зовнішніми джерелами енергії, визначені фактори, які найбільш суттєво впливають на ефективність перетворення теплової енергії в акустичні коливання робочого середовища ТАТМ.

Створена науково-методологічна база термоакустичних технологій, розроблені та впроваджені ефективні енергогенеруючі термоакустичні системи утилізації скидної теплоти, які розширюють ресурсну базу для енергозбереження за рахунок низькотемпературних складових теплового балансу ЕУ, при цьому забезпечують зниження споживання палив на 4 – 10%, в залежності від типу та потужності ЕУ [6.7].

На основі результатів фізичного та математичного моделювання з допомогою розроблених експериментальних зразків ТАТМ та їх елементів, узагальнюючої математичної моделі (1) термоакустичної системи використання скидної теплоти СЕУ з потенціалом 110 – 600 К встановлена неоднорідність поля теплових потоків в ТАТМ, яка характеризується коефіцієнтом незворотності на рівні – 0,72 - 0,99, та знижує ефективність процесів термоакустичного перетворення в ТАТМ до рівня 0,1 – 0,25 відносно к.к.д. Карно.

Обґрунтовані шляхи вдосконалення ТАТМ шляхом підвищення ефективної температури робочого тіла за рахунок раціональної організації процесів тепло-енергообміну між теплоносіями, теплообмінниками, робочим тілом ТАТМ та матрицею. Експериментально доведено, що виникнення самочинних термоакустичних коливань в матриці ТАД відбувається лише за умов наявності достатнього позадозовжнього градієнту температури та в присутності локальних термогідродинамічних збуджень робочого тіла.

Отримані результати дозволили формалізувати базові положення теорії проектування НТ ТАТМ, та запропонувати схему ЕУ з термоакустичною системою використання НТ теплових ресурсів, скидних та відновлювальних (рис.2). В якості перетворювача акустичної енергії в електричну передбачається використання турбогенератора на базі імпульсної двонаправленої турбіни [8,9].

Запропонована математична модель (1), яка відповідає структурі ЕУ та функціональним зв'язкам в комплексі: «**ДЖЕРЕЛО ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ – ТАТМ – ДОВКІЛЛЯ**». Ця модель синтезована на базі балансової моделі ЕУ, лінійної моделі термоакустики (**MRS**) та методології «Finite time Thermodynamic» (FTT) [10].

$$\left\{ \begin{array}{l} T_j^i = F(Ne_{EY}(reg), T_{amb}, \dots) \\ G_j^i = F(Ne_{EY}(reg), T_{amb}, \dots) \\ Ne_{EY}(reg) = F(T_{amb}, g_e, \dots) \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Балансова модель} \\ \text{ЕУ} \end{array}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} dp_1 = F_{mom}(T_m, U_1; \omega, gas\ proerties, geometry) dx \\ dT_m = F_{power}(T_m, p_1, U_1; \dot{H}_2, \omega, gas\ proerties, geometry) dx \\ dU_1 = F_{cont}(T_m, p_1, U_1; \omega, gas\ proerties, geometry) dx \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Лінійна модель} \\ \text{термоакустики} - \\ \text{MRS} \end{array} \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{H}_2(x) = \dot{E}_2(x) + \frac{1}{2} \rho_m T_m \int \text{Re}[s_1 \tilde{u}_1] dA - (A_{gas} k_{gas} + A_{solid} k_{solid}) \frac{dT_m}{dx} \\ \dot{H}_2(x) = \dot{E}_2(x) + \frac{1}{2} \rho_m T_m \int \text{Re}[s_1 \tilde{u}_1] dA - (A_{gas} k_{gas} + A_{solid} k_{solid}) \frac{dT_m}{dx} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Модель} \\ \text{FTT + MRS} \end{array}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{E}_{TAD} = \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LC} = \frac{k_h f F_{\Sigma} (1 - \phi_{\Sigma} \chi) (T_H^n - (T_L / \chi)^n)}{(1 + f)(1 + \delta \phi_{\Sigma} f \chi^{1-n})} \\ Ne_{\Sigma}^{EY} = Ne^{EY} + Ne^{TATM}(Ne_{EY}(reg), Q_J^{BEP}, T_{amb}, T_H, T_C, \dots) \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Результат} \\ \text{ЕУ + ТАТМ} \end{array}$$

В якості прикладу використання такого підходу розглянута можливість застосування ТАТМ для утилізації викидів суднового МОД W12X92DF потужністю 63800 кВт, який здатний працювати на криогенному паливі – LNG [11].

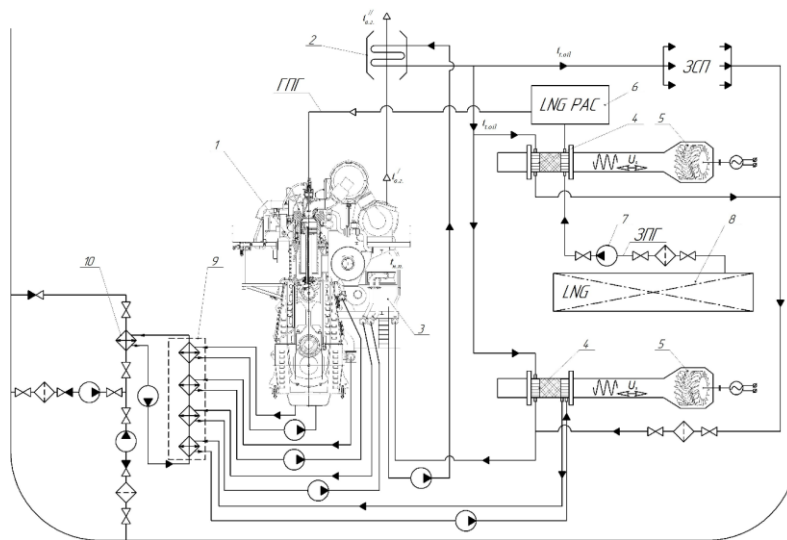


Рис. 3. Принципова схема утилізації ВЕР суднової енергетичної установки з ТАТМ:

1 – МОД; 2 – УК, 3 – ОНП, 4 - ТАД, 5- навантаження (ІДТ), 6 – LNG rack, 7 – насос, 8 – запас LNG палива, 9 –10 охолоджувачі ГД

Розрахунки показали, що сумарна потужність термоакустичної системи утилізації скидної теплоти на експлуатаційних режимах двигуна може сягати від 5% до 8,3 % потужності МОД W12X92DF, в залежності від наявних об'ємів теплових викидів (рис.4).

В складі СЕУ передбачена можливість утилізації криогенного потенціалу LNG палива. З допомогою розробленої моделі показано, що термоакустична енергогенеруюча система регазифікації LNG палива здатна додатково продукувати до 1600 кВт електричної енергії за рахунок використання цього криогенного потенціалу.

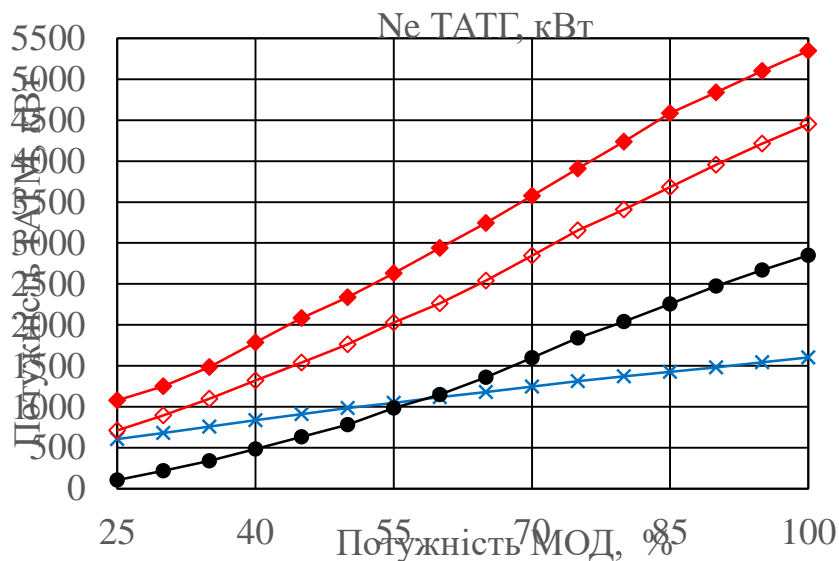


Рис. 4. Потужність ТАТГ в залежності від джерела енергії що використовуються

—×— паливна LNG система, —●— ОНП МОД, —◇— ОНП МОД та паливна LNG система, —◆— ОНП МОД, паливна LNG система та надлишок пари.

ВИСНОВКИ

1. Енергогенеруючі термоакустичні системи утилізації скидної теплоти розширюють ресурсну базу для енергозбереження за рахунок низькотемпературних складових теплового балансу ЕУ.
2. На основі результатів фізичного та математичного моделювання, з допомогою розроблених експериментальних зразків ТАТМ та їх елементів, узагальнюючої математичної моделі термоакустичної системи використання скидної теплоти СЕУ з потенціалом 110 – 600 К встановлена неоднорідність поля теплових потоків в ТАТМ, яка характеризується коефіцієнтом незворотності на рівні – 0,72 - 0,99, та знижує ефективність процесів термоакустичного перетворення в ТАТМ до рівня 0,1 – 0,25, відносно к.к.д. Карно.

3. Визначені закономірності впливу нерівномірності розподілу температур на поверхні теплообмінників та матриці ТАТМ на ефективність термоакустичних перетворень.
4. Обґрунтовані науково-методологічні основи вдосконалення ТАТМ шляхом підвищення ефективної температури робочого тіла за рахунок раціональної організації процесів тепло-енергообміну між теплоносіями, теплообмінниками, робочим тілом ТАТМ та матрицею.
5. Експериментально встановлено, що наявність інтенсивних термоконвективних течій та повздовжній градієнт температури в матриці є обов'язковими умовами для самочинного виникнення термоакустичних коливань в резонаторі ТАТМ.
6. Показана можливість та доцільність використання двофазних робочих середовищ в ТАТМ для утилізації НТ скидних ресурсів систем охолодження СЕУ.
7. На підставі визначених закономірностей перетворення різних форм енергії в ТАТМ виявлено, що робота ІДТ в умовах коливного руху середовища з частотою 60 – 200 Гц призводить до виникнення в резонаторі шкідливих радіальних та тангенціальних течій, які мають бути зменшені за рахунок перепрофілювання та збільшення повздовжнього розміру направляючих апаратів ІДТ.
8. Обґрунтована можливість підвищення паливної ефективності СЕУ різної потужності та з різними рівнями енергозбереження за рахунок утилізації низькотемпературних складових теплових викидів для СЕУ з МОД на 5 – 8%, СЕУ з СОД на 6 – 9%, СЕУ з ВОД на 8 – 10%.
9. Розроблені схемні рішення енергогенеруючих термоакустичних систем ЕУ промисловості, енергетики в тому разі відновлювальної для використання малих об'ємів НТ теплових ресурсів з агрегатною потужністю від 1 кВт.
10. Результати роботи є основою для подальшого розвитку наукових досліджень в напрямку впровадження ТАТМ в системах енергозбереження на транспорті, промисловості, аерокосмічній галузі, відновлювальній енергетиці.

ЛІТЕРАТУРА

- [1]. Forman, C., Pardemann, M. I, Muritala, I.K. & Meyer, B., (2016). Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 1568-1579, ISSN1364-0321, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192>.
- [2]. Waste heat recovery system (whrs) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI, (2011). *Tech. rep., MAN Diesel and Turbo*, Copenhagen, Denmark, Retrieved from <https://www.mandieselturbo.com>
- [3]. Singh, D., & Pedersen.,E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315–328. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman>
- [4]. Swift, G.W. (2002). *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators*. American Institute of Physics Press. New York.
- [5]. De Blok, K.(2008). Low operating temperature integral thermoacoustic devices for solar cooling and waste heat recovery K. De Blok. *Acoustic-2008*, Intern. conference. 18–24.
- [6]. Коробко В.В.(2014). Можливі шляхи використання термоакустичних теплових машин в системах СЕУ. *Наук. вісник Херсонської державної морської академії*, 2 (11), 69-76.
- [7]. Коробко В.В. (2016) Аналіз впливу конструкції теплообмінників на характеристики низькотемпературних термоакустичних установок. *Авиационно - космическая техника и технология*. 8 (135), 5-10.
- [8]. De Blok, K. *Acoustic to electric power conversion [Електронний ресурс] / К. De Blok, Р. Owczarek, М. Francois. – Режим доступу: <http://www.aster-thermoacoustics.com/>. – 08.06.2019.*
- [9]. Коробко В.В., Московко О.О., Мостипаненко Г.Б., Сербін С.І., (2017). Дослідження роботи імпульсної двонаправленої турбіни в резонаторі термоакустичного двигуна. *Авиационно - космическая техника и технология*, 8(143), 19-25.
- [10]. Bejan A. (1996). Entropy generation minimization. The new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes. *J. Appl. Phys.*, 79(3). 1191-1218
- [11]. INSTALLATION INSTRUCTIONS & CONCEPT GUIDANCE, W12X92DF, Net GD, <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x92df/>

REFERENCES

- [1]. Forman, C., Pardemann, M. I, Muritala, I.K. & Meyer, B., (2016). Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 1568-1579, ISSN1364-0321, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192>.
- [2]. Waste heat recovery system (whrs) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI, (2011). *Tech. rep., MAN Diesel and Turbo*, Copenhagen, Denmark, Retrieved from <https://www.mandieselturbo.com>
- [3]. Singh, D., & Pedersen.,E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315–328. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman>
- [4]. Swift, G.W. (2002). *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators*. American Institute of Physics Press. New York.

- [5]. De Blok K.,(2008). Low operating temperature integral thermoacoustic devices for solar cooling and waste heat recovery. *Paris, Acoustic-2008, Inter. Conf. 2008. 18–24.*
- [6]. Korobko V.V.(2014). *Mozhly`vi shlyaxy` vy`kory`stannya termoakusty`chny`x teplovy`x mashy`n v sy`stemax SEU. [Possible ways of using thermoacoustic heaters in SPP systems]. Naukovy`j visny`k Xersons`koyi derzhavnoyi mors`koyi akademiyi, 2 (11), 69-76.*
- [7]. Korobko V.V. (2016) *Analiz vplyvu konstruktsiyi teploobminnykiv na kharakterystyky nyz'kotemperaturnykh termoakustychnykh ustanovok. [Analysis of the influence of the design of heat exchangers on the characteristics of low temperature thermoacoustic installations]. Avyatsyonno - kosmycheskaya tekhnika y tekhnolohyya. 8 (135), 5-10.*
- [8]. De Blok, K. *Acoustic to electric power conversion [Електронний ресурс] K. De Blok, P. Owczarek, M. Francois. – Режим доступу: <http://www.aster-thermoacoustics.com/>. – 08.06.2019.*
- [9]. Korobko, V.V., Moskovko, O.O., Mostipanenko, H.B., Serbin, S.I.,(2017). *Doslidzhennya roboty` impulsnoyi dvonapravlenoyi turbiny` v rezonatori termoakustychnogo dvyguna [Investigation of the operation of the pulse bi-directional turbine in the resonator of the thermoacoustic engine]. Aerospace - Space technology and technology, , 8(143), 19–25.*
- [10]. Bejan A. (1996). *Entropy generation minimization. The new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes. J. Appl. Phys., 79(3): 1191-1218*
- [11]. *INSTALLATION INSTRUCTIONS & CONCEPT GUIDANCE, W12X92DF, Net GD, <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x92df/>*

Korobko V.V

EFFICIENCY OF ENERGY PLANTS

DUE TO DISPOSAL OF HEAT BY THERMOACOUSTIC TECHNOLOGIES

The work is devoted to the problem of utilization of low-temperature thermal emissions of modern power plants. It is shown that solving this problem is possible by introducing energy-generating thermoacoustic energy saving systems. The questions of increase of their efficiency are considered, the expediency of their use in ship energy, industry is confirmed.

Key words: energy saving; power plants; thermoacoustic technology

Коробко В.В.,

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИМИ ТЕХНОЛОГИЯМИ

Работа посвящена проблеме утилизации низкотемпературных тепловых выбросов современных энергетических установок. Показано, что решение этой проблемы возможно путем внедрения энергогенерирующих термоакустических систем энергосбережения. Рассмотрены вопросы повышения их эффективности, подтвержденная целесообразность их использования в судовой энергетике, промышленности.

Ключевые слова: энергосбережение; энергетические установки; термоакустические технологии.

УДК 621.436.13

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОРШНІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ RT-FLEX 96С ФІРМИ WARTSILA

Савчук В.П. к.т.н, доцент¹, **Білоусов Є.В.**, к.т.н., доцент²,
Зінченко Д.О., к.т.н., доцент³, **Дзигар А.К.**, старший викладач⁴

Херсонська державна морська академія

Україна, Херсон

¹postsavchuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5266-850X>,

²ewbelousov67@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8185-8209>, ³zinchenko010@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-7333-7347>,

⁴anatoliidzygar@gmail.com

Анотація. *Представлено результати моделювання впливу експлуатаційних факторів на розподіл напружень та деформацій в матеріалі складної форми поршнів сучасних малообертових двигунів виробництва фірми Wartsila серії RT-flex 96С. Приведено епюри розподілу напружено-деформованого стану деталей поршнів при номінальному режимі навантаження двигунів.*

Ключові слова: *поршень; напружено-деформований стан; твердотільна модель; критерій фон Мізеса; відносна деформація*

Вступ. Поршні сучасних двигунів внутрішнього згоряння є найбільш напруженими елементами, на які діють сили різної природи. Існує безліч науково-дослідних робіт, що направлено на вдосконалення геометрії, матеріалів та технологій їх виготовлення. Однак на сьогодні існує безліч факторів, що впливають на зміну технічного стану деталей поршневої групи малообертових ДВЗ. Механізми пошкодження мають різну природу та найбільш вагомими серед них є чинники, що пов'язані із впливом теплових та механічних навантажень. Враховуючи складність конструкції поршнів сучасних МОД виробництва Wartsila, найбільш досконалим методом дослідження їх напружено-деформованого стану (НДС) є метод скінчених елементів (МСЕ).

Основна частина. Для дослідження напружено-деформованого стану поршня двигунів дизель-генераторів, нами розроблено його спрощену твердотільну модель (рис. 1). У якості вихідних параметрів приймаємо дані, що приведено в [1].

В якості матеріалу днища поршня використовується спеціальної термообробленої легованої сталі із наступними фізико-механічними властивостями [2]:

- модуль пружності $E = 210$ ГПа;
- коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,28$;
- межа міцності на розрив $\sigma_b = 723,8$ МПа;
- межа текучості $\sigma_T = 620,4$ МПа.

Пропоновану модель за допомогою програмного комплексу SolidWorks [3] розділено на скінчені елементи формою тетраедру. Показники сітки приведено у табл. 1. При дослідженні напруженого стану нами використовувалась схема навантаження, що імітує режим роботи поршня в циліндрі двигуна. Для проведення спрощення процесу розрахунку, було використано половину досліджуваного поршня, застосувавши опцію «симетрія» для деталей, що мають симетричну форму.

Фіксація поршня здійснювалась в отворах для установки поршневого пальця. При цьому використовувались кріплення деталі типу «опора підшипника».

Було здійснено імітацію навантаження за рахунок створення максимального тиску згоряння $p_z = 14,2$ МПа, що рівномірно діє на днище поршня.

Таблиця 1 – Параметри сітки скінчених елементів розрахунку

Показник	Значення
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Точки Якобіана	4 точки
Розмір елемента, мм	10,6428
Кількість вузлів	47988
Кількість елементів	28562
Максимальне співвідношення сторін	36,295



Рисунок 1 – Твердотільна модель головки поршня двигуна Wartsila RT-flex96C

В результаті проведених розрахунків було встановлено, що максимальні сумарні напруження за критерієм фон Мізеса становлять 178,7 МПа, які спостерігаються в зоні контакту опорної поверхні днища поршня із юбкою

(рис. 2). Загалом еюра розподілу напружень по іншій частині поршня демонструє рівномірне розподілення напружень по днищу поршня (в середньому 90...120 МПа) та по його бічній поверхні (10...15 МПа).

З метою детального визначення найбільш навантажених ділянок поршня було застосовано інструмент еюри «обмеження ISO». Це надає можливості виділити ділянки деталі в деяких межах напружень. В даному випадку встановлено мінімальну межу напружень 40 МПа. Еюра із напруженнями, що перевищують вказане значення представлено на рис. 3.

Розрахунок показників відносних деформацій матеріалів головки та спідниці поршня представлено також у вигляді еюри розподілу вказаного показника. Картина розподілу відносних деформацій матеріалів добре узгоджується із еюрою розподілу сумарних напружень (рис. 4). Максимальне значення відносної деформації становить $77,67 \cdot 10^{-3}$, що також сконцентровано в місці контакту головки та штоку поршня. Даний ефект можливо описати як крайовий та не здійснює впливу на не впливає на міцність поршня вцілому.

Проведений розрахунок переміщень елементів днища поршня під впливом тиску газів вказує на наявність максимального переміщення центру поршня на величину 0,55 мм, що не є критичним (рис. 5). Інша частина головки поршня демонструє однорідність значень, які складають не більше, ніж 0,20 мм.

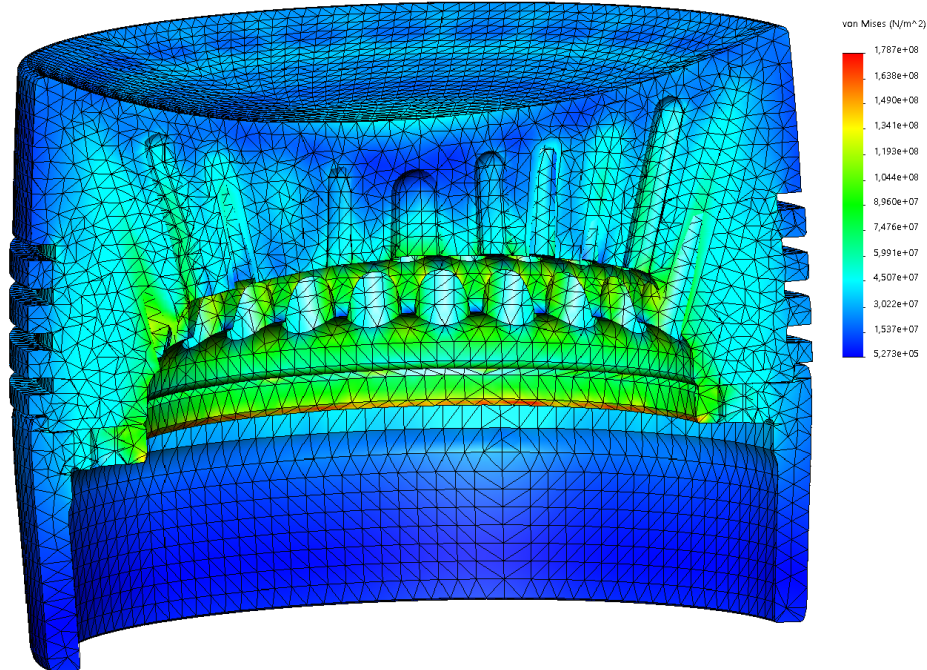


Рис. 2 – Еюри розподілу напружень

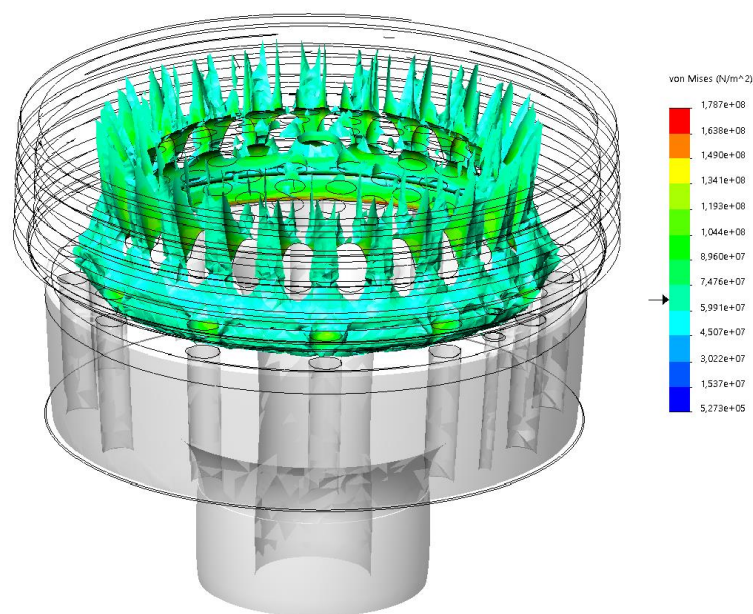


Рис. 3 – Еюра ізоповерхонь головки поршня, напруження яких перевищує 70 МПа

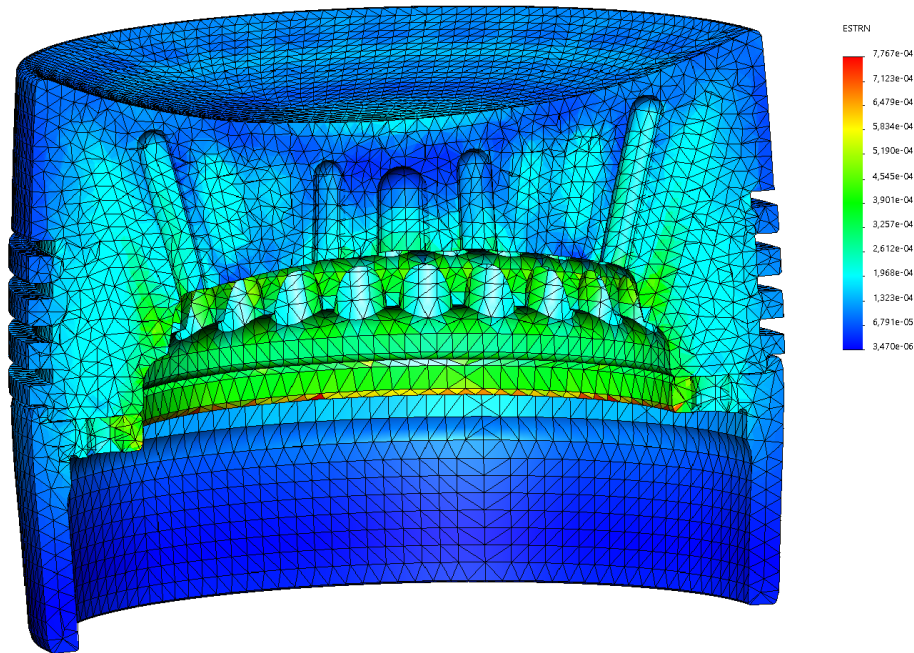


Рис. 4 – Епюра розподілу відносної деформації матеріалів головки та спідниці поршня

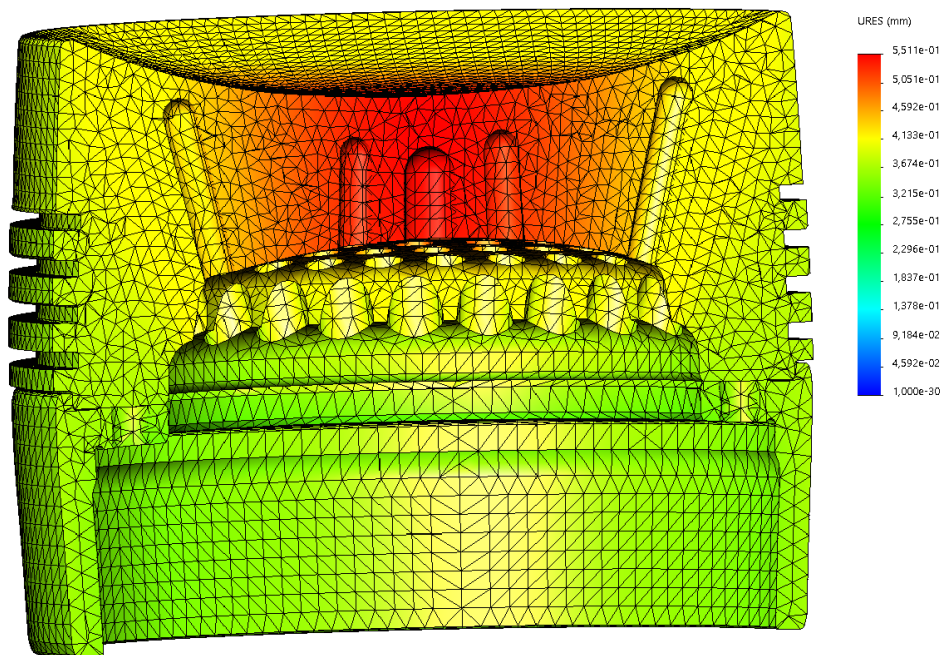


Рис. 5 – Епюра переміщень

Висновки. Розроблена твердотільна модель поршня надає можливості проведення аналізу напружено-деформованого стану в його матеріалах під впливом експлуатаційних навантажень за допомогою сучасних CAD/CAE комплексів.

Проведене дослідження напружено-деформованого стану поршня дизельного двигуна Wartsila серії RT-flex96C при номінальному режимі навантаження (максимальний тиск згоряння $p_2 = 14,2$ МПа) вказує на наявність запасу міцності:

- максимальні сумарні напруження (за критерієм фон Мізеса) в матеріалі поршня сконцентровано в його голівці і складають не більше 178,7 МПа. Найбільш навантаженими елементами головки поршня є її внутрішня поверхня;
- максимальні переміщення становлять 0,55 мм.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Sulzer RT-flex: Operation manual. (2004). Wärtsilä Switzerland Ltd.
 [2] Возницкий И.В. (2008) Судовые двигатели внутреннего сгорания, том 1: М. Моркнига.
 [3] Алямовский А.А. (2015). SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации. ДМК Пресс.

Savchuk V.P., Belousov E.V., Zinchenko D.A., Dzigar A.K.

Analysis of the stress-strain state of pistons of diesel engines RT-flex 96C by Wartsila

The results of modeling the influence of operational factors on the distribution of stresses and strains in a complex piston material of modern low-speed engines manufactured by Wartsila RT-flex 96C series are presented. Plots of the distribution of the stress-strain state of the piston parts at the rated load conditions of the engines are presented.

Keywords: piston; stress-strain state; solid state model; von Mises criterion; relative deformation

Савчук В.П., Белоусов Е.В., Зинченко Д.О., Дзыгар А.К.

Анализ напряженно-деформированного состояния поршней дизельных двигателей RT-flex 96C фирмы Wartsila

Представлены результаты моделирования влияния эксплуатационных факторов на распределение напряжений и деформаций в материале сложной формы поршней современных малооборотных двигателей производства фирмы Wartsila серии RT-flex 96C. Приведены эпюры распределения напряженно-деформированного состояния деталей поршней при номинальном режиме нагрузки двигателей.

Ключевые слова: поршень; напряженно-деформированное состояние; твердотельная модель; критерий фон Мизеса; относительная деформация

УДК 621.181.27 (075.8)

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Кузнецов В.В., канд. техн. наук, доцент

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
 Украина, г. Николаев
 ORCID 0000-0002-3678-595X

Аннотація. Існує достатня кількість показників для оцінки ефективності тепловіддачі в теплообмінних апаратах. Запропоновано модифікований показник ефективності теплопередачі, який дозволяє обґрунтувати способи інтенсифікації для досягнення максимальної теплової ефективності апарата.

Ключові слова: теплообмінний апарат; теплопередача; ефективність; показник.

Постановка проблеми Актуальною проблемою в енергетических установках являється зниження масогабаритних показателів їх теплообмінних апаратів. Одним из путей решения этой проблемы является интенсификация теплопередачи.

Для оценки эффективности теплопередачи в теплообменных аппаратах предложено ряд показателей.

Эти показатели можно разделить на показатели эффективности теплообменных аппаратов в целом и их теплообменных поверхностей в частности.

Показатели эффективности теплообменных аппаратов в большинстве случаев основаны на универсальном критерии Кирпичева [1]

$$E_k = \frac{Q}{A_{\Pi}}, \quad (1)$$

который определяется отношением передаваемого теплового потока Q к работе на прокачку теплоносителей A_{Π} . Вариации этого критерия возможны за счет использования в числителе уравнения (1) количества передаваемой теплоты по горячему либо холодному теплоносителю, а в знаменателе – суммарной мощности, затрачиваемой на прокачку обоих теплоносителей либо каждого по отдельности. Предложенный критерий целесообразно использовать после окончательной компоновки теплообменного аппарата, и достаточно затруднительно на этапе выбора способа интенсификации теплоотдачи.

Для оценки эффективности теплоотдачи поверхности теплообмена в [1] предлагается использовать энергетический критерий

$$\eta_{\text{эн}} = \alpha / \delta P, \quad (2)$$

где α – коэффициент теплоотдачи со стороны горячего или холодного теплоносителя, δP – мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя с той же стороны. Этот критерий оценивает эффективность теплоотдачи только с одной стороны поверхности теплообмена.

Указанные критерии эффективности фактически определяют соотношения между тепловым потоком (Q) или основным показателем, его определяющим (α) и затратами, на обеспечение этого полезного эффекта (A_n или δP). По сути, таким образом выражается физическая суть аналогии Рейнольдса – связи между теплоотдачей и трением, обеспечивающим эту теплоотдачу.

В работах [2, 3] для оценки эффективности процессов теплоотдачи предлагается использовать показатель фактора аналогии Рейнольдса

$$FAR = \frac{Nu / Nu_0}{f / f_0}, \quad (3)$$

где Nu – число Нуссельта со стороны оцениваемой теплоотдачи, f – коэффициент сопротивления на достижение этой теплоотдачи. Индекс «0» определяет базовый канал, обычно гладкий, с которым производится сравнение.

В отличие от показателей (1) и (2), последний показатель определяет изменение теплоотдачи в зависимости от изменения гидродинамического сопротивления, его обеспечивающего.

Такое представление результатов дает возможность сравнить рост эффективности теплообмена с затратами на ее достижение с одной стороны теплопередающей поверхности.

Представляя в уравнение (3) $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$, где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C); d – диаметр

трубы, м; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·°C) для теплоносителей со схожими теплофизическими свойствами нетрудно показать, что

$$FAR = \frac{Nu / Nu_0}{f / f_0} \cong \frac{\alpha / \alpha_0}{f / f_0}, \quad (4)$$

при этом основным показателем, определяющим эффективность теплоотдачи, является « α ».

Однако в теплообменных аппаратах необходимо, учитывать влияние теплоотдачи с двух сторон теплопередающей поверхности. Таким образом, **цель работы** - на основании критериев, предлагаемых в [3, 4, 5] представить модифицированный критерий эффективности **теплопередачи**.

Основная часть. Согласно [5] «коэффициент теплоотдачи α характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой», а «коэффициент теплопередачи k характеризует интенсивность передачи теплоты от одной жидкости к другой через разделяющую стенку». Таким образом, для учета и оценки эффективности процессов интенсификации теплопередачи в теплообменных аппаратах можно предложить модифицированный фактор аналогии Рейнольдса $FAR_{\text{мод}}$, определяемый как

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{k / k_0}{f_1 / f_{10} + f_2 / f_{20}}, \quad (5)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·K), f – коэффициент гидродинамического сопротивления, индексы 0, 1 и 2 соответствуют базовому, обычно гладкому каналу с обеих сторон, а также горячего и холодного теплоносителя.

После преобразования входящих в уравнение величин окончательное выражение (5) для гладких поверхностей теплопередачи получено в виде

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{FAR_1}{2} \frac{1 + \frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}}{1 + \frac{f_2}{f_{20}} \frac{f_{10}}{f_1}}, \quad (6)$$

Полученное выражение связывает эффективность теплопередачи в зависимости от эффективности теплоотдачи с «горячей» стороны (FAR_1) и потерь давления по «горячей» и «холодной» сторонам f_1 / f_{10} и f_2 / f_{20}

Числитель $1 + \frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}$ определяется базовой, обычно круглой, не интенсифицированной, поверхностью

теплопередачи и может быть протабулирован для основных поверхностей.

Выражение (6) позволяет проводить обоснование выбора способов интенсификации теплоотдачи для достижения максимальной эффективности теплопередачи.

Для оребренных поверхностей

$$FAR_{\text{мод р}} = \frac{k_p/k_0}{f_{1p}/f_{10} + f_2/f_{20}} = \frac{f_{10} \cdot f_{20} \cdot (\alpha_{10} + \alpha_{20})}{(f_{1p} \cdot f_{20} + f_2 \cdot f_{10}) \cdot \alpha_{10} \cdot \alpha_{20} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_{1п}} \frac{F_2}{F_{1пс}} \right)} \quad (7)$$

В случае $\alpha_2 \approx \alpha_{1п}$ полученное выражение преобразуется к виду

$$FAR_{\text{мод р}} = \frac{f_{10} \cdot f_{20} \cdot (\alpha_{10} + \alpha_{20}) \cdot \alpha_{10} \cdot FAR_{1п}}{(f_{1p} \cdot f_{20} + f_2 \cdot f_{10}) \cdot \alpha_{10} \cdot \alpha_{20} \cdot \left(1 + \frac{F_2}{F_{1пс}} \right)} =$$

$$= \frac{FAR_{1п}}{1 + \frac{F_2}{F_{1пс}}} \cdot \frac{1 + \frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}}{\frac{1}{f_{10} \cdot f_{20}} \left(\frac{f_{1п} f_{20}}{f_{1п}} + \frac{f_2 f_{10}}{f_{1п}} \right)} = \frac{FAR_{1п}}{1 + \frac{F_2}{F_{1пс}}} \cdot \frac{1 + \frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}}{1 + \frac{f_2 f_{10}}{f_{20} f_{1п}}}, \quad (8)$$

В случае гладкой стенки значение $FAR_{1п} = FAR_1$ а $\frac{F_2}{F_{1пс}} \approx 1$ и уравнение (8) переходит в (6).

Рассмотрен вариант интенсификации теплопередачи в регенераторе «Зоря»–«Машпроект» [6]. Регенератор выполнен по так называемой «котельной» схеме, т.е. его конструктивное исполнение схоже с исполнением утилизационных котлов газотурбинных установок.

Интенсификацию со стороны горячего теплоносителя предложено осуществлять путем нанесения спирально-ленточного оребрения, а внутри – использованием шнековых завихрителей. Получен показатель эффективности и рассмотрены способы его увеличения.

Вывод. Предложенный показатель эффективности теплопередачи позволяет обосновывать способы интенсификации теплопередачи с целью определения наиболее эффективных ее параметров.

REFERENCES

- [1] Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. (1989). *Справочник по теплообменным аппаратам*. М.: Машиностроение
- [2] Халатов А.А. (2005) *Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок)*. К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины
- [3] Халатов А.А., Окишев А.В., Онищенко В.Н. (2010) Обобщение опытных данных по фактору аналогии Рейнольдса для интенсификаторов теплообмена различных типов. *Пром. Теплотехника*, т.32, №5. 5-13
- [4] Уонг, Х. (1979) Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Справочник. М.:Атомиздат
- [5] Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). (1998) Изд-е 3-е, перераб. и дополн., Изд-во НПО ЦКТИ, СПб
- [6] Мовчан С.Н., Бочкарев Ю.В., Соломонюк Д.Н. (2008) Этапы развития стационарных и судовых ГТУ с регенерацией теплоты. *Газотурбинные технологии*, № 8

Kuznetsov V.V.

Estimation of heat transfer processes efficiency in power plants heat exchangers

Annotation. There are a sufficient number of indicators to assess the efficiency of heat transfer in heat exchangers. A modified indicator of heat transfer efficiency is proposed, which allows substantiating methods of intensification to achieve maximum thermal efficiency of the apparatus.

Keywords: heat exchanger; efficiency; heat transfer; indicator

Кузнецов В.В.

Оценка эффективности процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах энергетических установок
Аннотация. Существует достаточное количество показателей для оценки эффективности теплоотдачи в теплообменных аппаратах. Предложен модифицированный показатель эффективности теплопередачи, который позволяет обосновать способы интенсификации для достижения максимальной тепловой эффективности аппарата.

Ключевые слова: теплообменный аппарат; эффективность; теплопередача; показатель.

УДК 621.434.432

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВОГО ЭФФЕКТА В ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЕ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДОБАВОК ВОДОРОДА К ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ

Тимошевський Б.Г. д.т.н., проф.¹, Ткач М.Р. д.т.н., проф.¹, Шалапко Д.О. к.т.н.²

¹Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова

²Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова

Постановка проблемы. Высокие требования к топливной экономичности и снижению токсичности выпускных газов дизельных двигателей обуславливают необходимость более широкого применения альтернативного топлива. Для транспортных и стационарных энергоустановок одним из основных типов двигателей остаются турбопоршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Одним из путей повышения эффективности таких двигателей может быть использование перспективных топливных добавок [1, 4].

Среди известных способов осуществления добавок к основному топливу особый интерес представляет водород, так как согласно работам И.Л. Варшавского, В.А. Вагнера, А.Е. Свистулы, Н.Н. Патрахальцева и др. [6, 7], даже минимальные добавки водорода (0,05...0,10% по массе) имеют положительное влияние на экологические и экономические показатели дизеля.

Данный способ является относительно простым в применении и не требует существенного изменения конструкции двигателя. Однако в литературе предложенный способ добавок мало изучен. Характеристики же топливной аппаратуры при малых добавках водорода к жидкому дизельному топливу на линии высокого давления еще менее исследованы. Это и предопределяет актуальность экспериментального исследования. Задачами работы: разработка физической модели волновых колебаний в топливной аппаратуре дизеля; создание экспериментального стенда для исследования волнового эффекта при малых добавках водорода в топливную магистраль высокого давления; получение зависимостей влияния малых добавок водорода на параметры топливной аппаратуры ДВС.

Экспериментальная установка

С целью детального изучения этих процессов была разработана экспериментальная установка ДВС-1-МДВ на базе топливной системы дизеля Д65 (4С11/13). Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2, её внешний вид представлен на рис. 1 и рис. 4. Из баллона 1 объёмом 5 л (см. рис. 1) водород через редуктор 2 поступает в клапан добавления присадки 4, который устанавливается перед штуцером штатной форсунки 12, смонтированной на штанге и установленной распылителем в мерный стакан 11. Топливный насос высокого давления 7 приводится в действие через муфту от трехфазного электродвигателя переменного тока 5, работающего через частотный преобразователь для регулирования частоты вращения вала. На соединительной муфте ТНВД и электродвигателя установлен цифровой тахометр. Расход топлива через ТНВД измерялся по мерному стакану 11. Для регистрации давления водорода установлен тензoeлектрический датчик 3 давления "ОВЕН ПД100-ДИ6,0".

Величина давления в топливной магистрали превращается в токовый сигнал динамичным волоконно-оптическим датчиком 13 давления для высокотемпературных измерений давления «Optrand AutoPSI-S2000» с верхним пределом измерений 200 МПа и выходным сигналом 0,5 ... 5,0 В. Это позволяет определить момент начала впрыска топлива, качественно оценить величину давления топлива и исследовать процессы в трубопроводе высокого давления.

Сигналы первичных датчиков от стенда ДВС-1-МДВ поступают в электронном виде к USB-осциллографу и в компьютеризированную систему 10 измерения и регистрации данных «IRIS».

На рис. 2 представлены диаграммы впрыска топлива с добавкой водорода (рис. 2, а) и без добавки (рис. 2, б), полученные экспериментальным путем. Анализ приведенных данных показывает, что при добавке газообразного водорода к топливу «сглаживается» эффект волновых колебаний в линии высокого давления, однако при этом заметно существенное снижение максимального давления впрыска топлива после начала подачи добавки. Присутствие добавки водорода в размере $u=0,1\%$, при серийном натяге пружины иглы форсунки $P_{эл}=17,6$ МПа, как видно по рис. 6, вызывает уменьшение максимального давления впрыска $P_{впр}$ на 20...30%. Уменьшение максимального давления впрыска можно объяснить за счет изменения физико-химических свойств топлива.

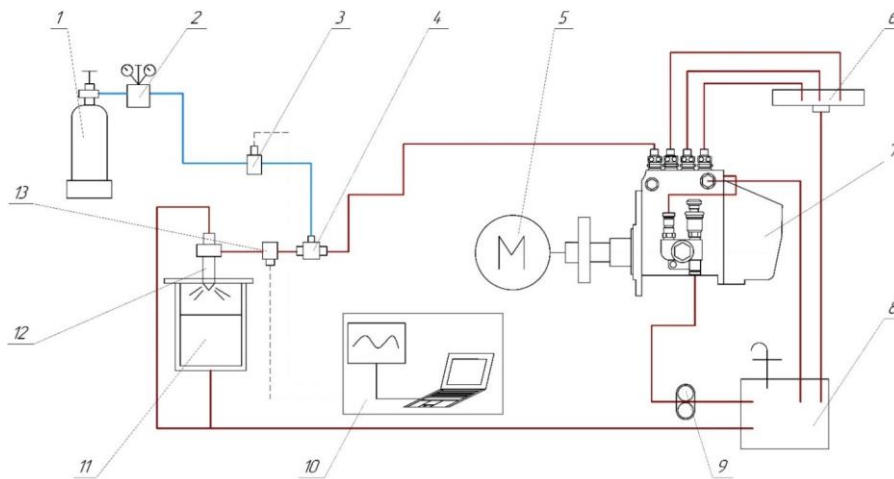


Рис. 1. Схема экспериментальной установки ДВС-1-МДВ:

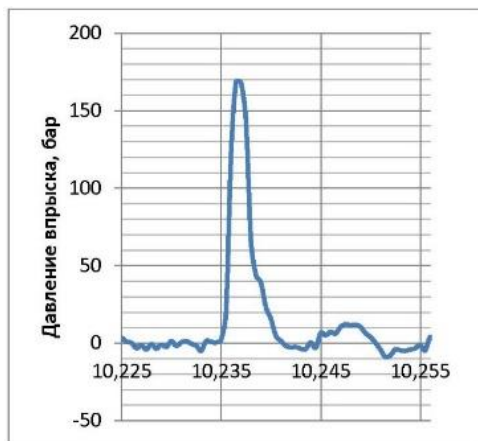
1 - баллон со сжатым водородом; 2 - редуктор водородный промышленный; 3 - датчик давления; 4 - клапан добавления водорода в топливную магистраль высокого давления; 5 – электродвигатель; 6 - емкость сброса топлива; 7 – ТНВД; 8 - расходная цистерна; 9 - насос топливный подкачивающий; 10 - компьютерная система сбора и обработки данных измерений; 11 - емкость для впрыска; 12 – форсунка; 13 - датчик давления

В результате обработки полученных экспериментальных данных установлены зависимости подачи малой добавки водорода (по массе) от давления подачи и от частоты вращения коленчатого вала. При этом давление водорода изменялось в пределах 2...8 МПа, а частота вращения в диапазоне 60-100 % от номинальной ($n_{ном} = 1150 \text{ мин.}^{-1}$).

Анализ полученных результатов

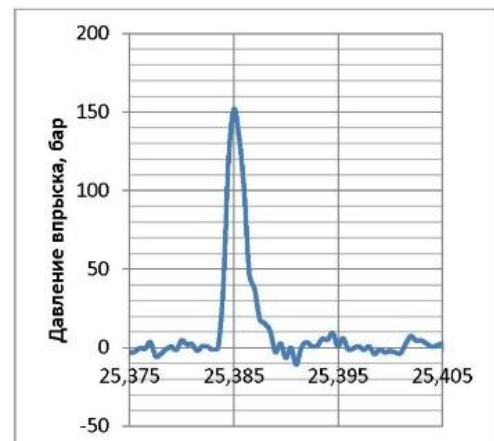
Полученные результаты дают основание сделать вывод, что рациональное давление подачи добавки водорода во всем диапазоне допустимой частоты вращения коленчатого вала для дизеля лежит в диапазоне 5...8 МПа. Такие границы обусловлены, в первую очередь, рациональной концентрацией водорода и пределами его растворимости [7].

Следует отметить, что на данный момент остается еще недостаточно изученной качественная зависимость влияния добавки водорода на параметры экологичности и топливной экономичности ДВС. Это предопределяет задачу последующих экспериментальных исследований влияния доли добавки водорода на эффективный расход топлива, характеристики внутрицилиндровых процессов и концентрации загрязняющих веществ с ОГ двигателя.



а

без добавки водорода;



б

с добавкой

Рис. 2. Диаграмма впрыска топлива (выделен единственный впрыск)

Выводы

1. Уточнена физическая модель волновых колебаний в топливной аппаратуре дизеля, которая обосновывает целесообразность и возможность использования добавок водорода в топливо на линии падения давления.

2. Создан экспериментальный стенд, включающий компьютерную систему сбора, регистрации и обработки данных измерений, позволяющий проводить исследования процессов в топливной магистрали ДВС высокого давления с добавлением водорода.

4. Определено, что добавка водорода в размере $u=0,1\%$, при серийном затыге пружины иглы форсунки $P_{зп}=17,6$ МПа, вызывает уменьшение максимального давления впрыска $P_{впр}$ на 20...30% за счет изменения физико-химических свойств топлива.

Литература:

1. Szwaja, S., & Grab-Rogalinski, K. (2009). Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(10), 4413–4421. doi: 10.1016/j.ijhydene.2009.03.020
2. Матиевский, Д. Д., & Вагнер, В. А. (1985). Осуществление присадки водорода к топливу и ее влияние на показатели работы дизеля. *Двигателестроение*, 2, 53–56.
3. Патрахальцев, Н. Н., & Шкаликова, В. П. (1993). *Применение нетрадиционных топлив в дизелях: Монография*. – Изд. 2-е, доп (Vol. 2). Москва: РУДН.
4. Тимошевський, Б. Г., Ткач, М. Р., & Шалапко, Д. О. (2016). Поліпшення робочих характеристик дизельних двигунів за допомогою додавання водню. *Водний Транспорт*, 2(25), 24–28.
5. Тимошевський, Б. Г., Ткач, М. Р., & Шалапко, Д. О. (2017). Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури. *Вісник Херсонського Національного Технічного Університету*, 3(62), 233–237.
6. Ткач, М. Р., Тимошевський, Б. Г., Доценко, С. М., Галынкин, Ю. М., & Шалапко, Д. О. (2017). Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов судовых малооборотных двигателей, работающих на альтернативном топливе. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2, 8–13.

УДК 629.12.03

РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ ТЕРМОХІМІЧНОЇ УТИЛІЗАЦІЇ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ ТЕПЛОВИХ ДВИГУНІВ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Чередніченко О. К. канд. техн. наук, доцент

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Україна, Миколаїв

oleksandr.cherednichenko@nuos.edu.ua

Анотація. Доведено, що термохімічні технології дозволяють розширити сферу застосування альтернативних видів палива та забезпечують підвищення ефективності та екологічності судових енергетичних установок. Результати досліджень можуть бути використані при проектуванні енергетичних установок перспективних суден та плаваючих об'єктів нафтогазовидобутку.

Ключові слова: суднова енергетична установка; термохімічна утилізація; конверсія палива; синтез газ.

Вступ. Згідно з авторитетними аналітичними прогнозами, очікуваними напрямками розвитку суднової енергетики на найближчі 15 років будуть: використання альтернативних видів палива; застосування дизель-електричних, комбінованих та гібридних установок; вдосконалення технологій утилізації вторинних енергоресурсів.

Застосування технології термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів – один із перспективних шляхів підвищення ефективності й екологічності судових енергетичних установок. Міжнародні норми емісії шкідливих компонентів потребують комплексного рішення питань удосконалення характеристик енергетичного обладнання, що передбачає створення нових схем установок. Реалізація технології термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів забезпечує вирішення важливої наукової та технологічної **проблеми** створення енергоустановок, які відповідають міжнародним вимогам з охорони навколишнього середовища та ефективно працюють на традиційних та альтернативних паливах.

Дослідження термохімічних технологій обробки палива виконуються в світі на протязі більш ніж 40 років. Розглядом різних аспектів проблеми підвищення ефективності енергетичних установок, в тому числі і за рахунок термохімічної регенерації відпрацьованих газів теплових двигунів, займаються різні наукові, проектні та виробничі організації: Wärtsilä (Фінляндія), Gas Technology Institute (США), Technion – Israel Institute of Technology (Ізраїль), Harbin Engineering University (КНР), Samara State Technical University (РФ) та ін. В ІТТФ НАН України під керівництвом проф. В.Г. Носача досліджувались теоретичні питання створення технологій термохімічної регенерації скидної теплоти технологічного обладнання. Наукові дослідження, пов'язані з встановленням закономірностей термохімічних процесів енергоперетворення, розробкою та впровадженням термохімічних утилізаційних технологій, виконуються в Машинобудівному навчально-науковому інституті НУК на протязі більш 10

років. Результатом цих досліджень є розробка та обґрунтування основних принципів проектування систем термохімічної обробки вуглеводневого палива різного складу. Незважаючи на велику кількість наукових досліджень в області термохімічної утилізації (серед них роботи В.Г. Носача, А.А. Шрайбера, М.Р. Ткача, Б.Г. Тимошевського, В.Ф. Каменева, Н.Л. Хрипача, J.M. Protopas, D.I. Pashchenko, A. Poran, L. Tartakovsky та інших), методологічні і технічні аспекти вирішення проблеми створення технологій термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів газотурбінних двигунів до теперішнього часу розроблені не в повній мірі. Багато наукових досліджень присвячено вирішенню проблем ефективного спалювання продуктів термохімічної обробки базового палива в камерах згорання ГТД, але тільки в незначній кількості публікацій вчені (С.І.Сербін, Н.Ж.Куржі, L. Xiao) використовують сучасні методи обчислювальної гідродинаміки, що дає змогу значно прискорити впровадження елементів технологічної системи.

Недостатньо уваги приділено дослідженню ефективності схемних рішень суднових енергетичних установок суден на базі газотурбінних двигунів із застосуванням термохімічних технологій.

Метою дослідження є підвищення ефективності та екологічності енергетичних установок на базі теплових двигунів для суден та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку шляхом використання технології термохімічної утилізації.

Основна частина. Процеси термохімічної обробки базових газоподібних та рідких палив та подальшого ефективного спалювання отриманих в результаті конверсії продуктів достатньо складні: вони потребують коректного розгляду явищ тепло- та масопереносу, врахування двофазності реагуючих систем та кінетики хімічних і фізико-хімічних процесів, встановлення складних механізмів. Відмітимо, що закономірності процесів, які протікають при термохімічних перетвореннях вуглеводневих палив шляхом утилізації вторинних енергоресурсів газотурбінних двигунів з подальшим спалюванням продуктів конверсії в перспективних камерах згорання, маловідомі. Між тим знання таких процесів необхідно для розробки перспективних схем високоефективних та низькоємісних суднових енергетичних установок з термохімічною утилізацією вторинних енергоресурсів. В основу дослідження покладена **робоча гіпотеза** про можливість ефективної термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів газотурбінних двигунів, а також обробки базового вуглеводневого палива з подальшим низькоємісним спалюванням отриманих модифікованих термохімічних продуктів в камерах згорання теплових двигунів газотурбінних та комбінованих енергетичних установок.

Для підвищення ефективності процесів енергоперетворень при термохімічній обробці базових вуглеводневих палив та спалюванні отриманих продуктів запропоновано використовувати **ідею** організації термохімічної обробки палива за рахунок підводу теплоти відпрацьованих газів ГТД для здійснення парової конверсії базового палива при параметрах процесу, які відповідають: - параметрам робочого процесу горіння в камерах згорання ГТД для газотурбінної установки або газотурбінної частини комбінованої установки; - параметрам процесів підводу робочого тіла в ДВЗ з можливістю використання дегідрованих продуктів конверсії в якості палива для дизельної частини комбінованої установки. Це дає змогу підвищити енергоефективність та забезпечити мінімальні викиди токсичних компонентів на основних режимах роботи установок широкого діапазону потужностей.

При дослідженні характеристик перспективних суднових енергетичних установок була адаптована методологія наукових досліджень на базі об'єктно-орієнтованих підходів на основі поєднання принципів стратегії функціональної декомпозиції з інкапсуляцією підсистем. Енергетична установка з термохімічною утилізацією теплоти була представлена у вигляді сукупності підсистем, кожна з яких складається з взаємопов'язаних елементів (або їх груп), які забезпечують реалізацію функції відповідної підсистеми: енергетичної підсистеми, в якій хімічна енергія палива перетворюється в механічну, електричну і теплову енергію; підсистеми утилізації тепла, яка призначена для перетворення скидної теплоти енергетичної підсистеми в механічну, електричну і теплову енергію; технологічної підсистеми конверсії. Підсистеми пов'язані потоками маси та енергії, що передаються відповідними енергоносіями. Такий підхід дозволив реалізувати блочну схему для окремого моделювання елементів.

В якості основного критерію оцінки енергоефективності процесів термохімічної обробки вуглеводневих палив шляхом парової конверсії запропоновано використовувати коефіцієнт збільшення теплоти згорання базового палива.

Запропонований критерій визначається як

$$\bar{H}_U = \frac{\Delta H_U}{H_U^B},$$

де $\Delta H_U = H_U^K - H_U^B$ - зміна теплотворної здатності продуктів конверсії H_U^K (кДж/кг) по відношенню до характеристик базового палива H_U^B (кДж/кг). При цьому теплотворна здатність отриманих в результаті конверсії компонентів синтез-газу перераховується на 1 кг базового палива.

В якості критерію оцінки ефективності конверсії вуглеводнів, що містяться в базовому паливі, була прийнята ступінь конверсії відповідного вуглеводню (метан, етан, пропан, бутан, пентан).

Ступінь конверсії визначається як

$$\xi = (q_{in} - q_{out}) / q_{in},$$

де q_{in} – мольна/масова частка відповідного вуглеводню в базовому паливі, q_{out} – мольна/масова частка відповідного вуглеводню в продуктах конверсії.

Важливою характеристикою є вміст вуглецю в паливі. При термохімічних обробці вуглеводневих палив запропоновано розглядати вміст вуглецю в синтез-газі, отриманому при паровій конверсії.

Зміст вуглецю в синтез-газі може бути визначено за методикою Gas Technology Institute

$$CC_{Mixture} = \frac{\sum_{i=1}^{\#of_Components} (n \times AW_{Carbon} \times Xm_i)}{\sum_{i=1}^{\#of_Components} (MW_i \times Xm_i)},$$

де $CC_{Mixture}$ масова частка вуглецю в суміші; n число атомів вуглецю в компоненті; AW_{Carbon} атомна маса вуглецю; MW_i молекулярна вагу компонента i ; Xm_i молярна частка компонента.

В якості критерію ефективності установки прийнята питома витрата палива при заданій потужності.

Були розглянуті наступні варіанти енергетичних установок з термохімічною утилізацією тепла: установки з ТХР на базі ГТД простого циклу; газотурбінні установки зі спільною термодинамічною регенерацією та термохімічною утилізацією тепла; транспортні регенеративні газотурбінні установки з проміжним теплоносієм; комбіновані дизель-газотурбінні установки з термохімічною утилізацією тепла відхідних газів ГТД шляхом парової конверсії палива.

З метою апробації запропонованих підходів до дослідження характеристик суднових енергетичних установок були розроблені схемні рішення та за допомогою математичного моделювання визначені характеристики енергетичних установок з термохімічною утилізацією тепла для газозовів LNG, морських бурових платформ, суден FPSO, поромів та швидкісних суден Ro-рах.

Основні результати дослідження надані в наступних роботах [1-21]

Висновки.

1. Застосування в суднових енергетичних установках термохімічної технології утилізації вторинних енергоресурсів ГТД дозволяє підвищити енергетичну ефективність суден (за індексом EEDI) на 35-40% та забезпечити перспективні вимоги IMO.
2. Використання термохімічних технологій дозволяє зменшити на 20-30 % питомі витрати палива у порівнянні з традиційними схемами енергетичних установок.
3. Застосування в складі енергетичних установок суден газотурбінних двигунів з термохімічною утилізацією скидної теплоти зменшує у 1,4-1,5 разів викиди CO₂ при експлуатації енергетичних установок.

REFERENCES

- [1] Gorbov, V.M., **Cherednichenko, O. C.** (2008). Obespechenie nadezhnosti i zhivuchesti SEU na gazoturboelektrokhodakh. *Visnyk SevDTU - SevGTU Journal*, 87, 51-55. [in Russian].
- [2] Gorbov, V.M., Cherednichenko, O. C. (2008). Analiz i perspektivy ispolzovaniya otechestvennykh gazoturbinnykh dvigateley v sudovoy energetike. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7 (54), 103-107. [in Russian].
- [3] Gorbov, V.M., **Cherednichenko, O. C.** (2009). Analiz strukturnykh skhyem enyergytycheskikh ustanovok kruiznykh laynyerov. *Visnyk SevDTU - SevGTU Journal*, 97, 38-42. [in Russian].
- [4] Tkach, M.R., Cherednichenko, O. C. (2009). Effektivnost gazoturbinnoy ustanovki s termodinamicheskoy i termokhimicheskoy regeneratsiyey tepla otkhodyashchikh gazov. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7 (64), 19-22. [in Russian].
- [5] Cherednichenko, O. C. (2010). Ob effektivnosti termokhimicheskoy regeneratsii tepla v gazoturbinnykh ustanovkakh mobilnykh energokompleksov. *NUS Journal. Electronic Editon*, 1. Retrieved from <http://evn.nuos.edu.ua/issue/view/1382>. [in Russian].
- [6] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R., Vaschilenko, N.V. (2010). Povyshenie effektivnosti mobilnykh gazoturbinnykh ustanovok slozhnykh tsiklov primeneniem promezhutochnogo teplonositelya. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7 (74), 41-44. [in Russian].
- [7] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R. (2011). K vyboru parametrov promezhutochnogo teplonositelya regenerativnogo gazoturbinnoho tsikla. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2, 101-105.
- [8] Cherednichenko, O. C. (2011). Energeticheskie i massogabaritnye pokazateli gazoturbinnykh ustanovok s promezhutochnym zhidkometallicheskim teplonositelem. *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoho universytetu*

- koralebuduvannia imeni admirala Makarova - Collection of Scientific Papers of Admiral Makarov National University of Shipbuilding*, 5, 76-83. [in Russian].
- [9] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R. (2012). Eksperimentalnyy stend dlya issledovaniya termokhimicheskoy konversii bioetanola vtorichnymi energoresursami GTD. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7, 65-69. [in Russian].
- [10] Cherednichenko, O. C. (2014). Otsenka effektivnosti termokhimicheskoy regeneratsii tepla v dizel-gazoturbinnoy energeticheskoy ustanovke [Evaluation of efficiency of thermochemical heat recovery in diesel-gas turbine power plant]. *Naukoviy visnyk Khersonskoi derzhavnoi morskoi akademii - The scientific bulletin of Kherson state maritime academy*, 2 (11), 89 – 96. [in Russian].
- [11] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R. (2015). Povyshenie effektivnosti kombinirovannoy energeticheskoy ustanovki termokhimicheskoy regeneratsiy tepla. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7 (124), 94-99. [in Russian].
- [12] Cherednichenko, O. C. (2016). Metodolohicheskoe obespechenye eksperimentalnykh yssledovaniy elementov enerhetycheskykh ustanovok s termokhymicheskoi reheneratsiyei sbrosnogo tepla [Methodological support for research of thermochemical heat recovery power plant elements]. *Naukoviy visnyk Khersonskoi derzhavnoi morskoi akademii - The scientific bulletin of Kherson state maritime academy*, 1 (14), 274 – 280. [in Russian].
- [13] Cherednichenko, O. C. (2016). Modelirovanie energokompleksov s termokhimicheskoi regeneratsiyei tepla dlya sudov-gazovozov [Modeling of efficiency of ship power plants with thermochemical heat recovery for liquefied natural gas carriers]. *Vestnik dvigatelestroeniya – Herald of Aeroenginebuilding*, 2, 36-41. [in Russian].
- [14] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R., Timoshevsky, B.G., Proskurin, A.Y. (2016). Effektivnost termokhimicheskoy regeneratsii tepla v energeticheskoy ustanovke sudna klassa "reka-more" [Thermochemical heat recovery efficiency of the "river-sea" ship power plants]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 8 (135), 29-35. [in Russian].
- [15] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R., Timoshevsky, B.G. (2017). Ukraine patent No. 114698. Retrieved from <http://uapatents.com/5-114698-sposib-vimiryuvannya-teploti-zgoryannya-sumishi-gaziv-parovo-konversi-spirtiv-ta-pristriji-dlya-jjogo-zdijsnennya.html>
- [16] Cherednichenko, O. C. (2017). Povyshenie jeffektivnosti jenergeticheskikh ustanovok sudov-gazovozov primeneniem termokhimicheskikh tehnologij [Increase of efficiency of ship power plants of gas carriers with application of thermochemical technologies]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya – ICE*, 1, 46-51. [in Russian].
- [17] Cherednichenko, O. C., Serbin, S. I. (2018). Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat. *Journal of Marine Science and Application*, 17, 1, 122-130.
- [18] Cherednichenko, O. C. (2019). Efficiency analysis of methanol usage for marine turbine power plant operation based on waste heat chemical regeneration. *Problemele Energeticii Regionale*, 1, 102-111.
- [19] Cherednichenko O., Serbin, S., Dzida M. (2019). Application of thermo-chemical technologies for converging of associated gas in diesel-gas turbine installations for oil and gas floating units. *POLISH MARITIME RESEARCH*, 3 (103), Vol. 26; pp. 181-187
- [20] Cherednichenko, O. C. (2019). Peculiarities of application of methanol conversion products in a ship gas turbine plants with thermochemical regeneration of waste heat. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 3, 28-34. [in Russian].
- [21] Cherednichenko, O. C. (2019). Application of thermochemical waste heat recovery in power plants of high-tech ships. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7, 58-64. [in Russian]

Cherednichenko O. C.

Development of a technology of thermochemical heat recovery system of secondary energy resources of primary engines of ship power plants

Various variants of marine power plants with thermo-chemical heat recovery are presented. Criteria for evaluating the effectiveness of the developed schemes are proposed. The results obtained indicate the effectiveness of the schemes.

Keywords: ship power plant; thermo-chemical recuperation; fuel conversion; syngas

Чередниченко А.К.

Разработка технологии термохимической утилизации вторичных энергоресурсов тепловых двигателей судовых энергетических установок

Показано, что термохимические технологии позволяют расширить сферу применения альтернативных видов топлив и обеспечивают повышение эффективности и экологичности судовых энергетических установок. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании энергетических установок перспективных судов и плавучих объектов нефтегазодобычи

Ключевые слова: судовая энергетическая установка; термохимическая утилизация; конверсия топлива; синтез газ

СЕКЦІЯ № 1. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

УДК 621.3-838:656

ТЕПЛОВА ПІДГОТОВКА ДВИГУНА СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ЇЇ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

Грицук І.В.¹. д.т.н. проф., Погорлецький Д.С.¹. старший викладач, Худяков І.В.¹. старший викладач, Володарець М.В.².к.т.н. старший викладач, Черненко В.В.¹. старший викладач, Дзигар А.К.¹.старший викладач

¹ Херсонська державна морська академія; ² Український державний університет залізничного транспорту;

¹Україна, м Херсон; ² Україна, м Харків;

gritsuk_iv@ukr.net,

Анотація. Важливу роль у вирішенні проблеми енергетичної та екологічної безпеки суднових енергетичних установок (СЕУ) грають двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Підвищення ефективності ДВЗ передбачає поліпшення їх основних показників, до яких, в першу чергу, слід віднести показники потужності та економічності з боку витрати палива. Необхідною умовою для цього є забезпечення оптимального температурного стану ДВЗ енергетичної установки при низьких температурах навколишнього середовища в умовах експлуатації. Тому, забезпечення оптимального температурного стану двигуна СЕУ в умовах експлуатації за рахунок процесів передачі потоку теплової енергії за допомогою системи теплової підготовки, на основі теплового акумулятора фазового переходу є актуальним завданням, рішення якого створить умови для подальшого розвитку енергоресурсозбереження та екологічної безпеки на флоті.

Ключові слова. тепла підготовка; тепловий акумулятор; система комбінованого прогріву; паливна економічність; екологічні показники.

Вступ. В даний час на акваторіях портів України експлуатується значна кількість суден портового флоту, які забезпечують різні цільові завдання: забезпечення льодових проводок, збір сміття та нафтопродуктів, рятувальних, а також забезпечення функцій постачання і багато іншого [1-3]. При цьому більшість СЕУ суден портового флоту в даний час за своїми техніко-економічними показниками не відповідають сучасним вимогам до їх паливної економічності та екологічності. Ця обставина робить проблему підвищення ефективності енергетичних установок суден актуальною [2-3].

Встановлено, що суднові дизельні двигуни піддаються значним змінам кліматичних та температурних умов, характерним для різних частин земної кулі і тому повинні бути здатними працювати в різних умовах навколишнього середовища. Кліматичні зміни, що відбуваються в умовах навколишнього середовища, в тому числі, викликають зміни в частині загальної витрати палива, кількості відпрацьованих газів, викидів в атмосферу та температур двигуна.

Одним з шляхів підвищення ефективності ДВЗ є збільшення ефективності використання палива. Розглянувши тепловий баланс двигуна можна зробити висновок, що з відпрацьованими газами (ВГ) відводиться значна кількість теплової енергії, і якщо її утилізувати та направити на корисну роботу, або на теплову підготовку двигуна, то це призведе до підвищення ефективності використання палива, а як наслідок підвищить ефективність двигуна СЕУ в цілому та збільшить його екологічні показники. З вищевикладеного можливо зробити висновок про перспективність роботи, створення системи забезпечення (підтримки) оптимального теплового стану ДВЗ, особливо перед та після здійснення пуску [2-3].

Такою системою може бути система теплової підготовки (СТП) двигуна внутрішнього згоряння СЕУ з підсистемою утилізації теплової енергії ВГ тепловим акумулятором фазового переходу. У реальних умовах експлуатації СЕУ існують значні теплові втрати від працюючого енергетичного обладнання в навколишнє середовище, використання яких, з метою підвищення ефективності СЕУ, можливо за допомогою застосування засобів накопичення або утилізації теплової енергії, що забезпечують в тому числі, і передпусковий прогрів ДВЗ.

Основна частина. Одним з напрямків підвищення ефективності використання енергії СЕУ, застосування в їх складі перспективних схем суднових теплоакumuлюючих систем теплової підготовки, що представляють собою конструктивно поєднані елементи теплоенергетичного обладнання, що забезпечує процеси накопичення, зберігання і використання теплової енергії за різним призначенням.

При експлуатації суднових ДВЗ в умовах повсякденної експлуатації (постійні зупинки і пуск) виникає проблема їх сталого та безаварійного пуску, а також підготовки до прийняття навантаження при виконанні штатних режимів, тобто прогрівання їх до заданої температури. Тому виробники сучасних СЕУ рекомендують комплектувати ДВЗ агрегатами, які забезпечують теплову підготовку. Для виконання зазначеного завдання запропонована система утилізації відпрацьованих газів з тепловим акумулятором фазового переходу для прогріву ДВЗ перед пуском [2].

Система прогріву ДВЗ з підсистемою утилізації теплової енергії відпрацьованих газів тепловим акумулятором фазового переходу (ТАФП) входить як складова частина, в систему охолодження ДВЗ і виконує частину його функцій, а саме забезпечує швидкий прогрів ДВЗ до робочої температури і підтримує її в межах, обумовлених робочим процесом і конструкцією ДВЗ. Принцип роботи в цілому полягає в накопиченні теплової енергії відпрацьованих газів (ВГ), яка утворюється при згоранні палива і не використовується на корисну роботу, а викидається в атмосферу з ВГ. Принципова схема теплового акумулятора фазового переходу приведена на рисунку 1.

Накопичення теплової енергії в тепловому акумуляторі (ТА) стає можливим завдяки встановленню в випускному трубопроводі ДВЗ теплообмінника, який пов'язаний з ТА трубопроводом, за допомогою якого, завдяки насосу з власною системою управління, відбувається циркуляція теплоносія системи утилізації теплової енергії. Теплоносій, проходячи через теплообмінник в випускному трубопроводі розігрівається від теплової енергії ОГ до температури 150 ... 200 °С.

В якості теплоносія може використовуватися будь-яка технічна рідина (екологічно безпечна) з температурою кипіння 220 °С. Теплообмінник встановлений в байпасе випускного трубопроводу, паралельно основному трубопроводу. Таке конструктивне рішення прийнято для того, щоб мати можливість для відключення його після того, як ТА буде повністю заряджений. Перемикання потоку відбувається за допомогою клапанів з електричним приводом на основі команд системи управління [4].

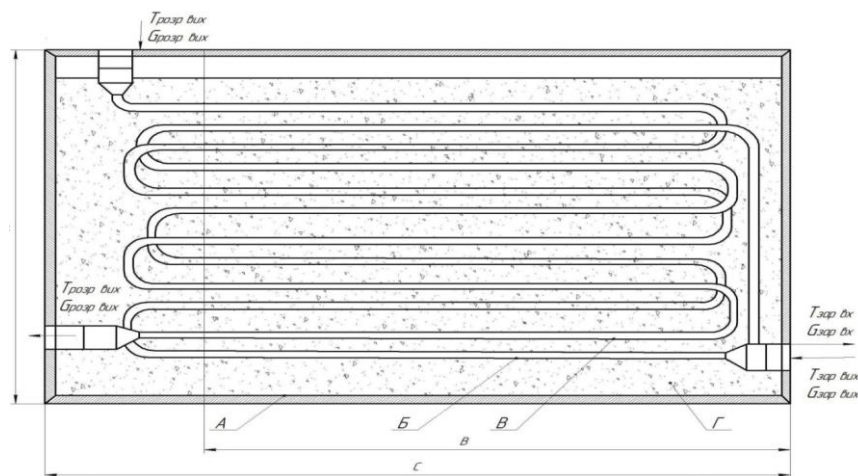


Рисунок 1 – Принципова схема теплового акумулятора фазового переходу: А – зовнішня стінка теплового акумулятора; Б – теплообмінник зарядки (ТА); В – теплообмінник розрядки (ТА); Г – фазоперехідний теплоакumulюючий матеріал

Теплоносій, через утилізатор теплової енергії ВГ, потрапляє в ТА, який представляє собою теплоізолюваний резервуар з двома теплообмінниками (для зарядки і розрядки), заповнений фазоперехідним теплоакumulюючим матеріалом (ТАМ). Теплоносій циркулює через теплообмінник підзарядки теплового акумулятора. При проходженні від теплообмінника через ТА, теплоносій охолоджується і віддає накопичену теплову енергію ТАМ. У процесі накопичення теплової енергії ТАМ найбільшу ефективність являє процес фазового переходу речовини - наповнювача ТА, тобто зміна його агрегатного стану, на що потрібна велика кількість теплової енергії. Перевагою використання накопиченої енергії при фазоперехідному процесі, при незначній кількості ТАМ фазового переходу, є можливість накопичення теплової енергії, яку було б можливо накопичити ТАМ з фізичним накопиченням теплової енергії з масою в кілька разів більше, ніж ТАМ фазового переходу. З точки зору конструкції ТА і фізики процесів зміни агрегатного стану речовини, більш безпечним і зручним у використанні є перехід: твердий стан - рідина - твердий стан, ніж рідина - газ - рідина.

Завдяки ефективній теплоізоляції є можливість тривалого зберігання накопиченої теплової енергії в ТА [5]. Схема установки теплового акумулятора для прогріву ДВЗ і утилізатора теплової енергії ВГ представлені на рисунку 2.

При необхідності запуску двигуна після тривалої зупинки в дію включається система прогріву ДВЗ. Для цього відбувається включення цієї системи перед запуском ДВЗ. Система в свою чергу включає електричний циркуляційний насос з модульованою подачею, який здійснює циркуляцію охолоджуючої рідини через ДВЗ та ТА.

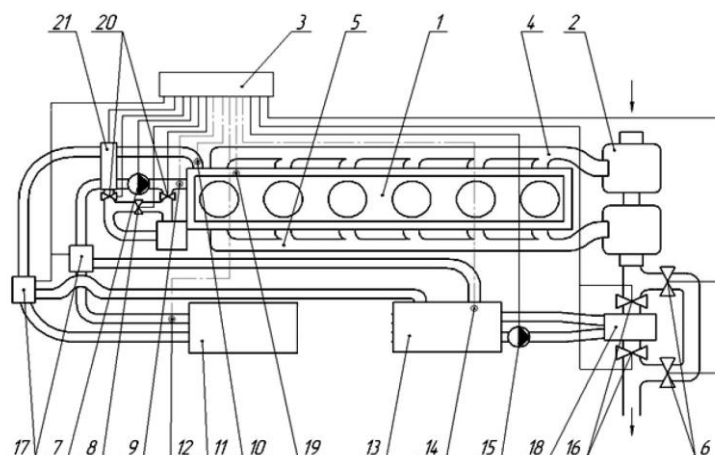


Рисунок 2 - Схема встановлення теплового акумулятора і утилізатора теплової енергії ВГ: 1 - ДВЗ, 2 - турбокомпресор, 3 - блок управління системи регулювання температури охолоджуючої рідини ДВЗ, 4 - впускний колектор, 5 - випускний колектор, 6 - клапани байпасу, 7 - електричний насос системи охолодження, 8 - електромагнітний клапан байпасу штатного насоса системи охолодження, 9 - датчик температури охолоджуючої рідини на вході в ДВЗ, 10 - датчик температури охолоджуючої рідини на виході з ДВЗ, 11 - теплообмінник системи охолодження, 12 - датчик температури охолоджуючої рідини на виході з теплообмінника, 13 - тепловий акумулятор фазового переходу, 14 - датчик температури охолоджуючої рідини на виході з теплового акумулятора, 15 - насос теплового акумулятора, 16 - клапани теплообмінника теплового акумулятора, 17 - двохопозиційні клапани, 18 - теплообмінник теплового акумулятора фазового переходу, 19 - датчик температури охолоджуючої рідини в ДВЗ, 20 - електромагнітний клапан включення штатного насоса системи охолодження, 21 - двохопозиційний електромагнітний клапан

Проходячи через тепловий акумулятор, охолоджуюча рідина отримує накопичену ТАМ теплову енергію і передає її елементам конструкції ДВЗ, стінці і голівці циліндра. Правильний вибір теплової потужності ТА дозволяє виконати швидкий попередній прогрів ДВЗ з температури навколишнього середовища (мінімальна температура від $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$) до температури $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Вибір теплової потужності робиться на основі розрахунку теплового балансу системи комбінованого прогріву ДВЗ, який відображає необхідну кількість теплової енергії для прогріву охолоджуючої рідини, блоку циліндрів, головки блоку циліндрів і теплових втрат. Отримавши теплову енергію від охолоджуючої рідини елементи ДВЗ передають її маслу і камері згоряння, що позитивно впливає на процес пуску ДВЗ, який відбувається після того, як датчики системи теплової підготовки ДВЗ зафіксують температуру охолоджуючої рідини в межах $+40\text{...}50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Після цього відбувається автоматичний запуск ДВЗ і є можливість навантаження двигуна. Після запуску ДВЗ СТП продовжує свою роботу і сприяє більш швидкому й ефективному прогріванню працюючого двигуна до оптимальної температури охолоджуючої рідини $+85\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Це досягається завдяки подальшому використанню накопиченої теплової енергії в ТА і на даному етапі роботи в тепловий баланс системи прогріву включається додатковий елемент - надходження теплової енергії від ТА. Після досягнення температури охолоджуючої рідини $85\text{ }^{\circ}\text{C}$, система комбінованого прогріву переходить в режим підтримки його в заданих межах, тобто $85 \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. З огляду на дані отримані від датчиків температур система управління прогріву розраховує оптимальну частоту обертання циркуляційного насоса і видає керуючі команди на клапани системи, направляючи потоки рідини через ті чи інші елементи системи прогріву. Функціонування розробленої системи прогріву ДВЗ побудовано на аналізі температурних значень теплоносія системи охолодження ДВЗ.

Висновки. В умовах експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння, особливо при низьких температурах навколишнього середовища, значне місце займає прогрів двигуна. Одним із способів поліпшення показників, теплового стану, підвищення паливної економічності та екологічних показників при прогріванні ДВЗ є застосування системи теплової підготовки на основі теплового акумулятора фазового переходу. Використання системи теплової підготовки дозволяє проводити попередній прогрів ДВЗ без витрати палива і викидів шкідливих речовин в атмосферу і проводити прискорений прогрів ДВЗ після його пуску, так і для тривалого зберігання теплової енергії без роботи ДВЗ в режимі холостого ходу у різних кліматичних умовах експлуатації судна.

REFERENCES

[1] Varshamov A.V., Golenshin. V.V., Kharitonov M.Yu. (2016). Vybór perspektivnyh skhem teploakkumuliruyushchih sistem predpuskovogo progreva dvigatelej vnutrennego sgoraniya [The selection of promising schemes of heat storage systems for starting preheating of internal combustion engines]. Nauchnye raboty. Tekhnogennaya bezopasnost'. Radiobiologiya, Vypusk 268. Tom 280, Nikolaevskij universitet korablestroeniya im. admiralá Makarova., g. Nikolaev, - S. 21-27.

[2] Kharitonov Yu.N., Varshamov A.V., Golenshin. V.V. (2012). Sudovye teploakkumuliruyushchie komplekсы [Ship heat storage complexes]. Problemy ekologii i energosberezheniya v sudostroenii. VII mezhdunarodnaya nauchno-tehnicheskaya konferenciya. Retrieved from <http://conference.nuos.edu.ua/catalog/files/lectures/14962.pdf>

[3] Golenshin. V.V., Varshamov A.V., Shalukhin V.I. (2011). Eksperimental'nye issledovaniya temperaturnogo sostoyaniya oborudovaniya i korpusnykh konstrukcij v mashinnom otdelenii malotonnazhnogo sudna [Experimental studies of the temperature state of equipment and hull structures in the engine room of a small vessel]. Vestnik Inzhenernoj akademii Ukrainy. - M.: KNAU-2011. - № 2. - S. 159-162.

[4] Adrov D.S., Gritsuk I.V., Prilepsky Yu.V., Doroshko V.I. (2011) Teplovoj akkumulyator kak sredstvo povysheniya effektivnosti puska stacionarnogo dvigatelya v usloviyah nizkih temperatur [Thermal battery as a means of increasing the efficiency of starting a stationary engine at low temperatures]. Sbornik nauchnykh trudov DonIzHT. №27, DonIzHT, Doneck. - s. 117 - 125.

[5] Alexandrov V.D., Gutarevich Yu.F., Gritsuk I.V. (2014). Teplovye akkumulyatory fazovogo perekhoda dlya transportnykh sredstv parametry rabochih processov [Phase Transition Thermal Storage Batteries for Vehicles: Workflow Parameters]. monografiya - Doneck: Izd-vo «Noulidzh» .- 230 s.

Gritsuk I.V., Pogorletsy D.S., Khudyakov I.V., Volodarets M.V., Chernenko V.V., Dzigar A.K .

THERMAL PREPARATION OF THE ENGINE VESSEL ENGINE TO IMPROVE ITS ENVIRONMENTAL INDICATORS

Abstract: An important role in solving the problem of energy and environmental safety of power plants (EC) is played by internal combustion engines (ICE). Improving the efficiency of the internal combustion engine provides for the improvement of their main indicators, which, first of all, include power and fuel economy indicators. A prerequisite for this is to ensure the optimum temperature state of the engine of the power plant at low ambient temperatures under operating conditions. Therefore, ensuring optimal temperature state of the EC engine under operating conditions due to the processes of transfer of thermal energy flow through the thermal preparation system based on the thermal accumulator of the phase transition is an urgent task, the solution of which will create conditions for further development of energy saving and environmental safety in the fleet.

Keywords: thermal preparation; heat accumulator; combined heating system; fuel efficiency; environmental performance.

Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Худяков І.В., Володарець М.В., Черненко В.В., Дзигар А.К.

ТЕПЛОВАЯ ПОДГОТОВКА ДВИГАТЕЛЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ЕЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Аннотация: Важную роль в решении проблемы энергетической и экологической безопасности энергетических установок (ЭУ) играют двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Повышение эффективности ДВС предусматривает улучшение их основных показателей, к которым, в первую очередь, следует отнести показатели мощности и экономии топлива. Необходимым условием для этого является обеспечение оптимального температурного состояния двигателя энергетической установки при низких температурах окружающей среды в условиях эксплуатации. Поэтому, обеспечения оптимального температурного состояния двигателя ЭУ в условиях эксплуатации за счет процессов передачи потока тепловой энергии с помощью системы тепловой подготовки, на основе теплового аккумулятора фазового перехода является актуальной задачей, решение которой создаст условия для дальнейшего развития энергоресурсосбережения и экологической безопасности на флоте.

Ключевые слова: тепловая подготовка; тепловой аккумулятор; система комбинированного прогрева; топливная экономичность, экологические показатели.

УДК 536.24

УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТУ ТА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОБМІНУ І ГІДРОДИНАМІКИ КОМПАКТНОГО ПУЧКУ ГЛАДКИХ ТРУБ МАЛОГО ДІАМЕТРУ

Горобець В.Г., д.т.н., професор¹, Богдан Ю.О., к.т.н., доцент²,

Троханяк В.І., к.т.н., доцент¹, Антіпов Є.О., к.т.н., доцент¹, Масюк М.Ю., аспірант¹

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України (Україна)

²Херсонська державна морська академія (Україна)

¹gorobetsv@ukr.net, ²bohpanyurii09@gmail.com

Анотація. Подано узагальнені результати експериментів і чисельного моделювання процесів теплообміну і гідродинаміки компактного пучку гладких труб малого діаметру у вигляді залежностей числа Нусельта Nu від числа Рейнольдса Re у діапазоні $0 < Re < 6000$. Аналіз отриманих даних показав, що використання представлених компактних трубних пучків малого діаметру забезпечує зменшення габаритів теплообмінного апарату у 1,7-2 рази.

Ключові слова: *гідродинаміка; теплообмін; компактний пучок труб малого діаметру; експеримент; чисельне моделювання, критеріальна залежність.*

Вступ. В практиці тепломасообміну обширного використання набули трубні пучки які являються основною частиною теплообмінників кожухотрубного типу (Hesselgreaves, Law, & Reay, 2016; Hewitt & Barbosa, 2008; Taler, 2019). Трубки завдяки простоті своєї конструкції і виготовлення широко використовуються в більшості енергетичного обладнання. Використання кожухотрубних теплообмінних апаратів на відміну від пластинчастих теплообмінників, які часто є компактними та економічними, пояснюється їх підвищеною надійністю та довговічністю, особливо якщо враховувати вплив потоків теплоносіїв, що протікають під різним тиском.

Одним з ефективних напрямків створення газо-рідинних кожухотрубних теплообмінних апаратів високої енергетичної ефективності та низького гідравлічного опору є використання пучків труб коридорного розташування підвищеної компактності, що реалізується за допомогою гладких труб малого діаметру та їх компактного розташування у пучках (Жукаускас & Улинскас, 1986).

Актуальність дослідження. Досить велика кількість публікацій присвячена експериментальним дослідженням процесів гідродинаміки та теплообміну в пучках труб з поперечним обтіканням теплоносієм (Achenbach, 1991; Shinya, Terukazu, & Hajime, 1980; Анисин, 2009; Пронин, Дозорцев, & Тырин, 2006). Також значна кількість досліджень присвячених процесам гідродинаміки і теплообміну виконується шляхом чисельного моделювання (Gorman, Sparrow, & Ahn, 2019). Це зумовлено суттєвим приростом обчислювальної потужності який відбувається останні десятиліття. Основними перевагами чисельного моделювання є скорочення часу на підготовку і проведення експерименту, зменшення фінансових затрат на проведення експерименту. До недоліків можна віднести коректність результатів моделювання, як правило, результати потребують перевірки на адекватність. Тому поєднання експериментальних досліджень та чисельного моделювання для узагальнення результатів досліджуваних процесів гідродинаміки та теплообміну, що відбуваються в трубних пучках є раціональним і необхідним.

Проведений аналіз літературних джерел вказує на обмеженість досліджень процесів гідродинаміки та теплообміну в поперечно-обтічних пучках труб малого діаметра, особливо у пучках без зазорів між сусідніми трубками в повздовжніх рядах, що потребує подальшого їх вивчення.

Мета роботи дослідити та узагальнити характеристики процесів теплообміну, визначити середні значення числа Нусельта для досліджуваного компактного пучка гладких труб малого діаметру коридорного розташування з мінімальним поздовжнім відносним кроком, рівним одиниці в поперечному потоці теплоносія.

Матеріали і методи дослідження. Загальний вигляд експериментального стенду «Аеродинамічної труби» для дослідження процесів гідродинаміки і теплообміну, що протікають в досліджуваному пучку труб малого діаметру представлений на рисунку 1, а його складові та основні розміри наведені у джерелі (Горобець, Богдан, Троханяк, Антипов, & Масюк, 2018).

Дослідження протікання процесів гідродинаміки і теплообміну досліджуваного пучка труб встановленого у робочій ділянці виконувалися за допомогою термоанемометра «АМ-70», диференціального манометра «Testo 510», мікроманометра ММН-2400(5) з класом точності 1,0, трубки Піто-Прандтля, приладу вимірювання температури «Нті НТ-9815» та термопар (Хром-Копель).

Досліджуваний пучок трубок має наступні характеристики: гладкі трубки діаметром і товщиною стінки - $d \times \delta = 10 \times 1$ мм; матеріал трубки – сталь; еквівалентний діаметр міжтрубного каналу – $D_{chan.eq} = 9,67$ мм; довжина трубки – $l = 300$ мм; еквівалентний діаметр кожуху – $D_{cas.eq} = 300$ мм, кількість рядів пучка – 19 (4 трубки у кожному з рядів). Одна трубка у пучку калориметрична з теплоелектричним нагрівачем і розташована у центральному ряду третьою за напрямком руху повітря. Напруга на клеммах калориметричної трубки регулюється за допомогою лабораторного трансформатора, а струм, що в ній протікає вимірюється амперметром. Під час проведення експериментів потужність теплоенергетичного нагрівача була сталою 26 Вт.

Діапазон варіювання швидкості повітря змінювався від 0 до 7.0 м/с за допомогою частотного перетворювача під'єднаного до електричного двигуна осьового вентилятора. В результаті зміни швидкості повітря число Рейнольдса змінювалось у діапазоні від 0 до 5000.



Рисунок 1. Загальний вигляд експериментального стенду – розімкненої аеродинамічної труби дозвукостей швидкостей

Для вимірювання температури на поверхні калориметричної трубки вздовж її довжини встановлено 3 термопари (Хром-Копель). Термопари розташовані наступним чином: одна посередині, а дві інші на відстані 15 мм від кінців трубки. Під час виконання експерименту визначено наступні характеристики: швидкість потоку повітря, температуру повітря на вході в вимірювальну ділянку та середньомасову температура на виході з неї, статичний та повний вхідний тиск, повний тиск на виході після досліджуваного пучка трубок, температуру стінки калориметричної трубки, перепад статичного тиску вздовж вимірювальної ділянки аеродинамічної труби.

Для досліджуваного пучка труб також проведено чисельне моделювання процесів гідродинаміки та теплообміну з метою створення комп'ютерної моделі для його подальшої оптимізації. В результаті чисельного моделювання отримані поля швидкостей, температур і тисків, а також отриманні числа Нусельта та Ейлера в залежності від чисел Рейнольдса.

Чисельне моделювання процесів теплопередачі та гідродинаміки в трубному пучку проводилось за допомогою програмного забезпечення ANSYS Fluent. Математична двовимірною модель процесів тепло- і масопереносу включає систему рівнянь Нав'є-Стокса, рівняння передачі енергії для конвективних потоків (Шлихтинг, 1974) та стандартну к-ε модель турбулентності (Gorobets, Bohdan, Trokhaniak, & Antypov, 2019).

Рівняння конвективного перенесення маси та енергії представлені у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial \rho w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho w_x}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w_x}{\partial y} \right), \\ \frac{\partial \rho w_y}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial \rho w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho w_y}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w_y}{\partial y} \right) \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho w_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho w_y}{\partial y} = 0 ;$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{ef} \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{ef} \frac{\partial t}{\partial y} \right) \quad (2)$$

Таким чином, для моделювання турбулентного потоку передбачена двопараметрична стандартна модель турбулентності к-ε, що складається з двох диференціальних рівнянь передачі кінетичної енергії та швидкості дисипації.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial \rho k}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho k}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + G_k - \rho \varepsilon, \\ \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + c_{\varepsilon 1} G_k \frac{\varepsilon}{k} - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \end{aligned}$$

$$\text{where } \mu_{ef} = \mu + \mu_t, \lambda_{ef} = \lambda + \lambda_t, \mu_t = \frac{c_\mu \rho k^2}{\varepsilon}, G_k = \mu + \frac{\partial w_x}{\partial x_i} \left(\frac{\partial w_j}{\partial x_i} + \frac{\partial w_i}{\partial x_j} \right),$$

$$c_\mu = 0.09, c_{\varepsilon 1} = 1.44, c_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3. \quad (3)$$

Початкові умови для виконання комп'ютерного моделювання мають наступний вигляд $w_i(\tau = 0) = 0, w_i(x = 0) = w_{in}, w_i(x_i = x_w) = 0, t|_s = t_w|_s$.

Чисельні розрахунки для досліджуваного пучка труб проведені для числа Рейнольдса $Re = 4946$. Теплоносієм являється повітря з температурою на вході $+16^\circ\text{C}$, яке протікає через канали трубного пучку розташованого у експериментальній ділянці аеродинамічної труби. Температура поверхні калориметричної трубки по всій її площині прийнята постійною. Побудова сітки здійснювалася у сітчастому генераторі ANSYS Meshing на базі платформи Workbench. При побудові сітки для трубного пучка для моделей з різним числом Re використовувався метод локального управління сіткою. Побудова чотирикутної домінуючої сітки "Quadrilateral dominant mesh" з використанням побудови структури прикордонного шару методом "Total Thickness", товщина першого шару $5 \cdot 10^{-5}$ м, кількість шарів 6.

Якість ортогональної сітки складає 0,55. Мінімальний розмір елемента $1 \cdot 10^{-6}$ м. Максимальний розмір елемента $1 \cdot 10^{-4}$ м. Кількість елементів сітки складає близько 280 тисяч.

Аналіз результатів дослідження. Розподіл векторів швидкостей, температури в прикордонному шарі навколо калориметричної трубки та розподіл тисків у досліджуваному пучку труб малого діаметру, що отримані в результаті моделювання зображено на рисунку 2.

Узагальнення експериментальних і чисельних даних виконується за допомогою наведеної нижче залежності.

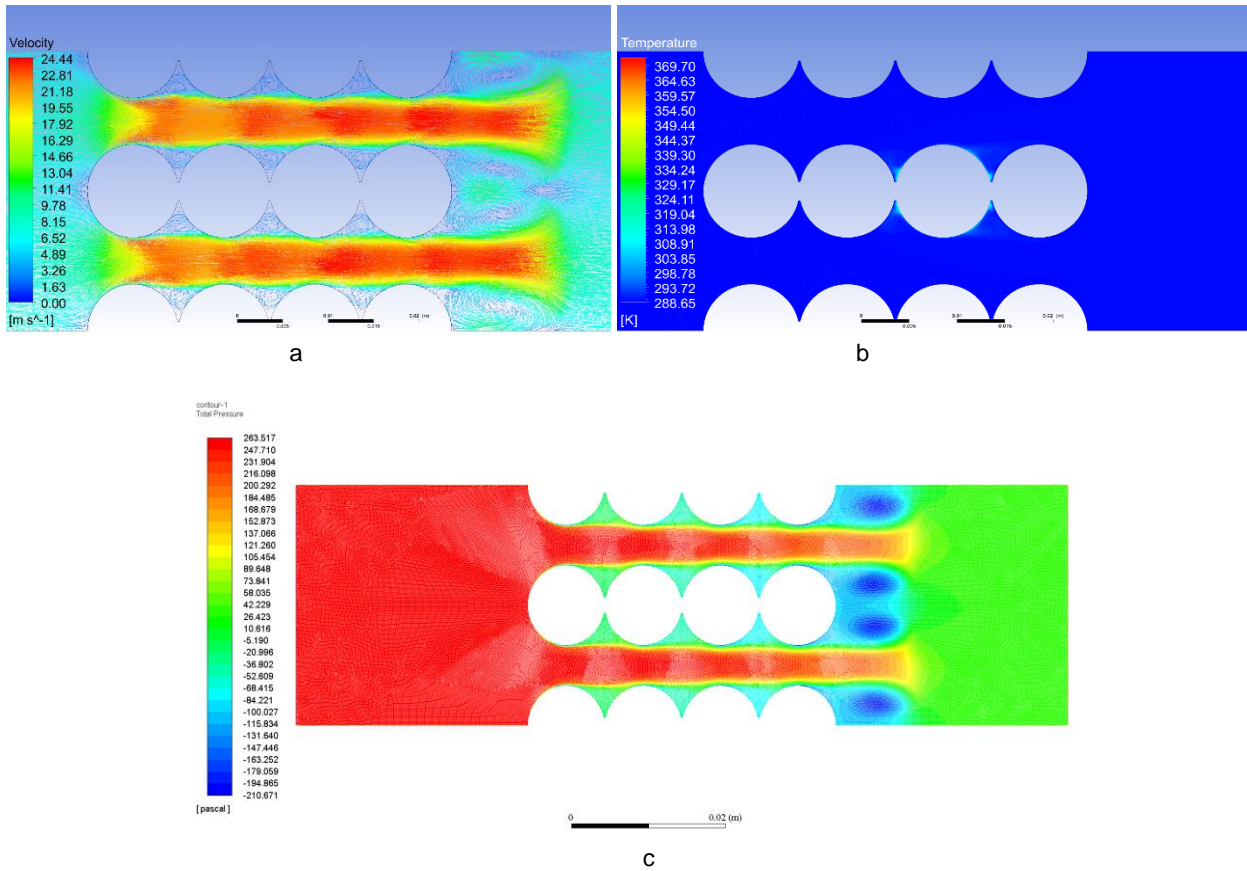


Рисунок 2. Розподіл векторів швидкостей (а), температури в прикордонному шарі навколо калориметричної трубки (b) та розподіл тисків (c) у досліджуваному пучку труб малого діаметру ($Re = 4946$)

Залежність середніх значень чисел Нусельта від чисел Рейнольдса можна представити у вигляді степеневі функції:

$$Nu = A \cdot Re^n Pr^r, \quad (4)$$

де A , n і r – емпіричні сталі.

Для газів число Прандтля практично не змінюється з температурою, тоді його значенням у формулі 4 можна знехтувати.

Результати досліджень представлені у вигляді графічних залежностей на рисунку 4 для чисел $Re = 0 \div 6000$ та $Pr = 0,73$.

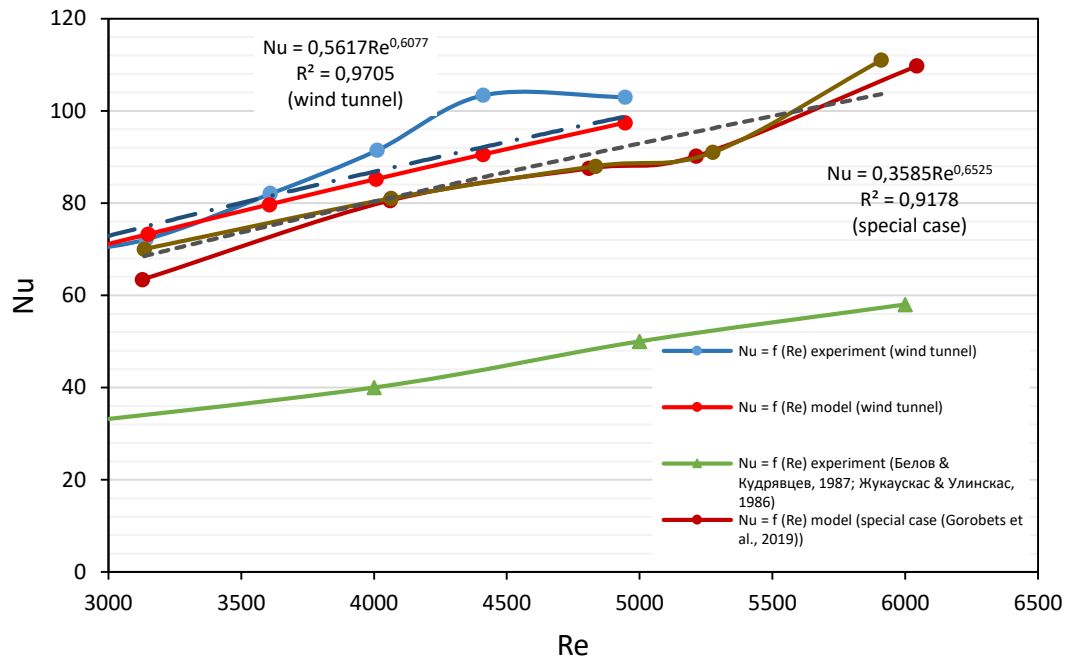


Рисунок 3. Залежності середніх чисел Нусельта Nu від чисел Рейнольдса Re для потоку теплоносія (повітря, відпрацьовані гази) через компактний пучок труб малого діаметру: ● – експериментальні дані для компактного пучка труб (аеродинамічна труба), ж – результати чисельного моделювання для компактного пучка труб (аеродинамічна труба), ◆ – експериментальні дані для компактного пучка труб (окремий випадок (Gorobets et al., 2019); ▲ – експериментальні дані для коридорного пучка труб (Белов & Кудрявцев, 1987; Жукаускас & Улинскас, 1986); ■ – результати чисельного моделювання для компактного пучка труб (окремий випадок (Gorobets et al., 2019))

Отже, на рисунку 5 показана експериментально визначена узагальнена залежність середніх чисел Нусельта Nu , від чисел Рейнольдса Re для досліджуваного компактного пучка труб і виконано її порівняння з результатами чисельного моделювання та експериментальними даними для окремого випадку (Gorobets et al., 2019) та експериментальними даними для пучка труб з коридорним розташуванням, що наведені в роботах (Белов & Кудрявцев, 1987; Жукаускас & Улинскас, 1986). Порівняння показує, що для тих же значень числа Рейнольдса інтенсивність тепловіддачі для компактного пучка з трубами малого діаметру майже в 2 рази більша, ніж інтенсивність передачі тепла на поверхні пучка труб з коридорним розташуванням.

Висновки. Отримано результати проведених експериментальних досліджень та чисельного моделювання, залежності чисел Нусельта Nu та Ейлера Eu від числа Рейнольдса Re у діапазоні $0 < Re < 5000$ для досліджуваного 19-ти рядного пучка труб (чотири трубки в кожному ряду із рядів). Показано, що ці залежності мають форму степеневі функції і дозволяють визначати коефіцієнти тепловіддачі та гідравлічного опору при розробці теплообмінного обладнання кожухотрубного типу. Аналіз отриманих даних показав, що використання компактних пучків труб при відсутності зазорів між сусідніми трубами поздовжніх рядів зменшує габарити теплообмінника в 1,7-2 рази.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- Achenbach, E. (1991). Heat transfer from smooth and rough in-line tube banks at high Reynolds number. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34(1), 199–207. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90186-1](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90186-1)
- Gorman, J. M., Sparrow, E. M., & Ahn, J. (2019). In-line tube-bank heat exchangers: Arrays with various numbers of thermally participating tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, 837–847. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.167>
- Gorobets, V., Bohdan, Y., Trokhaniak, V., & Antypov, I. (2019). Investigations of heat transfer and hydrodynamics in heat exchangers with compact arrangements of tubes. *Applied Thermal Engineering*, 151. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.059>
- Hesselgreaves, J. E., Law, R., & Reay, D. (2016). *Compact heat exchangers: selection, design and operation*. Butterworth-Heinemann.
- Hewitt, G. F., & Barbosa, J. (2008). *Heat exchanger design handbook*. New York: Begell house.
- Shinya, A., Terukazu, O., & Hajime, T. (1980). Heat transfer of tubes closely spaced in an in-line bank. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 23(3), 311–319. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(80\)90119-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(80)90119-2)
- Taler, D. (2019). *Numerical Modelling and Experimental Testing of Heat Exchangers*. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-91128-1>

- Анисин, А. А. (2009). *Повышение энергетической эффективности пучков гладких труб и профилированных каналов для газо-жидкостных теплообменных аппаратов энергетических установок*. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.
- Белов, И. А., & Кудрявцев, Н. А. (1987). *Теплоотдача и сопротивление пакетов труб*. Ленинград: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние.
- Горобець, В. Г., Богдан, Ю. А., Троханяк, В. І., Антипов, Є. О., & Масюк, М. Ю. (2018). Вимірювання полів швидкості і тиску потоку повітря у робочій ділянці розімкненої аеродинамічної труби дозвуків швидкостей. *Матеріали 9-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» СЕУТТО-2018*, 214–217. Херсон: ХДМА.
- Жукаускас, А. А., & Улинскас, Р. В. (1986). *Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб*. Мокслас.
- Пронин, В. А., Дозорцев, А. В., & Тырин, В. Е. (2006). Гидродинамика и теплообмен в межтрубных каналах гладкотрубных пучков коридорнодиффузорного типа. *Четвертая российская национальная конференция по теплообмену (РНКТ-4)*, 285–288. Москва.
- Шлихтинг, Г. (1974). *Теория пограничного слоя*. Москва: перев. с немецкого, Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука».

INTEGRATION OF EXPERIMENTAL AND NUMERICAL MODELING RESULTS OF HEAT TRANSFER AND HYDRODYNAMICS PROCESSES OF COMPACT SMALL DIAMETER SMOOTH TUBE BUNDLE

Gorobets V.G., D.Sc., Prof.¹, Bohdan Yu. O., Ph.D., Asoc. Prof.², Trochaniak V.I., Ph.D., Asoc. Prof. ¹, Antypov I.O., Ph.D., Asoc. Prof. ¹, Masiuk M.Yu., postgraduate student¹

¹National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

²Kherson State Maritime Academy (Ukraine)

Annotation. *The integrated results of experiments and numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics of compact small diameter smooth tube bundle are presented in the form of dependences of the Nusselt number Nu on the Reynolds number Re in the range*

0 < Re < 6000. Data analysis showed that the use of compact small diameter smooth tube bundle reduces heat exchanger size in 1.7-2 times.

Keywords: *hydrodynamics, heat transfer, compact small diameter tube bundle, experiment, numerical modelling, criterion dependence*

ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА И ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ КОМПАКТНОГО ПУЧКА ГЛАДКИХ ТРУБ МАЛОГО ДИАМЕТРА

Горобец В.Г., д.т.н., профессор¹, Богдан Ю.А., к.т.н., доцент², Троханяк В.И., к.т.н., доцент¹, Антипов Е.А., к.т.н., доцент¹, Масюк Н.Ю., аспирант¹

¹Национальный университет биоресурсов и природоиспользования Украины

²Херсонская государственная морская академия (Украина)

Аннотация. *Подано обобщенные результаты экспериментов и численного моделирования процессов теплообмена и гидродинамики компактного пучка гладких труб малого диаметра в виде зависимостей числа Нуссельта Nu от числа Рейнольдса Re в диапазоне 0 < Re < 6000. Анализ полученных данных показал, что использование компактных трубных пучков малого диаметра обеспечивает уменьшение габаритов теплообменного аппарата в 1,7-2 раза.*

Ключевые слова: *гидродинамика; теплообмен; компактный пучок труб малого диаметра; эксперимент; численное моделирование, критериальная зависимость*

УДК 629.123

REQUIREMENTS FOR THE CIRCULATION OIL PURITY FOR ME ENGINE SERIES

Mykola Bulgakov, PhD, associate professor

Kherson State Maritime Academy

npbulgakov2@gmail.com

Abstract. *The paper deals with the requirements for purity of circulating oil in the engines of the ME series. It is shown, that the oil, used in the engines of the MC series does not fit the purity class of the engines of the ME series. Conclusions have been made regarding the minimum requirements for ISO 4406 oil grade.*

Keywords: *circulating oil; engine maintenance; cleanliness class*

Introduction. The main difference between the ME series engine and the previous one is the presence of an electronic engine control system. Fuel injection, opening/closing of the exhaust valve are now controlled by electronics and implemented by the hydraulic system. Due to this, the need for the camshaft is eliminated.

The mechanical hydraulic system and the starting air system are driven by electronics from the engine control system.

Hydraulics for injection and exhaust requires, above all, a power supply, designed to perform all the necessary functions. As a hydraulic fluid, circulating oil is used. The oil is filtered to the proper purity in the filter unit according to the requirements of its use in the hydraulic system [1].

Most lubrication system failures are caused by solids. **The purpose** of this work is to formulate requirements for the purity of oil in engines of the ME type.

Main part. The largest damage is caused by particles with a size of dynamic tolerance between moving parts or slightly larger, that appear in the lubrication system.

Dynamic tolerances in the lubrication system are extremely small. Table 1 shows the minimum tolerances, used in different types of units [3,4].

Table 1. Dynamic tolerances in different types of units

Unit	Film thickness
Sliding bearings, μm	0.5...100
Hydraulic cylinders, μm	5...50
Engine, ring / cilinder liner, μm	0.3...7
Hydraulic indirect acting valves and proportional valves, μm	1...3
Gear pumps, μm	0.5...5
Piston pumps, μm	0.5...5
Rolling bearings / balls bearings, μm	0.1...3
Gear mechanisms, μm	0.1...1

During engine operation, the thickness of the oil film in the bearing becomes at least 0.005 mm or even lower. Very often, the oil check is performed only visually, but it must be remembered that the human eye is able to distinguish particles of about 0.04 mm. Therefore, visual inspection of the oil cannot protect the bearings from penetration of harmful particles. It is, therefore, recommended to check the oil according to ISO 4406 [4,5].

Getting into the oil system, small abrasive particles of sand or dust, along with the oil, enter the important components of the machine and clog into the smallest gaps. This leads to the formation of microcracks on the surface of such units. Cycles of stresses and loads widen the surface cracks, which leads to weakening of the metal and splitting of larger particles of metal.

Cleaning of the circulating oil during engine operation is carried out by means of the main filter, centrifuges and, if possible, a bypass filter, if it installed.

Due to the design features of the electronically controlled series of engines, namely the use of circulating oil for the hydraulic system, the requirements for oil purity have increased.

Very often, solid particles fall into the tank when pouring, transferring and transporting. The purity class of such tanks rarely exceeds the minimum requirements of ISO 21/19/16, which is not enough for modern hydraulic systems [6].

The minimum requirement for fresh oil according to ISO 4406 must be in the purity class 21/19/16.

The recommended purity classes for modern hydraulic systems are:

ISO 16/14/11 class to oil for proportional control valves;

ISO 19/17/14 class to oil for solenoid valves.

ISO 15/13/10 classes to oil for servo valves [7,8].

According to a circular, published by MAN B&W, the required purity class for hydraulic oil must be at least ISO 4406 Code xx / 16/13.

Experience has shown that impurities, which were found in the system, are derived, including from new oil. This is because new oil, produced at the factory and then delivered to the ship, complies with ISO Code 23. Failure to clean the new oil from solids will damage the valves, pumps and bearings and, as a result, will lead to system malfunction and increased hydraulic component wear.

According to a study by MAN [1,2], when adding new oil, the amount of particulate matter that can damage the engine becomes critical for MC-type engines at about 2.2% of the system's oil volume. This means that it is possible to pour new oil without first cleaning (Fig. 1). Unlike the MC series engines, the ME series engines are more sensitive to the quality of the oil's purity, and for them the critical mark reaches 0.7% of the system's oil volume.

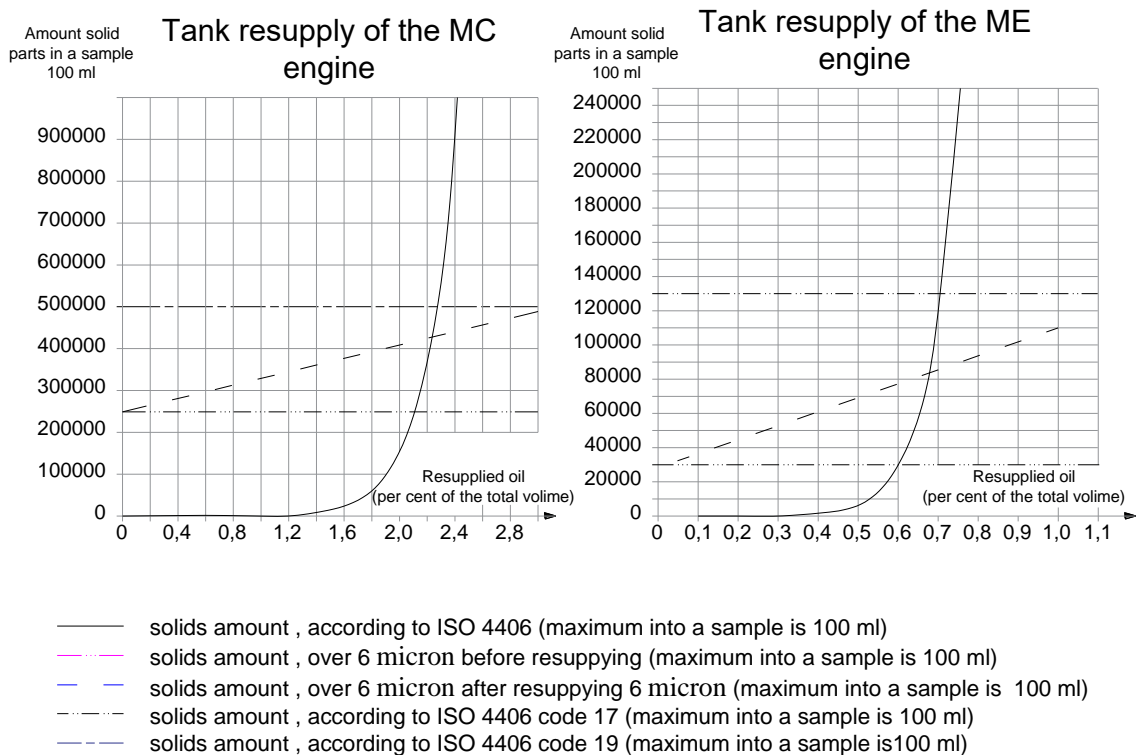


Figure 1 - Dependence of the amount of solid parts when adding new unfiltered lubricant to the volume of lubricant in the system for engines series MC and ME

Hoping for the purity of fresh oil, a significant mistake can be made, since fresh oil may not always be pure. It is often supplied with impurities, since fine cleaning is not carried out during the production and bottling process. In addition, containers are not always properly cleaned and may contain waste from the manufacturing process and (or) water.

Very often, solid particles fall into the tank when pouring, transferring and transporting. The purity class of such tanks rarely exceeds the minimum requirements of ISO 21/19/16, which is not enough for modern hydraulic systems.

Conclusions. Therefore, for the ME series B&W engines, the oil must be pre-filtered to a grade of xx / 16/13 before being added to the engine.

REFERENCES

- [1] Пипченко, А., Пономаренко В., Шевченко В. (2014) Эксплуатация, обслуживание и ремонт двигателей MAN B&W, Одесса
- [2] Filtration and flushing strategy.: <https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/test/filtration-handbook-filtration-and-flushing-strategy.pdf?sfvrsn=7>
- [3] Overhaul Strategy ME/ME-C and ME-B Engines - ME specific components.: https://marine.man-es.com/docs/librariesprovider6/service-letters/sl2017-644.pdf?sfvrsn=b8ed16a2_6
- [3] Системы фильтрации HY-PRO Основные понятия и определения. <https://prme.ru/pub/catalogues/skf/data/hy-pro/hy-pro.pdf>
- [4] Чистота рабочей жидкости: основы классификации, контроля и нормирования. <https://globecore.ru/osnovy-klassificacii/>
- [5] Руководство по поддержанию чистоты масла. <https://drive.google.com/open?id=1T3IsUwxv1a85EdCe13uaHwfgulCicEaC>
- [6] Краткие инструкции и информация по выбору оптимального гидравлического фильтра. http://www.alpha-hydraulics.ru/assets/195/Guidelines_ru.pdf
- [7] Чистота гидравлического масла в гидравлических системах. http://milkfiltr.ru/pub/gidravlika/chistota_gidravlicheskogo_masla_v_gidravlicheskich_sistemakh/3-1-0-13
- [8]. Классы чистоты. Режим доступу: <https://www.kleenoilpanolin.com/ru/info/reinheitsklassen/>

Булгаков Микола Петрович

Вимоги до чистоти циркуляційного масла для двигунів серії ME

В роботі розглянуті вимоги до чистоти циркуляційного масла у двигунах серії ME. Показано, що масло, яке використовується у двигунах серії MC, не підходить по класу чистоти до двигунів серії ME. Зроблені висновки щодо мінімальних вимог до масла по класу чистоти ISO 4406.

Ключові слова: циркуляційне масло; технічне обслуговування двигуна; клас чистоти

Булгаков Николай Петрович

Требования к чистоте циркуляционного масла для двигателей серии ME

В работе рассмотрены требования к чистоте циркуляционного масла в двигателях серии ME. Показано, что масло, которое используется в двигателях серии MC, не подходит по классу чистоты к двигателям серии ME. Сделаны выводы о минимальных требованиях к маслу по классу чистоты ISO 4406.

Ключевые слова: циркуляционное масло; техническое обслуживание двигателя; класс чистоты

УДК 629.12.03

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ОБМЕЖЕНЬ, ПОВ'ЯЗАНИХ З СИСТЕМОЮ ЖИВЛЕННЯ ДВИГУНА НА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕРМОХІМІЧНОЇ УТИЛІЗАЦІЇ

Чередніченко О.К., канд. техн. наук, доцент

Коробейнікова Н.В., викладач

Литвинюк А.О., Работасєв О.В., Старов М.В., студенти

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Україна, Миколаїв

oleksandr.cherednichenko@nuos.edu.ua

Анотація. Розглянуто сучасні та перспективні вимоги, що пред'являються до суднових енергетичних установок. Основною метою дослідження є аналіз впливу обмежень, пов'язаних з системою подачі газоподібного палива до двигуна на енергоефективність парової термохімічної конверсії вуглеводневого палива. Результати досліджень можуть бути використані при проектуванні енергетичних установок перспективних суден.

Ключові слова: суднова енергетична установка; термохімічна утилізація; конверсія палива; синтез газ.

Вступ. Зростання обсягів світової економіки викликає зростання світової торгівлі та судноплавства. Аналіз тенденцій підвищення енергоефективності суднових енергетичних установок виявив перспективні технології, що передбачають термохімічну обробку вуглеводневих та альтернативних палив, перетворення енергії в металогідридних утилізаційних установках, використання плазмохімічних систем горіння. До цієї групи належать енергетичні установки з термохімічною конверсією вуглеводневих палив за рахунок вторинних енергоресурсів теплових двигунів. Основу такої технології формує сукупність процесів, в результаті яких під впливом скидної теплоти, яка відбирається від двигунів в утилізаційному пристрої, відбувається реакція хімічного перетворення палива з утворенням синтез-газу. При цьому зменшуються витрата палива та викиди парникових газів. [1,2,3]

Ціль роботи - дослідження впливу обмежень, пов'язаних з системою подачі газоподібного палива до двигуна на енергоефективність парової термохімічної конверсії вуглеводневого палива.

Основна частина. Концепція застосування термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів суднових двигунів відповідає основним тенденціям розвитку суднових енергетичних установок (Global Marine Technology Trends 2030). Згідно з цим прогнозом, перспективними напрямками на найближчі 15 років є використання альтернативних видів палив; застосування дизель-електричних, комбінованих і гібридних установок; вдосконалення технологій утилізації вторинних енергоресурсів.

Газоподібне паливо подається до теплових двигунів суднових енергетичних установок під підвищеним тиском. Тиск подачі газоподібного палива до середньобертових дизельних двигунів (СОД) складає 0,5 ... 0,6 МПа. Тиск подачі палива до газотурбінних двигунів (ГТД) 2..3 МПа, крім регенеративних установок, де тиск може бути 1 ... 1,5 МПа. Таким чином, на ефективність процесів парової конверсії можуть впливати обмеження, пов'язані з параметрами системи подачі паливного газу.

Незважаючи на те, що метанол і етанол є паливами з низьким вмістом вуглецю, низька теплотворна здатність таких палив стримує ефективність їх застосування. Парова конверсія спиртів дозволяє отримати газове паливо з кращими енергетичними та екологічними характеристиками.

Рівень температур вторинних енергоресурсів сучасних СОД (620...720 К) дає можливість задовільної конверсії метанолу та помірної конверсії етанолу. Для наявного температурного діапазону відпрацьованих газів сучасних серійних ГТД (620...850 К) можлива ефективна конверсія метанолу та етанолу. [4,5]

З метою уточнення впливу тиску процесу на ефективність конверсії проведено математичне моделювання процесів парової конверсії метанолу при підвищеному тиску [6]. При математичному моделюванні передбачалося дослідження впливу тиску процесу на склад синтез - газу при парової конверсії метанолу в умовах варіювання температури в реакторі при фіксованому значенні відношення водяна пара/метанол (рис. 1).[7]

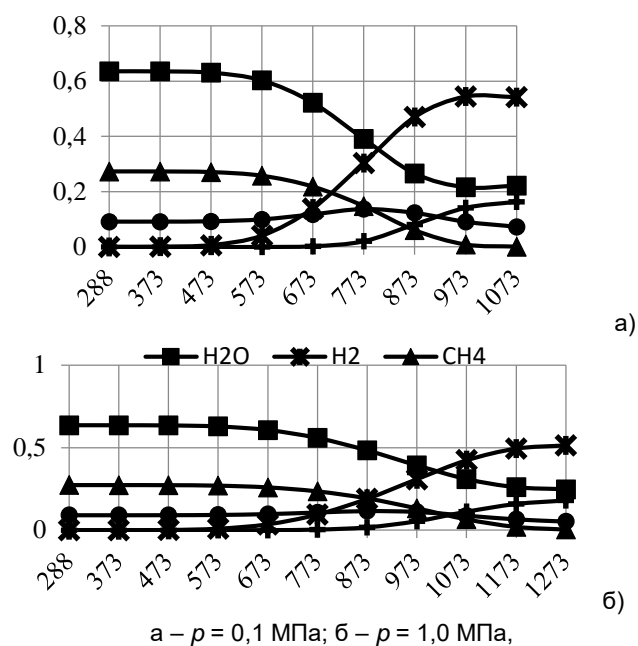


Рис. 1. Вплив тиску та температури процесу на компонентний склад продуктів парової конверсії метанолу (пара/метанол = 1)

Дослідження показує, що зростання тиску приводить до зміщення області ефективності конверсії метану в зону більш високих температур. Це збігається з результатами досліджень інших авторів. Виявлено, що ефективна конверсія при підвищеному тиску вимагає збільшення частки пари, що подається в термохімічний реактор.

Висновки.

Проведене дослідження дає змогу виявити резерви підвищення ефективності використання метанолу, як палива для теплових двигунів суднових енергетичних установок. Визначено вплив тиску на температурний діапазон ефективної конверсії метанолу.

Література

- [1] Cherednichenko, O. C. (2010). Ob effektivnosti termokhimicheskoy regeneratsii tepla v gazoturbinykh ustanovkakh mobilnykh energokompleksov. *NUS Journal. Electronic Editon*, 1. Retrieved from <http://evn.nuos.edu.ua/issue/view/1382>. [in Russian].
- [2] Cherednichenko, O. C., Serbin, S. I. (2018). Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat. *Journal of Marine Science and Application*, 17, 1, 122-130.
- [3] Cherednichenko, O. C. (2019). Efficiency analysis of methanol usage for marine turbine power plant operation based on waste heat chemical regeneration. *Problemele Energeticii Regionale*, 1, 102-111.
- [4] Cherednichenko, O. C. (2016). Modelirovanie energokompleksov s termokhimicheskoi regeneratsiei tepla dlya sudov-gazovozov [Modeling of efficiency of ship power plants with thermochemical heat recovery for liquefied natural gas carriers]. *Vestnik dvigatelestroenija – Herald of Aeroenginebuilding*, 2, 36-41.
- [5] Cherednichenko, O. C. (2014). Otsenka effektivnosti termokhimicheskoy regeneratsii tepla v dizel-gazoturbinoi energeticheskoy ustanovke [Evaluation of efficiency of thermochemical heat recovery in diesel-gas turbine power plant]. *Naukovyi visnyk Khersonskoi derzhavnoi morskoi akademii - The scientific bulletin of Kherson state maritime academy*, 2 (11), 89 – 96. [in Russian].
- [6] Cherednichenko, O. C. (2017). Povyshenie jeffektivnosti jenergeticheskikh ustanovok sudov-gazovozov primeneniem termohimicheskikh tehnologij [Increase of efficiency of ship power plants of gas carriers with application of thermochemical technologies]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya – ICE*, 1, 46-51. [in Russian].
- [7] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R., Timoshevsky, B.G., Proskurin, A.Y. (2016). Effektivnost termokhimicheskoy regeneratsii tepla v energeticheskoy ustanovke sudna klassa "reka-more" [Thermochemical heat recovery efficiency of the "river-sea" ship power plants]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 8 (135), 29-35.

Cherednichenko O., Korobyynikova N., Lytvynuk A., Rabotaiev O., Starov M.

Increase of efficiency of ship power plants of high-tech ships with application of thermochemical heat recovery system

The issues of improving the efficiency of thermo-chemical heat recovery system usage are discussed. The main aim of the research is an analysis of characteristics of innovation marine power plants with the thermo-chemical regeneration of waste heat. Characteristics of alternative fuels are considered, and problems of application are

revealed. Various variants of marine power plants with thermo-chemical heat recovery are presented. Criteria for evaluating the effectiveness of the developed schemes are proposed. The results obtained indicate the effectiveness of the schemes.

Keywords: ship power plant; thermo-chemical recuperation; fuel conversion; syngas

Чередниченко А.К., Коробейникова Н.В., Литвинюк А.О., Работаев О.В., Старов М.В.

Повышение эффективности энергетических установок высокотехнологических судов применением термохимической утилизации

Рассмотрены современные тенденции развития судовой энергетики, требования, предъявляемые к судовым энергетическим установкам в среднесрочной перспективе, подходы к оценке актуальности применения новых энергосберегающих технологий. Показано, что термохимические технологии позволяют расширить сферу применения альтернативных видов топлив и обеспечивают повышение эффективности и экологичности судовых энергетических установок. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании энергетических установок перспективных судов и плавучих объектов нефтегазодобычи

Ключевые слова: судовая энергетическая установка; термохимическая утилизация; конверсия топлива; синтез газ

УДК 629.123

ПЕРЕДАЧА МЕХАНІЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ВІД УТИЛІЗАЦІЙНОЇ ТУРБИНИ НА ГРЕБНИЙ ГВИНТ

Шостак В.П. канд. техн. наук, професор;

Личко Б.М. канд. техн. наук, доцент; Манзюк А.Ю. інженер

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,

Україна, м. Миколаїв

volodymyr.shostak@nuos.edu.ua; bogdan.lychko@gmail.com, anton.manziuk@gmail.com

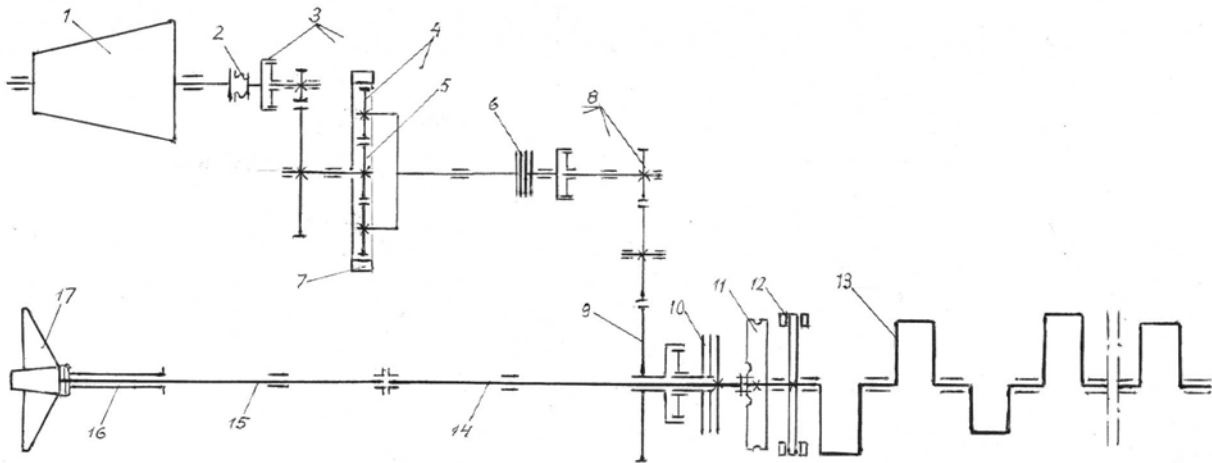
Анотація. Запропоновано та проаналізовано принципову схему механіки рухової установки з малообертовим двигуном і утилізаційним гребним турбозубчастим агрегатом.

Ключові слова: судновий дизель, утилізація теплоти, планетарна передача, редуктор, конденсаційна турбіна.

Останнім часом у світовому суднобудуванні проводяться дослідження із застосування комбінованих головних енергетичних установок. У цих установках основна частина енергії виробляється та передається на гребний гвинт головним малообертовим дизелем (МОД), решта – від систем глибокої утилізації вторинних енергоресурсів (ГУВЕР). Питання застосування систем утилізації, з одного боку пов'язаний з економічними аспектами, а з іншого – екологічними. Так, Міжнародною морською організацією (International maritime organization – IMO) були висунуті вимоги щодо зниження викидів парникових газів (з яких вибраний один – діоксид вуглецю CO₂) з суден. Інструментом для оцінки допустимих його значень є виконання вимог щодо забезпечення нормованого рівня конструктивного коефіцієнта енергетичної ефективності (ККЕЕ) [1]. Одним із шляхів виконання цих вимог є застосування систем ГУВЕР.

Слід зазначити, що з'явилася значна кількість вторинної низькопотенційної теплоти, що пов'язано з ростом водотоннажності суден. Отже, зросла потужність головного МОД. Зі збільшенням потужності механічна енергія утилізаційної установки росте швидше, ніж потреби судна в парі й електроенергії [2]. Природним бажанням стало використовувати усю утилізаційну потужність для підвищення ККЕЕ. Почали з'являтися судна з системами ГУВЕР. Як приклад, у 2007 р. було побудовано перше з восьми серійних контейнеровозів – судно «Emma Maersk», на якому знайшла своє застосування система глибокої утилізації. Поряд з цим провідні дизелебудівні фірми стали розробляти рекомендації щодо застосування систем ГУВЕР [3, 4]. Як правило, це – комбінована енергетична утилізаційна установки, що складається з головного МОД та оборотної електричної машини [5]. Основним її недоліком є подвійне перетворення енергії (механічної в електричну, потім електричну в механічну) і неповне використання теплоти наддувного повітря. Тому, на наш погляд, перспективними є застосування утилізаційного турбозубчастого агрегата (УГТЗА), в якому вся вторинна енергія від МОД утилізується в котлі, далі – в паровій турбіні виробляється механічна енергія та передається на гребний гвинт [6]. Основний зміст (**мета**) даної роботи – пропозиція і аналіз передачі механічної енергії від УГТЗА безпосередньо на судновий валопровід.

На рисунку зображена запропонована нами схема передачі потужності на гребний гвинт в комбінованій утилізаційній енергетичній установці. Підставою для розробки даної схеми і підбору її елементом стало ряд наукових досягнень.



Принципова схема механіки рухової установки з МОД і УГТЗА:

1 – конденсаційна турбіна; 2 – напівгнучка з'єднувальна муфта; 3 – зубчаста муфта; 4 – планетарні шестерні; 5 – сонячна шестерня; 6 – багатодискова роз'єднувальна муфта; 7 – епіцикл; 8 – шестерні; 9 – шестерня з частотою обертання МОД; 10 – еластична демферна муфта; 11 – маховик; 12 – головний упорний підшипник; 13 – колінчастий вал МОД; 14 – проміжний вал; 15 – гребний вал; 16 – дейдвудний пристрій; 17 – гвинт фіксованого кроку

По-перше, вирішено питання суттєвого зниження впливу на зубчасті передачі крутильних коливань, обумовлених кінцевим числом циліндрів і нерівномірністю роботи гребного гвинта, оскільки редуктор потребує захисту від цих коливань. Провідною дизелебудівною компанією MAN Energy Solutions пропонуються до використання так звані системи «турбокомпаунд». У даних системах потужність від утилізаційної силової газової турбіни через редуктор передається на судновий валопровід. При цьому компенсатором крутильних коливань служить еластична демферна муфта. Саме така муфта 10 використовується в наведеній на рисунку схемі.

По-друге, важливим питанням є синхронізація частоти обертання конденсаційної турбіни і валопровода. В експлуатації робота МОД характеризується різними режимами, а отже і частотою обертання колінчастого вала, яка передається до валопровода. Німецькою фірмою Renk в середині минулого століття був розроблений ексклюзивний планетарний редуктор, який дозволяє на ходовому режимі незалежно від частоти обертання валу суднового МОД забезпечувати постійну частоту обертання на виході. Компанія MAN Energy Solutions рекомендує синхронізацію валів ВГ і МОД саме за допомогою цього редуктора. У своїх проектних керівництвах (Project Guide) вона наводить відомості по його підключенню до МОД. На наш погляд, для передачі потужності на гребний гвинт в комбінованій утилізаційній установці доречно використовувати такий планетарний редуктор. При цьому необхідно додати одноступінчатий редуктор з циліндричними зубчастими шестернями.

Дана схема може застосовуватися на судах, на яких, на думку проектувальників, доречно застосування систем ГУВЕР. Захист зубчастих передач здійснюється демпфуючими пристроями 2, 6 і 10 (див. рисунок). Передавальні числа: від турбіни до планетарного редуктора ~ 4, у планетарному редукторі ~ 6,5, від планетарного редуктора до валопроводу ~ 3. Загальне передавальне число ~ 70. Наявність роз'єднувальних пристроїв забезпечує різні режими роботи пропульсивної установки та сприяє застосуванню валогенераторів-електродвигунів.

Висновки.

1. Жорсткі екологічні вимоги міжнародних організацій до транспортних суден призвели до звернення уваги науковців до систем глибокої утилізації та розвитку суднових комбінованих енергетичних установок. Однією з невирішених задач у цьому напрямку є передача потужності від утилізаційної парової турбіни до гребного гвинта.
2. При наявності утилізаційного гребного турбозубчастого агрегата розширюються можливості у виборі раціонального режиму роботи судна та його рухової установки в кожному окремому рейсі, що сприяє мінімізації собівартості надання транспортних послуг, а, значить, і збільшення прибутку судновласника.

REFERENCES

- [1] IMO [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.imo.org (дата звернення: 19.09.2019).
- [2] Баранов, А.П. (1988). Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. Москва: Транспорт.
- [3] Wartsila [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.wartsila.com> (дата звернення: 19.09.2019).

- [4] MAN Energy Solutions [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://marine.man-es.com> (дата звернення: 19.09.2019).
- [5] MAN Diesel & Turbo. (2014). Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emission and EEDI. Copenhagen, Denmark, 30.
- [6] Шостак, В.П., Манзюк, А.Ю. (2016). Глибока утилізація теплоти відхідних газів і стисненого повітря сучасного малооборотного двигуна. Віс. НУК, 3(7), 21-28.

Volodymyr P. Shostak, Bohdan M. Lychko, Anton U. Manziuk

TRANSFER OF MECHANICAL ENERGY FROM A RECOVERY TURBINE TO A PROPELLER

Annotation. The schematic diagram of the mechanics of a propulsion system with a low-speed engine and a recycling turbo-gear propulsion unit is proposed and analyzed.

Keywords: marine diesel, heat recovery, planetary gear, gearbox, condensate turbine.

Шостак В.П., Лычко Б.М., Манзюк А.Ю.

ПЕРЕДАЧА МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ОТ УТИЛИЗАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ НА ГРЕБНОЙ ВИНТ

Аннотация. Предложена и проанализирована принципиальная схема механики двигательной установки с малооборотным двигателем и утилизационным гребным турбозубчатым агрегатом.

Ключевые слова: судовой дизель, утилизация теплоты, планетарная передача, редуктор, конденсатная турбина.

УДК 621.43.052

ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС С ДООХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Мошенцев Ю. Л., к.т.н., профессор кафедры Двигателей внутреннего сгорания, установок и технической эксплуатации, e-mail: yurimosh@gmail.com

ORCID: 0000-0002-1377-7498

Гогоренко А. А., к.т.н., доцент кафедры Двигателей внутреннего сгорания, установок и технической эксплуатации, e-mail: oleksiy.gogorenko@gmail.com

ORCID: 0000-0002-9157-6659

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина, г. Николаев

Аннотация. Анализ системы жидкостного охлаждения наддувочного воздуха ДВС показал, что правильно организованное жидкостное охлаждение является предельно эффективным и при рекуперативном способе теплообмена не нуждается в каком-либо дополнительном охлаждении.

Ключевые слова: жидкостная система охлаждения, наддувочный воздух, теплообменный аппарат

В последнее время усложнились двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Усложнились и их системы, в том числе схемы систем охлаждения. Возникло разнообразие схем, которые базируются на самых различных принципах. В то же время в качестве единой основы для всех схем систем охлаждения может быть предложена единая схема, основанная на выделении объединенных малорасходного и полнопоточного контуров. В таких системах выполняется так называемое местное переохлаждение теплоносителя внутреннего контура с последующим смешением его потоков для получения необходимо высокой температуры теплоносителя перед двигателем. Сама идея такой системы была разработана и предложена сравнительно давно и использовалась многими авторами. Несмотря на высокую эффективность схемы такого рода, ее применение на новых двигателях не наблюдается. Более того, предлагаемые конструкции схем систем охлаждения достаточно далеки от воплощения такой схемы.

Так, ведущие компании по производству двигателей для грузовых автомобилей в Германии (DEUTZ, MAN, Mercedes-Benz) используют не самые совершенные схемы [1, 2]. Ведущая корпорация по выпуску аналогичной продукции в США (Caterpillar) также выпускает двигатели с иными схемами систем охлаждения. Последнее время Caterpillar оснащает свои двигатели схемами систем охлаждения с так называемым доохлаждением наддувочного воздуха [3]. Иными словами, охлаждение наддувочного воздуха в таких схемах выполняется сначала в жидкостном ОНВ, а затем в воздуховоздушном ОНВ. По нашему мнению, подобное решение сильно усложняет конструкцию системы охлаждения, и не приводит к улучшенному результату по сравнению с параметрами правильно спроектированной схемы. В то же время такой шаг в создании систем охлаждения является новым и требует специальной оценки.

Чтобы оценить возможность системы с доохлаждением наддувочного воздуха, сначала исследовались параметры схемы системы охлаждения с жидкостным ОНВ, в которой применен принцип малорасходности (рис. 1), а затем они сравнивались с параметрами системы с доохлаждением наддувочного воздуха (рис. 2). Последняя

система, в принципі, відповідає тому, що пропонує Caterpillar. Обидві схеми виділені тільки для охолодження наддувочного повітря і розглядалися применительно до двигача типу 12СН 18,5/21, параметри якого приведені в табл. 1. При порівнянні систем охолодження використовувалися дані по реальним поверхностям теплообміну, випускавшимися вітчизняними виробниками для подібних двигачів.

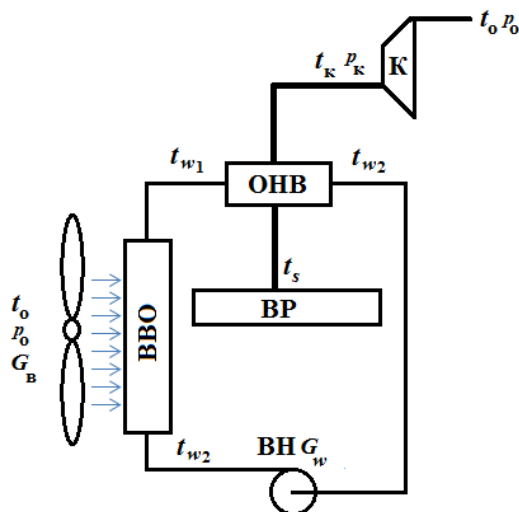


Рис. 1. Схема системи охолодження з рідинним ОНВ і використанням принципу малорасходности

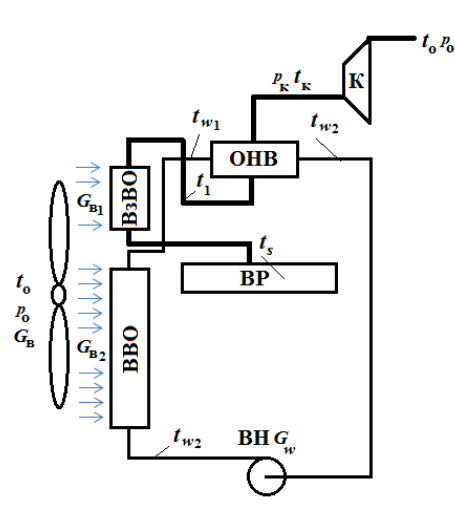


Рис. 2. Схема системи охолодження з доохолодженням наддувочного повітря в повітрявоповітряному ОНВ (ВзВО), розробка Caterpillar

Таблиця 1. Основні параметри двигача типу 12СН 18,5/21,5

№ п/п	Обозначение	Размерность	Наименование	Значение
1.	N_e	кВт	Номинальная мощность	2416
2.	n	мин ⁻¹	Частота вращения коленчатого вала	1900
3.	$P_{к1}$	бар	Давление за компрессором (абс.)	5
4.	$G_{нв}$	кг/с	Расход наддувочного воздуха	5,87
5.	G_v	кг/с	Расход воздуха вентилятором	54
6.	P_k	Па	Давление наддува	500000
7.	T_k	°С	Температура воздуха за а компрессором	250
8.	$T_{м1}$	°С	Температура масла за двигателем	96
9.	T_o	°С	Температура окружающего воздуха	30
10.	$G_{гр}$	кг/с	Расход охлаждающей жидкости горячего контура	24,4
11.	$G_{ох}$	кг/с	Расход охлаждающей жидкости холодного контура	24,4

На параметры системы охлаждения, изображенной на рис. 1, сильно влияют КПД теплообменников и их соотношение, а также расход охлаждающей жидкости в замкнутом контуре.

Влияние масс сердцевин теплообменников и их соотношений на величину суммарной массы сердцевин теплообменников в системе и КПД теплообменников и их соотношений на температуру охлаждающей жидкости за радиатором представлено из рис. 3 и 4 соответственно.

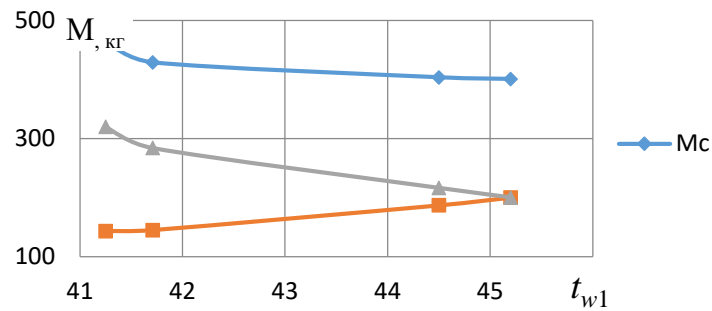


Рис. 3. Влияние размеров (масс) сердцевин теплообменников и их соотношений на величину суммарной массы сердцевин теплообменников в системе и температуру охлаждающей жидкости за радиатором

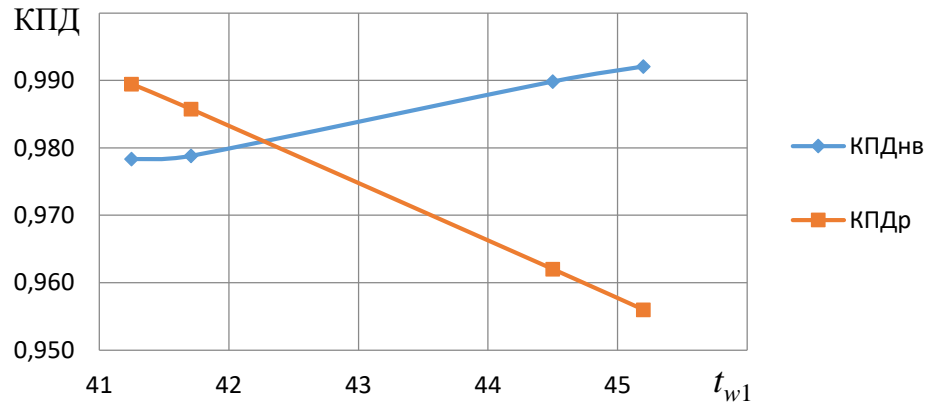


Рис. 4. Влияние КПД теплообменников и их соотношений на температуру охлаждающей жидкости за радиатором

Зависимости на рис. 3 и 4 получены при постоянном и весьма высоком значении КПД по охлаждению наддувочного воздуха, $\eta_o = 0,97$. Видно, что с повышением температуры охлаждающей жидкости за радиатором суммарная масса теплообменников снижается, КПД ОНВ возрастает, КПД радиатора падает. Минимум суммарной массы соответствует наиболее высокому КПД ОНВ и низкому КПД радиатора. При этом наиболее интенсивное падение суммарной массы соответствует начальному уровню изменения температуры охлаждающей жидкости за радиатором. Видимо, КПД ОНВ желательно обеспечить в диапазоне 0,980...0,985, а радиатора – 0,974...0,983, причем соотношения КПД теплообменников меняются, как это видно из рис. 4. При всем том изменение суммарной массы теплообменников во всем диапазоне возможного изменения температуры охлаждающей жидкости за радиатором (пределы изменения связаны с температурой окружающего воздуха и со значениями КПД теплообменников, которые должны быть меньше 1) невелики.

Более интенсивно на суммарную массу сердцевин влияет расход охлаждающей жидкости G_w в контуре. Это влияние можно проследить по рис. 5, из которого следует, что при возрастании расхода охлаждающей жидкости через ОНВ до пределов, которые возможны по параметрам насоса двигателя (24,4 кг/с) эта величина при данных условиях многократно возрастает.

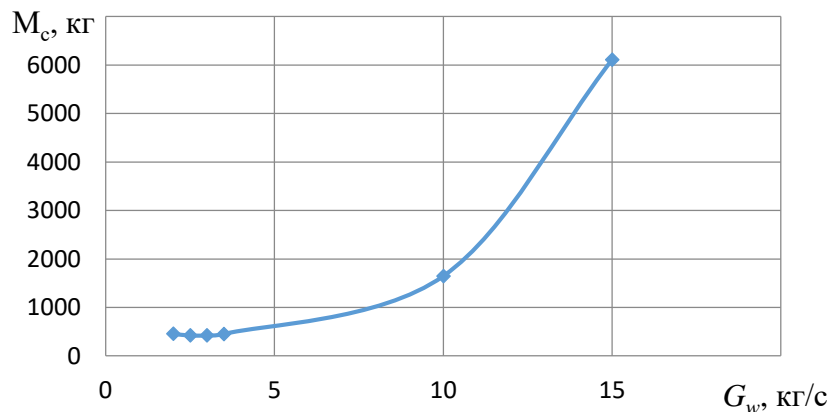


Рис. 5. Влияние расхода охлаждающей жидкости на суммарную массу сердцевин

Очевидно, минимальная масса сердцевин обеспечивается при очень малых расходах охлаждающей жидкости через ОНВ, значительно меньше привычных. На рис. 6 приведен фрагмент кривой с рис. 5, представленный в большом масштабе для малых расходов охлаждающей жидкости.

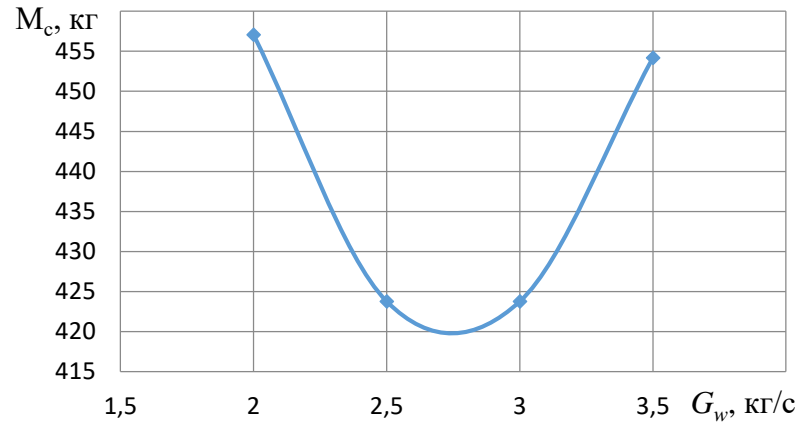


Рис. 6. Влияние расхода охлаждающей жидкости в контуре на суммарную массу сердцевин в области малых ее расходов

Видно, что выбор расхода охлаждающей жидкости должен быть точным, и в данном случае он лежит в диапазоне 2,5...3,0 кг/с. Изменения же КПД и масс сердцевин теплообменников при изменениях расходов охлаждающей жидкости приведены на рис. 7 и 8.

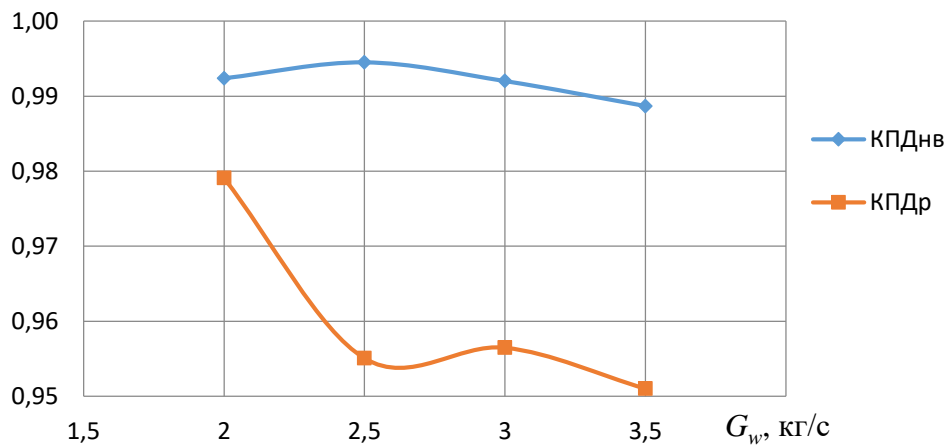


Рис. 7. Изменения КПД теплообменников при изменении расхода охлаждающей жидкости

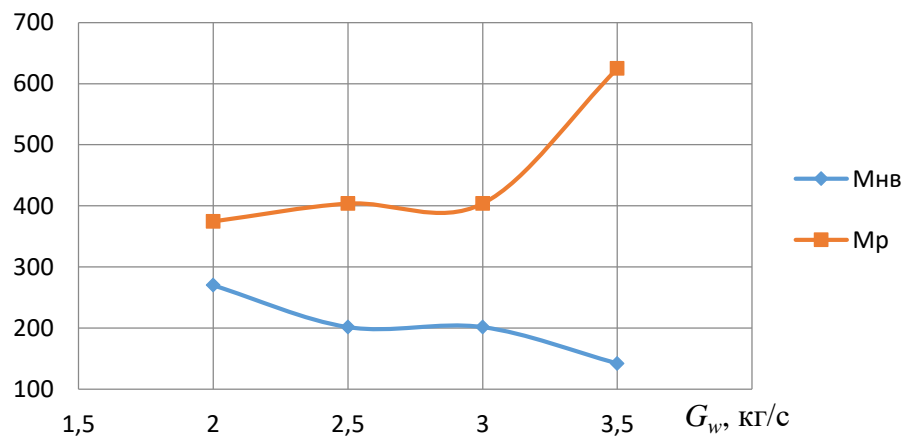


Рис. 8. Изменения масс сердцевин теплообменников при изменении расхода охлаждающей жидкости

При малых расходах охлаждающей жидкости теплообменники должны иметь увеличенное число ходов, чтобы обеспечить достаточную скорость охлаждающей жидкости в трубках сердцевин. Как видно, влияние расхода охлаждающей жидкости на величину суммарной массы здесь весьма значительно.

Если теперь создать систему охлаждения, в которой будет обеспечена минимально возможная суммарная масса сердцевин, то следует обеспечить малый расход охлаждающей жидкости в циркуляционном контуре и определенные значения КПД теплообменников, руководствуясь зависимостями, подобными приведенным.

Создав на основе представленных данных систему охлаждения, выполним ее обратный расчет, придав точные конструктивные размеры ее теплообменникам. Дело в том, что прямой расчет системы обычно выполняется приближенным, а размеры сердцевин при этом округляются в ту или иную сторону. Это вносит существенные изменения в результаты, когда число рядов труб в теплообменнике невелико (в частности, для радиатора).

Результаты обратного расчета приведены в табл. 2. В столбце 1 приведены результаты для ОНВ со сравнительно большой длиной (L) по ходу воздуха. В этом случае можно получить $\eta_o = 0,9897$. Если же уменьшить длину ОНВ до ограничений, названных производителями двигателя, то получим $\eta_o = 0,9774$. В первом случае $T_s = 42,4$ °С, во втором случае $T_s = 45,2$ °С. В обоих случаях получен весьма хороший результат, причем во втором случае габариты теплообменников меньше пределов, указанных производителем двигателя.

Очевидно, что любая рекуперативная система охлаждения практически не улучшит данного результата. Если применить так называемое доохлаждение в ВЗВО, то расход охлаждающего воздуха через радиатор будет снижен, а охлаждение в ВЗВО пройдет при КПД < 1 . Не выполняя сложных расчетов, можно с уверенностью сказать, что существенно более высокие значения η_o не будут достигнуты. Тем более, нужно учитывать и тот фактор, что появление ВЗВО усложняет воздушный тракт двигателя и влияет на его параметры. Можно говорить и о том, что применение воздушного доохлаждения должно способствовать уменьшению габаритов ОНВ при прочих равных условиях. Выровнять же полностью все условия крайне трудно, особенно для некоторого универсального случая. Частные же случаи, полученные для данного двигателя и для известных авторам поверхностей охлаждения, не дают положительных эффектов. Да и нужно ли уменьшать габариты ОНВ за счет роста размеров в другом месте системы, в то время как габариты ОНВ вполне удовлетворительны для случая без воздушного доохлаждения.

Таким образом, введение воздушного доохлаждения при рационально выбранных параметрах чисто водяной системы охлаждения наддувочного воздуха не даст существенный эффект как с точки зрения повышения эффективности воздухоохлаждения, так и с точки зрения уменьшения габаритов ОНВ.

Таблица 2. Результаты обратного расчета системы охлаждения

Параметр	Размерность	1	2
$Q_{нв}$	кВт	1237	1221
G_v	кг/с	54	54
$G_{нв}$	кг/с	5,37	5,37
G_w	кг/с	2,5	2,5
$T_{в1}$	°С	40	40
T_o	°С	40	40
$T_1(T_k)$	°С	271,6	271,6
$T_2(T_s)$	°С	42,4	45,2
$T_{в21}$	°С	62,8	62,5
T_{w1}	°С	41,8	41,8
T_{w2}	°С	159,9	158,4
ОНВ			
b_r		22	15
b_r		2	2
$k_{гнв}$	Вт/кг·К	272,08	283,73
$\eta_{нв}$		0,9975	0,9856
$\Delta p_{нв}$	мм.в.ст.	144,2	89,6
$\Delta p_{wнв}$	кПа	33,4	33,3
$S_{нв}$		0,51521241	0,52
$M_{нв}$	кг	225,5	143,4
L	м	0,946	0,602

B	м	0,461	0,461
H	м	0,479	0,479
Радиатор			
b_T		22	15
b_G		2	2
k_{gr}	Вт/(кг·К)	180,2	180,2
η_p		0,9848	0,9848
Δp_p	мм вод.ст.	60,3	60,1
Δp_{wp}	кПа	33,3	33,3
S_p		0,1930	0,1930
M_p	кг	198,3	198,3
L	м	0,065	0,065
B	м	2,995	2,995
H	м	0,955	0,955
η_o		0,9897	0,9774
M_Σ	кг	423,8	341,3

Литература

1. K. Mollenhauer, H. Tschoeke (eds.). (2010). *Handbook of Diesel Engines*. DOI 10.1007/978-3-540-89083-6_1. Springer-Verlag Berlin Heidelberg
2. Sophisticated: engine cooling for commercial vehicles. Retrieved from www.behrHELLaservice.com
3. *Application & Installation Guide. Cooling Systems*. (2016). CAT, CATERPILLAR

STUDY SCHEMES OF COOLING SYSTEMS INTERNAL COMBUSTION ENGINES WITH POST-COOLING CHARGE AIR

Yuryi L. Moshentsev, candidate of technical sciences, professor

e-mail: yurimosh@gmail.com ORCID: 0000-0002-1377-7498

Oleksiy A. Gogorenko, candidate of technical sciences, associate professor

e-mail: oleksiy.gogorenko@gmail.com ORCID: 0000-0002-9157-6659

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, Mykolayiv

Abstract. *The analysis of the internal combustion engine liquid cooling systems showed that properly organized liquid cooling is extremely efficient and does not need any additional cooling with the regenerative heat exchange method.*

Keywords: *charge air, heat exchanger, liquid cooling system*

ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВЗ З ДООХОЛОДЖЕННЯМ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

Мошенцев Юрій Леонідович, канд. техн. наук, професор

e-mail: yurimosh@gmail.com ORCID: 0000-0002-1377-7498

Гогоренко Олексій Анатолійович, канд. техн. наук, доцент

e-mail: oleksiy.gogorenko@gmail.com ORCID: 0000-0002-9157-6659

Національний університет кораблебудування, Україна, м. Миколаїв

Анотація. *Аналіз систем рідинного охолодження наддувального повітря ДВЗ показав, що правильно організоване рідинне охолодження є гранично ефективним і при рекуперативному способі теплообміну не потребує будь-якого додаткового охолодження.*

Ключові слова: *наддувне повітря, рідинна система охолодження, теплообмінний апарат*

УДК 629.12-8.001.63.004+629.12.037.21

ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ С ВИНТОРУЛЕВОЙ КОЛОНКОЙ

Колесник Дмитрий Валентинович
 Морское инженерное бюро
 Украина, Одесса
 dvkonmu@gmail.com

Аннотация. Описаны преимущества применения винторулевых колонок в пропульсивных комплексах судов особенности взаимодействия судового дизеля с винторулевой колонкой. Указаны направления дальнейшего совершенствования их эксплуатации.

Ключевые слова: винторулевая колонка; пропульсивный комплекс.

ВПК является одновременно движителем и рулевым устройством. В настоящее время серийно производятся ВПК мощностью до 6000 кВт.

ВПК применяются на судах уже несколько десятков лет. Однако в отечественном судостроении они в основном рассматривались как вспомогательные движительно-рулевые устройства, предназначенные для улучшения управляемости, а также для резервного обеспечения малого хода.

В мировой практике ВПК часто используются в качестве главного движительно-рулевого устройства на речных судах, буксирах, пассажирских лайнерах, ледоколах. В последнее время и на отечественных судах всё чаще стали применяться ВПК, особенно на буксирах и судах смешанного река-море плавания.

Пропульсивный комплекс такого судна как правило состоит из двух среднеоборотных главных дизелей, соединённых с винторулевыми колонками промежуточными валами небольшой длины.

Основным преимуществом пропульсивного комплекса с ВПК является существенное улучшение маневренности судна благодаря возможности направить полный упор в любом направлении,

Сравнение маневренности судов с ВПК и традиционным пропульсивным комплексом можно проиллюстрировать на примере маневренных испытаний сухогрузных судов «Mir Jalal Pashayev» и «Iran Anzali», основные характеристики которых, включая обводы корпуса, очень близки.

На рис. 1 представлены кривые траектории движения этих судов во время выполнения манёвра циркуляция:

- т/х «Iran Anzali» при переключке рулей на 35° (кривая RSD19);
- т/х «Mir Jalal Pashayev» при развороте обеих ВПК на 35° (кривая 006RSD05 (1));
- т/х «Mir Jalal Pashayev» при развороте одной ВПК на 45°, а второй на 90° (кривая 006RSD05 (2)).

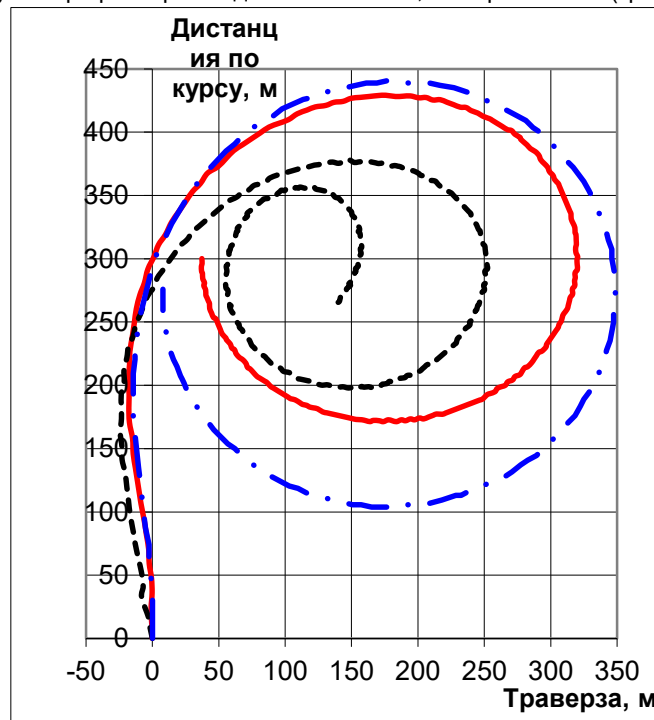


Рис. 1. Манёвр циркуляция

Как видно при развороте ВРК на большие углы, обеспечивается лучшая маневренность судна. По мере снижения скорости движения судна преимущество ВРК возрастает, вплоть до самого малого хода (< 3 уз.), когда судно с рулями становится практически неуправляемым, а ВРК позволяют осуществить разворот судна на месте.

Особенно эффективно использование ВРК при эксплуатации судна на внутренних водных путях, когда при прохождении узкостей и многочисленных поворотов реки судно не может двигаться с максимальной скоростью и эффективность рулей падает, что приводит к необходимости ещё больше снижать скорость. При этом судно оборудованное ВРК может пройти тот же самый участок пути за меньшее время.

При движении судна на одной ВРК нет потери управляемости и при этом скорость судна падает незначительно. В экономичном режиме плавания на одной ВРК имеет место существенная экономия топлива.

К преимуществам ВРК также можно отнести:

- уменьшение длины МО;
- упрощение процесса монтажа;
- возможность установки ВРК после спуска судна на воду;
- упрощение формы корпуса кормовой оконечности;
- возможность модульной замены ВРК без постановки судна в док.

Затраты на закупку оборудования в обоих случаях являются приблизительно одинаковыми. Массы обоих пропульсивных комплексов также близки.

Недостатком концепции ВРК является наличие ограничений в выборе частоты вращения винта, что может привести к уменьшению пропульсивного коэффициента.

Благодаря своим очевидным преимуществам в последнее время ВРК получили широкое распространение на отечественных судах внутреннего и смешанного плавания. Тем не менее некоторые теоретические аспекты их эксплуатации остаются недостаточно исследованными, в частности:

- существующие на сегодняшний день критерии ИМО по определению маневренных характеристик судов, являются не оптимальными для судов с ВРК;
- отсутствует методика настройки регулятора частоты вращения ГД;
- отсутствует методика выбора параметров защиты;
- не изучена совместная работа главных двигателей и ВРК при значительных углах поворота колонок;
- методика номинирования расхода топлива требует уточнения;
- не исследована вибрация на различных эксплуатационных режимах.

Особый интерес для нас представляет разработка научно обоснованной полной методики расчёта нагрузок на дизельный двигатель, учитывающей все особенности пропульсивных комплексов с ВРК.

В традиционной пропульсивной установке с винтом фиксированного шага дизель работает по винтовой характеристике. При этом потребляемая винтом мощность зависит от двух параметров – частоты вращения винта и скорости судна. При использовании ВРК появляется ещё третий параметр – угол поворота ВРК.

Влияние угла поворота ВРК на винтовую характеристику мало изучено. Режим работы винта в косом потоке приводит к изменению гидродинамических характеристик гребного винта. Так при постоянной частоте вращения винта и скорости набегающего потока с изменением угла скоса потока от 0 до 180° максимальный момент на валу гребного винта может превышать номинальный приблизительно в два раза.

Очевидно, что для ДВС работающих в качестве привода ВРК требуется разработка особого алгоритма управления, сигнализации и защиты, что обеспечит надёжную и безопасную эксплуатацию пропульсивных комплексов с ВРК.

Kolesnyk Dmytro

Features of the interaction of marine diesel with rudderpropeller

Advantages of using ruderpropellers in propulsion plants of vessels, features of the interaction of marine diesel with rudderpropeller. Directions of further improvement of their operation are shown.

Keywords: ruderpropellers, propulsion plants

Колесник Д.В.

Особливості взаємодії суднового дизеля з вінторулевою колонкою

Описано переваги застосування вінторулевих колонок в пропульсивних комплексах суден, особливості взаємодії суднового дизеля з вінторулевою колонкою. Вказані напрямки подальшого вдосконалення їх експлуатації.

Ключевые слова: вінторулева колонка, пропульсивний комплекс

УДК 621.182.3: 625.5.031.32

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ПАРАМЕТРА УЗГОДЖЕННЯ ДВЗ-ТК

Шостак Володимир Павлович, кандидат технічних наук, професор, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна, м. Миколаїв, **ORCID number:** <https://orcid.org/0000-0002-5719-6919>;
Кісарова Альона Ігорівна, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна, м. Миколаїв,

ORCID number: <https://orcid.org/0000-0001-6461-2610>

Анотація. Представлена методика для визначення раціонального параметра адаптації малооборотного двигуна до майбутніх умов експлуатації транспортного судна з кайтом, що забезпечує максимальне скорочення сумарної витрати палива за весь строк служби. Для цього розроблено імітаційну математичну модель з генератором рівномірно розподілених чисел, яка складається з певних алгоритмів, детермінованих та ймовірнісних величин і проведення достатньої кількості циклічних розрахунків.

Ключові слова: імітаційна математична модель, судновий малооборотний двигун, турбокомпресор, параметр узгодження, кайт, витрата палива.

Сучасні малооборотні двигуни (МОД) суттєво наблизилися до межі своєї термодинамічної досконалості, на що вказує фактична стабілізація питомої витрати палива протягом останніх 25 років. Однак, за даними компанії MAN Diesel & Turbo (MDT) подальший розвиток МОД йде по шляху їх удосконалення як елемента суднового пропульсивного комплексу, зокрема: пониження частоти обертання, що підвищує ККД гребного гвинта (ГГ), адаптація їх при побудові до певних умов експлуатації для зменшення сумарної витрати палива. У даний час для підвищення ефективності транспортування вантажів морем і вирішення природоохоронних завдань впроваджуються ідеї використання на судах додаткових екологічно чистих рушіїв, з яких досить перспективними є кайти – керовані буксируючі повітряні змії. Німецькою фірмою SkySails створені та апробовані суднові кайти площею від 80 до 640 м². При сприятливому вітрі їх тяга може істотно знижувати навантаження ГД суден з помірними швидкостями ходу. Це веде до розширення діапазону навантажень ГД у режимі повного ходу судна і зміщує домінуюче навантаження в область менших значень. Розподіл навантажень визначає раціональне значення параметра узгодження «двигун внутрішнього згоряння – турбокомпресор» (ДВЗ-ТК). Відповідно до цього значення при виготовленні МОД в його склад буде включено турбокомпресор (ТК) відповідної марки з раціональними розмірами проточних частин: соплового вінця турбіни і дифузора компресора. Згідно з даними компанії MDT у якості параметра узгодження ДВЗ-ТК виступають координати точки узгодження (matching point) на полі вибору робочих параметрів двигуна (engine layout diagram) $L_1-L_2-L_3-L_4$ або певна програма налаштування МОД: High load, Part load або Low load.

Компанія MDT дає загальні рекомендації по вибору значення параметра ДВЗ-ТК для транспортних суден з традиційною пропульсивною установкою (ПУ). Діапазон навантажень ГД у режимі повного ходу порівняно невеликий, і параметр для адаптації МОД приймається вольовим методом. Для комбінованої пропульсивної установки (КПУ) з кайтом такий метод прийняття проектного рішення стосовно параметра ДВЗ-ТК може суттєво збільшити витрату палива відносно можливої мінімальної. Для цього випадку в літературі не виявлено ні практичних рекомендацій, ні теоретичних рішень. Отже, процедура визначення раціонального значення параметра узгодження ДВЗ-ТК для МОД проєктованого судна шляхом моделювання з оцінкою наслідків прийняття проектного рішення не формалізована і відноситься до невирішених завдань стосовно теорії і практики суднової енергетики.

Це спонукає до постановки та розв'язання, на базі математичної моделі, задачі стосовно значення параметра узгодження ДВЗ-ТК, при якому МОД буде адаптований найкращим чином до майбутніх умов експлуатації. Оскільки це пов'язано з прийняттям рішень на етапі проєктування судна і його ЕУ, то цього не можна досягти експериментальним шляхом. Тому **ціллю** даної роботи є побудова адекватної математичної моделі. При цьому КПУ розглядається як функціонування судна при спільній роботі ГД, ГГ і кайта протягом 25 років його експлуатації (усього нормативного строку служби судна (НССС)).

На першому етапі була розроблена укрупнена математична модель для визначення сумарної витрати палива ГД при різних значеннях параметра узгодження ДВЗ-ТК. На наступному етапі в модель закладаються дані по конкретному транспортному судну, що враховують його технічний стан, гідрометеоумови в пройдених рейсах, експлуатаційно-ремонтні цикли протягом усього НССС. Технічний стан підводної частини корпусу судна змінюється з віком судна; інтенсивність хвилювання і сила вітру є ймовірнісними. Це – однозначні й ймовірнісні дані, які використовуються в подальших розрахунках. Таким чином, модель є імітуючою. Вона відображає роботу КПУ в «реальних» умовах експлуатації [1–8].

На рисунку наведена в укрупненому вигляді детермінована і імітаційна модель. Вказано математичне сподівання витрати палива $M(B_{ж}) = B_{ж}^{\min}$, яке відповідає оптимальному значенню параметра узгодження ДВЗ-ТК.

В основі моделі лежить рівняння для визначення витрати палива ГД на i -й ділянці рейсової лінії з умовно сталою погодою (УСП):

$$B_i = N_c \bar{N}_i b_{ei} t_i,$$

де специфікаційна потужність МОД N_c – детермінована величина, а навантаження двигуна \bar{N}_i , його питома витрата палива b_{ei} та час переходу t_i на i -й ділянці – випадкові функції. Розрахунок цих випадкових функцій вимагає відповідних методик і обширної інформації з проектування, виготовлення та експлуатації.

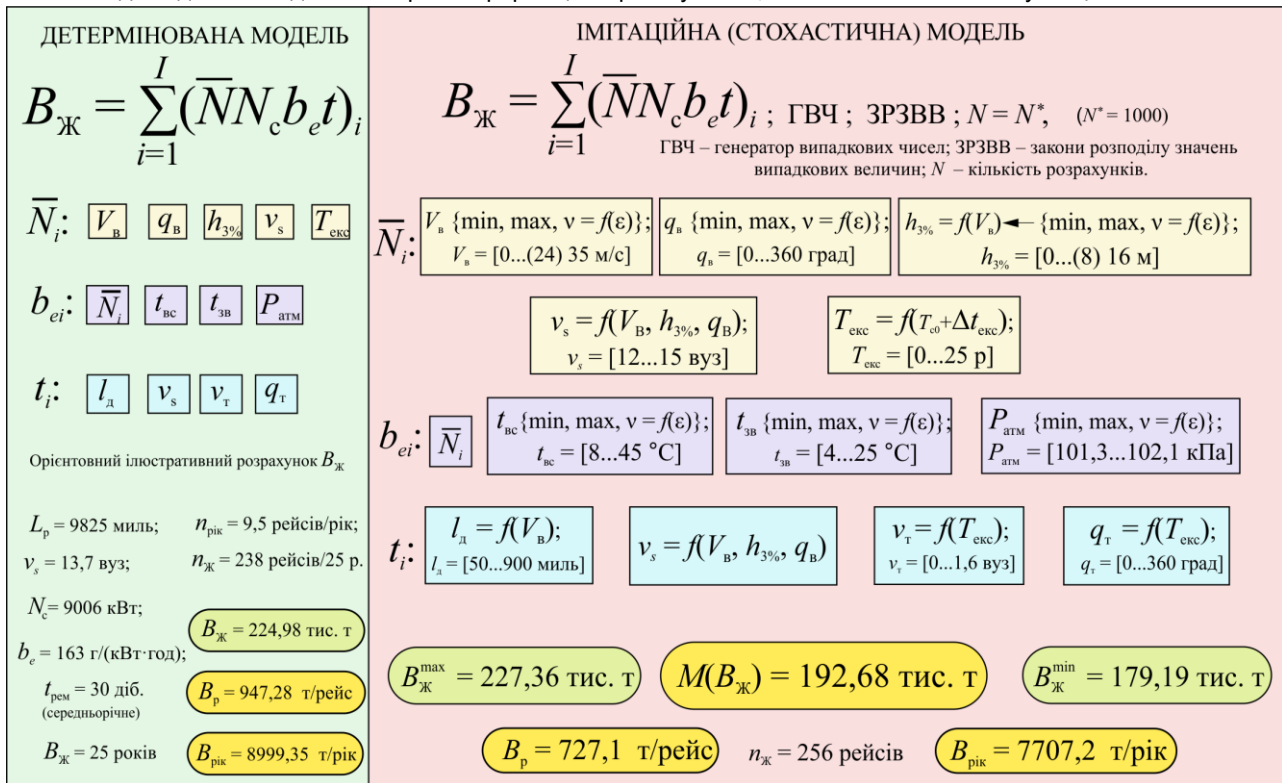


Рисунок. Математична модель для визначення раціонального параметра узгодження ДВЗ-ТК в детермінованому та імітаційному (стохастичному) вигляді

Розробка детермінованої математичної моделі (ДММ) і пробні розрахунки з використанням усереднених, часто орієнтовних, значень вихідних величин – необхідні процедури побудови ІММ. Тому проводився розрахунок за детермінованим алгоритмом, в якому приймається одне з можливих значень випадкових величин. На цій стадії встановлюються основні функціональні зв'язки. Зокрема, розрахункове значення навантаження ГД на ділянках рейсової лінії залежить, оскільки на судні використовується кайт, від значення швидкості вітру $V_{\text{в}}$, м/с, кута між курсом судна і напрямком вітру $q_{\text{в}}$, град, висоти хвилі 3%-ї забезпеченості $h_{3\%}$, м, локальної швидкості ходу судна v_s , вуз, і поточного віку судна $T_{\text{екс}}$. У свою чергу, питома витрата палива ГД залежить від його навантаження \bar{N} , %, температури повітря на всмоктування в ТК $t_{\text{вс}}$, $^\circ\text{C}$, температури забортної води $t_{\text{зв}}$, $^\circ\text{C}$, і атмосферного тиску $P_{\text{атм}}$, кПа. Час проходження ділянки (з УСГ) залежить від її протяжності

l_d , миль, швидкості ходу судна v_s , вуз, від швидкості поверхневої течії v_t , вуз, і кута її напрямку q_t , град, по відношенню до курсу судна. На підставі аналізу розрахунків за допомогою комп'ютера визначається необхідний ступінь точності (адекватності) вихідних даних для обчислень витрати палива ГД за НССС. Його значення в обчисленнях за допомогою ІММ будуть, звичайно, іншими, оскільки в експлуатації змінюються технічний стан корпусу судна, гідрометеорологічні параметри і, як наслідок, опір руху судна, тривалість і тяга кайта. Виходячи з цього, розробляється розрахункова (повна) ІММ, обчислення в якій відбуваються з урахуванням усіх практично можливих значень імовірнісних величин. Імітаційна (стохастична) модель включає в себе генератор випадкових чисел (ГВЧ) і закони розподілу значень випадкових величин. Реалізація такої моделі за допомогою комп'ютера дозволяє знаходити масив можливих значень сумарної витрати палива ГД за НССС. При цьому проводиться достатня кількість повторюваних розрахунків N [9, 10] (у даному дослідженні прийнято $N = 1000$).

Розроблена і використана ІММ з генератором псевдовипадкових чисел із задаваним для рівномірно розподілених чисел інтервалом $0 \dots 1$ (ГПВЧ-рр). Для забезпечення необхідної адекватності ІММ використано ГПВЧ-рр з кількістю генерованих чисел у циклі не менше 10^{12} . Зазначений генератор зумовлює представлення законів розподілу нормованих на відрізок $0 \dots 1$ значень індетермінованих величин у вигляді зворотних інтегральних функцій.

Для реалізації ІММ створено програмний продукт, написаний на алгоритмічній мові Pure Basic [11], що дозволяє реалізувати її на сучасному персональному комп'ютері.

Висновок: розроблено імітаційну математичну модель з генератором випадкових рівномірно розподілених чисел для визначення цільової функції – сумарної витрати палива головним двигуном з альтернативним значенням

параметра узгодження «двигун внутрішнього згоряння – турбокомпресор» стосовно транспортного судна з кайтом на стадії його проектування; частина аргументів цієї функції – випадкові величини з законами розподілу їх значень у вигляді зворотних інтегральних функцій.

REFERENCES

- [1] Kisarova A. I. Summarniy rashod topliva kak kriteriy sravnitel'noy effektivnosti nastroyki glavnogo dvigatelya transportnogo sudna s kaytom. Innovatsiyi v sudnobudovanii ta okeanotekhnitsi : materlali VII Mlzhnarodnoyi naukovotekhnichnoyi konferentsiyi. Nikolaev : NUK, 2016. S. 158 – 159.
- [2] Shostak V. P., Kisarova A. I. Algoritm opredeleniya rashoda topliva na glavniy dvigatel za zhiznennyiy tsikl sudna. Suchasni energetichni ustanovki na transporti I tehnologiyi ta obladnannya dlya yih obslugovuvannya (SEUTTOO – 2012) : materlali Vseukrayinskoyi naukovopraktichnoyi konferentsiyi. Herson : HDMA, 2012. S. 216–220.
- [3] Shostak V. P., Kisarova A. I. Vliyaniye raznyih faktorov na rashod topliva v sudovoy dizel'noy ustanovke. Suchasniy stan ta problemi dvigunobudovannya : materlali Mlzhnarodnoyi naukovotekhnichnoyi konferentsiyi. Nikolaev : NUK, 2014. S. 42–45.
- [4] Shostak V. P., Kisarova A. I. Imitatsionnaya matematicheskaya model dlya ratsional'noy adaptatsii malooborotnogo dvigatelya sudna s kaytom. Innovatsiyi v sudnobudovanii ta okeanotekhnitsi : materlali VIII Mlzhnarodnoyi naukovotekhnichnoyi konferentsiyi. Nikolaev : NUK, 2017. S. 176–178.
- [5] Shostak V. P., Kisarova A. I. Rashod topliva na sudovoy glavniy dvigatel pri sovmestnoy rabote s kaytom. Innovatsiyi v sudnobudovanii ta okeanotekhnitsi : materlali III Mlzhnarodnoyi naukovotekhnichnoyi konferentsiyi, prisvyacheno yi 75-rlchchyu Mikolayivsko yi oblasti. Nikolaev : NUK, 2012. S. 300–302.
- [6] Shostak V. P., Kisarova A. I. Summarniy rashod topliva malooborotnyim dvigatelem sudna s kaytom. Zbrnik naukovih prats NUK. Nikolaev : NUK, 2016. # 2. S. 26–34.
- [7] Shostak V. P., Kisarova A. I. Ukpupennaya matematicheskaya model dlya opredeleniya parametrov adaptatsii MOD. Sudnova energetika: stan ta problemi : materlali VII Mlzhnarodnoyi naukovotekhnichnoyi konferentsiyi. Nikolaev : NUK, 2013. S. 66–69.
- [8] Shostak V., Kisarova A. Tools for forecasting and optimizing the tuning parameter of the low-speed engine for designing a ship with the kite. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2018. № 2/3(92). С. 13–20.
- [9] Shennon R. Imitatsionnoye modelirovaniye sistem – iskusstvo i nauka : uchebnoye posobie / per. s angl., pod red. E. K. Maslovskogo. Moskva : Mir, 1978. 418 s.
- [10] Shostak V. P., Gershanik V. I. Imitatsionnoye modelirovaniye sudoviyh energeticheskikh ustanovok. Leningrad : Sudostroeniye, 1988. 256 s.
- [11] PureBasic. URL : <http://www.purebasic.com> (Last accessed: 10.10.2019).

Shostak Vladimir, Kisarova Alena.

Mathematical model for determining the rational parameter of matching ICE-TC.

Abstract. A method for determining the rational parameter of adaptation of a low-speed engine to the future operating conditions of a transport vessel with kite, which provides the maximum reduction of the total fuel consumption for the whole life, is presented. For this purpose, a simulation mathematical model with a generator of uniformly distributed numbers is developed, which consists of certain algorithms, deterministic and probabilistic quantities and carrying out a sufficient number of cyclic calculations.

Keywords: simulation mathematical model, ship low-speed engine, turbocharger, matching parameter, kite, fuel consumption.

Шостак Владимир Павлович, Кисарова Елена Игоревна.

Математическая модель для определения рационального параметра согласования ДВС-ТК.

Аннотация. Представлена методика для определения рационального параметра адаптации малооборотного двигателя к предстоящим условиям эксплуатации транспортного судна с кайтом, что обеспечивает максимальное сокращение суммарного расхода топлива за весь срок службы. Для этого разработана имитационная математическая модель с генератором равномерно распределенных чисел, которая состоит из определенных алгоритмов, детерминированных и вероятностных величин и проведения достаточного количества циклических расчетов.

Ключевые слова: имитационная математическая модель, судовой малооборотный двигатель, турбокомпрессор, параметр согласования, кайт, расход топлива.

УДК 629.5.035.5

ПОКРАЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ СУДНА ШЛЯХОМ ВПРОВАДЖЕННЯ НОВІТНІХ РОЗРОБОК ІНЖЕНЕРІЇ У СУЧАСНЕ СУДНОБУДУВАННЯ

Мітенкова Віра Сергіївна к.т.н., доцент¹, Корнелюк Ольга Миколаївна²¹ Національний університет кораблебудування; ² Херсонська державна морська академія¹ Україна, Миколаїв; ² Україна, Херсон¹ vera.mitenkova@gmail.com, ² olganikkornelyuk@gmail.com

Анотація. Розроблені рекомендації щодо прийняття проектних рішень при проектуванні гребних гвинтів підвищеної ефективності. Наведені результати моделювання роботи гребного гвинта за допомогою CFD-паketу. Визначено переваги багатоваріантного проектування рушії у складі рушійно-рульового комплексу.

Ключові слова: пропульсивний комплекс судна; CFD-моделювання; ефективність гребного гвинта.

Вступна частина. Сучасні економічні умови характеризуються все більш жорсткою конкуренцією на міжнародному ринку суднобудування, що ставить перед проектантами і судновласниками нові завдання, до числа яких можна віднести створення економічно вигідних суден, що дозволяють отримувати найбільший прибуток, обмеження часу будівлі, зниження витрат і підвищення якості проектування суден.

Сьогодні до 60% (в залежності від типу і призначення судна) поточних експлуатаційних витрат припадає на паливо. Безперервне зростання цін на рідке органічне паливо стимулює актуальність і інтенсифікацію наукових досліджень, спрямованих на підвищення пропульсивних характеристик транспортних суден.

Як відомо, пропульсивний комплекс складається з: джерела енергії - головного двигуна, пристрою передачі потужності – редуктора і / або валопровода, рушії і споживача енергії - корпусу судна. Схема такого комплексу представлена на рис.1.

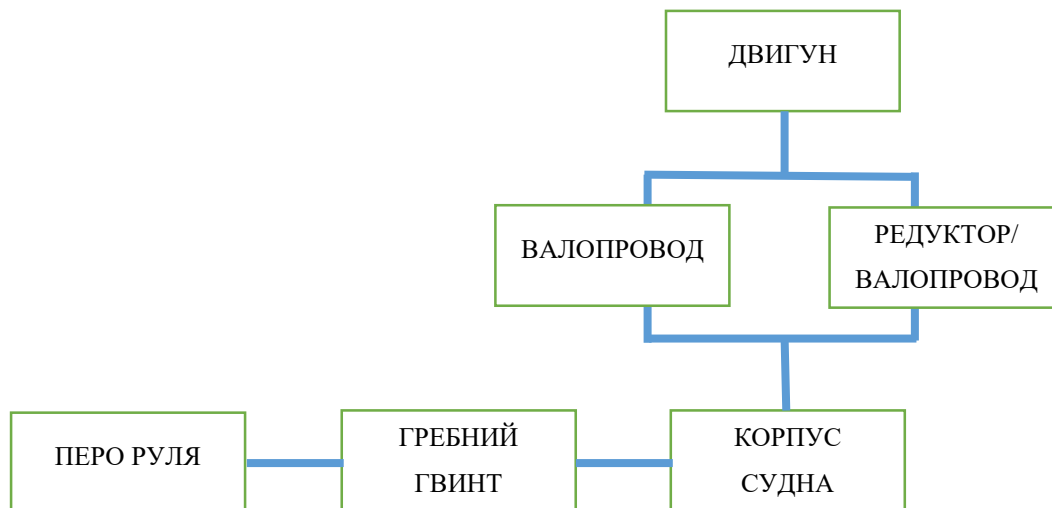


Рисунок 1– Пропульсивний комплекс судна

Оскільки всі елементи комплексу працюють спільно, процес його проектування повинен носити системний характер. Тільки злагоджена ефективна робота всіх складових комплексу як єдиного цілого здатна забезпечити надійну ефективну експлуатацію судна як плавальної споруди.

Ціль роботи полягає у розробці рекомендацій щодо прийняття проектних рішень при проектуванні гребних гвинтів підвищеної ефективності, а також у проведенні верифікації результатів, отриманих при дослідженні ефективності використання CFD-моделювання роботи гребних гвинтів.

Основна частина. При вирішенні питання вибору серії гребного гвинта неможливо припустити, що саме такий гвинт зі своєю геометрією буде оптимальним для конкретного судна, що проектується. Рішення такої задачі потребує проведення достатньої кількості експериментів, аналізу і розрахунків з метою вивчення впливу геометричних характеристик гребного гвинта на його гідродинаміку. Адже основним критерієм, за яким визначається ефективність гребного гвинта, виступає коефіцієнт корисної дії, скорочено – ККД гвинта.

Ще одним питанням, яке має бути вирішеним під час проектування, є вивчення і розрахунок ефективності рушії при роботі його за корпусом судна. Відомо, що на гвинт, встановлений за судном, впливає корпус (його форма). Корпус зменшує коефіцієнт корисної дії рушії. Звідси висновок, що чим більшим буде коефіцієнт корисної дії спроектованого гребного гвинта при роботі у вільній воді, тим більше значення ККД рушії буде забезпечено при

роботі його за корпусом. Отже, це дозволить економити паливо при виконанні рейсів, вартість якого з кожним роком зростає. Таким чином, підвищення коефіцієнта корисної дії рушії хоча б на 1% дозволить заощадити ешелони палива.

Створюючи опір, рушій в умовах експлуатації викликає вібрацію корпусу судна. Крім того, виникає питання забезпечення допустимої гучності гребного гвинта при його роботі. Тому, під час проектування рушії слід враховувати також необхідність зменшення впливу цих явищ при взаємодії системи рушій-корпус. Методом параметричного аналізу встановлено, що шаблевидність профілю лопаті гребного гвинта зменшує вібрацію корпусу, а подолання підвищеної гучності можливе за рахунок проектування гвинтів з усіченими лопатями.

У суднобудуванні виникають ситуації, коли є необхідність підвищення тяги гребного гвинта для типів суден, для яких неможливо збільшувати діаметр рушії зважаючи на особливості їх експлуатації. Це річкові судна, що мають малу осадку, а також високошвидкісні судна з обмеженим діаметром гребного гвинта. В цьому випадку ефективність буде залежати від профіля лопаті гребного гвинта і його геометричних характеристик при тому ж кроковому відношенні. Результати багаточисельних досліджень, описані в [1,2,3], вказують на вплив геометрії гвинта на його ефективність.

Сьогодні розроблено понад 20-ти серій гребних гвинтів. Існують джерела, у яких можна зустріти інформацію про те, що шаблевидні гвинти більш ефективні. Однак, при проведенні експериментів [1,2,3] з'ясувалося, що шаблевидність лопаті майже не сприяє збільшенню ККД гвинта.

Завдання підвищення ефективності рушії сьогодні актуальне як для нових суден, що проектуються, так і для суден, що перебувають в експлуатації. Оптимізувати можна гвинт будь якої серії шляхом внесення змін в його геометрію (редагування законів розподілу його характеристик уздовж лопаті). Також актуальним є питання проектування гвинтів нової серії, задаючи довільні закони і характеристики профілю лопаті. Слід зазначити, що зручніше брати за основу серійний гвинт, поступово вносити зміни в його геометрію і робити експерименти з метою оцінки його гідродинаміки.

Сьогодні не можна сказати абсолютно точно яка ж форма найоптимальніша гребного гвинта, проте вже отримані результати і розроблені методики і схеми проектування гвинтів, що дозволяє виключити великий обсяг ручної праці при проектуванні рушії та дати рекомендації щодо проектування високоефективних гребних гвинтів.

Але в рамках економії витрат і часу на проектування гвинта створювати моделі і проводити величезну кількість модельних експериментів в дослідному басейні є затратним. Детальне проектування гребних гвинтів здійснюється в науково-технічних організаціях, що мають експериментальну базу для проведення модельних випробувань гребного гвинта. Основною вимогою до моделей гребних гвинтів є точність відповідності виготовленого профілю лопатей спроектованому, яка, в свою чергу, визначає достовірність інформації, що одержується при їх випробуванні. Це дуже трудомісткий процес. Теоретичні основи теж не завжди достовірно на 100% можуть передбачити картину ефективності гвинта (теорія несучих ліній, теорія несучої поверхні, теорія елементів лопаті). Саме тому сьогодні актуальне багатоваріантне проектування рушіїв за допомогою CFD-пакетів як одного з етапів проектування гребного гвинта. Широке застосування знайшли такі пакети як SIGMAFLOW, ANSYS FLUENT, STAR-CD, Fluent, Flow Vision.

Для проведення чисельних експериментів необхідно створити 3-D модель гребного гвинта в одній з CAD систем [4]. На рис.2 представлений гвинт серії В, побудований у середовищі CAD системи Solid Works. Такий спосіб дозволяє отримати 3-D модель гвинта, який максимально відповідає закладеній у нього геометрії. При внесенні змін до геометрії рушії розрахунки повторюються знову. При цьому не виникає додаткових витрат на проведення експериментів.

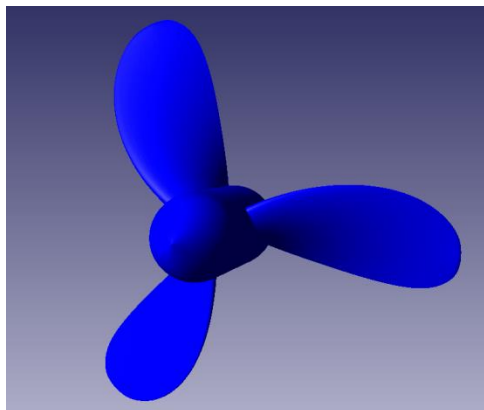


Рисунок 2 – 3D-модель гребного гвинта

Для проведення чисельних експериментів необхідно у CFD-пакеті створити проект (задати параметри області розрахунку та об'єкту дослідження) та запустити його на розрахунок [5,6]. Умови проведення експерименту задаються шляхом вибору граничних умов, таких як Симетрія, Вихід, Вхід та інші згідно з постановкою задачі. Загальний вигляд проекту представлений на рис.3.

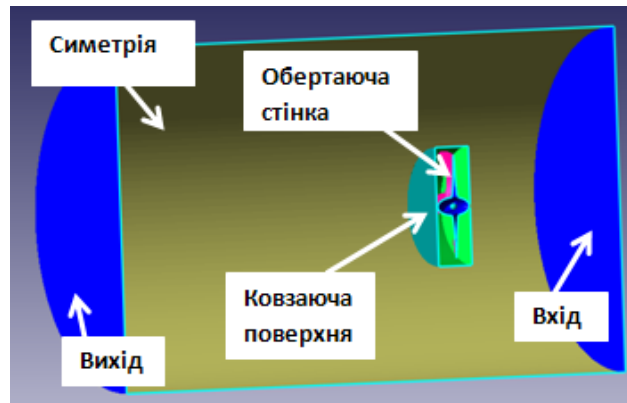
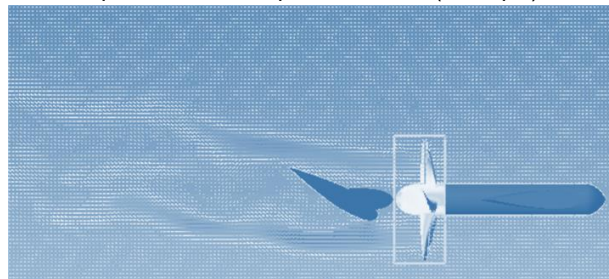
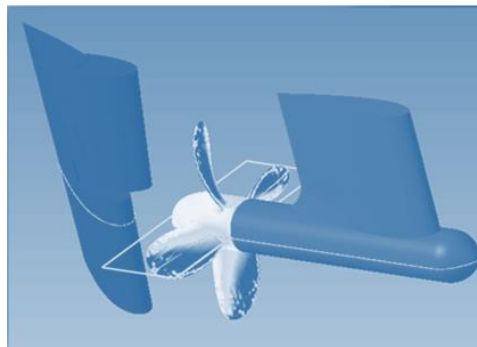


Рисунок 3 – Проект у CFD-пакеті Flow Vision

На рис.4 відповідно представлені картини розподілу швидкостей та тиску при роботі комплексу [3], що отримані під час моделювання роботи гвинто-рушійного комплексу в CFD-пакеті Flow Vision. Чисельні експерименти ідентичні модельним експериментам, що провів Molland (1981 рік) .



а



б

Рисунок 4 – Моделювання роботи гвинто-рульового комплексу в середовищі CFD-пакета Flow Vision: а – розподіл швидкостей; б – розподіл тиску на лопатях гребного гвинта

Вплив роботи гребного гвинта на гідродинамічні характеристики руля обумовлено наступними причинами:

- збільшенням швидкості потоку, що набігає на перо руля;
- зменшенням скоса потоку, що утворюється внаслідок криволінійного руху судна.

На відміну від стандартних, параметри профілів для гребних гвинтів можуть приймати не тільки фіксовані, а й довільні значення. Ці значення можуть бути як постійними, так і змінними вздовж радіуса лопаті. До того ж, на сьогоднішній день відомо більше 20-ти серій гребних гвинтів. У роботах [1,2] експериментально встановлено вплив і геометричних параметрів, і профілювання лопаті гребного гвинта. На рис.5 представлені результати чисельних експериментів (CFD-пакет Flow Vision): $KKД$ – коефіцієнт корисної дії гребного гвинта; Kq – коефіцієнт моменту; Kr – коефіцієнт упору; J – хода гвинта. Слід зазначити, що найбільше на коефіцієнт корисної дії гвинта впливає тип профілю перетину лопаті гребного гвинта.

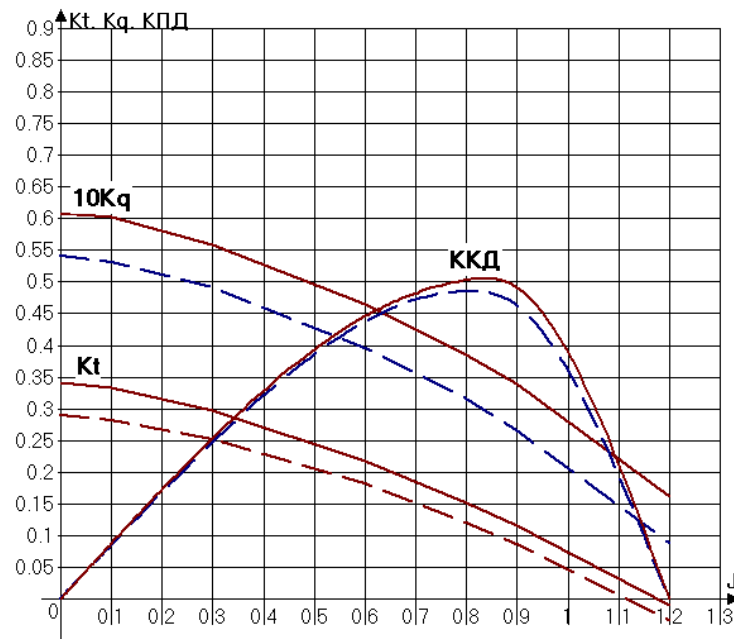


Рисунок 5 – Порівняння гідродинамічних характеристик гвинтів (профіль NASA2412 - суцільні лінії; профіль серії В - пунктирні лінії)

Висновки. Питання про тип рушійної установки вирішується судновласником на самих ранніх етапах проектування. При проектуванні рушія обов'язково повинен враховуватися такий фактор, як тип судна і умови його експлуатації (в тому числі район плавання). Для того, щоб спроектувати і виготовити гребний гвинт із заданою ефективністю, в загальному випадку необхідно пройти наступні етапи:

- вибрати серію гребного гвинта, а також його геометричні характеристики;
- побудувати теоретичне креслення гребного гвинта (в разі 3D-моделі будувати теоретичне креслення немає необхідності);
- дослідити гідродинамічні характеристики гребного гвинта;
- оцінити коефіцієнт корисної дії гребного гвинта;
- проаналізувати отримані результати, і в разі необхідності внести корективи в форму гребного гвинта, його профілювання, повторивши всі попередні етапи від вибору серії до оцінки ефективності гвинта;
- виготовити гребний гвинт, використовуючи одну з сучасних технологій виготовлення гребних гвинтів.

При визначенні основних елементів судна, що проектується, а також при їх коригуванні, що виконується для поліпшення будь-яких характеристик, необхідно враховувати взаємозв'язок елементів судна з його ходовими характеристиками [7,8,9,10]. Від якості проведених досліджень і повноти аналізу отриманих результатів залежить прийняте технічне рішення, яке повинно забезпечити судну такі морехідні якості як ходовість та керованість, економічність і рентабельність.

Таким чином, для забезпечення ходовості судна в сучасному суднобудуванні ефективним є багатоваріантне проектування з використанням комп'ютерних технологій [11,12,13,14], яке дозволить оптимізувати процес вибору обводів корпусу, елементів руху судна, характеристик головного рушія, сумісних з точки зору забезпечення ефективності судна, і зробити процес вибору більш відкритим, і як наслідок, скоротити час проектування судна.

REFERENCES

- [1] Корнелюк, О. Н. Особенности моделирования работы гребного винта в среде FLOW VISION [Текст] / О. Н. Корнелюк // Зб. наук. праць НУК. — Миколаїв : НУК, 2015. — № 1. — С. 21–26.
- [2] Новый метод проектирования высокоэффективных гребных винтов [Электронный ресурс] / Ю. М. Король, О. Н. Корнелюк // Инновации в судостроении и океанотехнике : материалы V междунар. науч.- техн. конф. – Николаев, 2014.
- [3] Король, Ю. М. Технология моделирования работы судовых винто-рулевых комплексов в среде Flow Vision [Текст] / Ю. М. Король, О. Н. Рудько // Труды Всерос. науч.-практ. конф. «Инженерные системы–2010». – М. : РУДН, 2010. – С. 137–141.
- [4] Король, Ю. М. Автоматизированная генерация данных для построения твердотельных моделей гребных винтов / Ю. М. Король, О. Н. Рудько // Зб. наук. пр. нац. ун-ту кораблебудування. – Миколаїв, 2008. – № 1. – С. 56–61.
- [5] Король, Ю. М. Влияние лопастных и профильных характеристик на гидродинамическую эффективность гребных винтов / Ю. М. Король, О. Н. Корнелюк // Наука та прогрес транспорту. – 2017. – № 4 (70). – С. 80–85. doi: [10.15802/stp2017/109589](https://doi.org/10.15802/stp2017/109589)

- [6] Корнелюк, О. Н. Выбор оптимальных расчётных параметров при моделировании работы гребного винта в свободной воде в среде Flow Vision / О. Н. Корнелюк // Зб. наук. пр. Нац. ун-ту кораблебудування. – Миколаїв, 2014. – № 5. – С. 17–21.
- [7] Application of Dynamic Mesh in Analysis of Propeller Hydrodynamic Characteristics / F. L. Wu, Y. L. Peng, Z. G. Zhang, G. D. Wang // Applied Mechanics and Materials. – 2012. – Vol. 212-213. – P. 1112–1118.
doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.212-213.1112>
- [8] Bulten, N. Optimum propeller design leads to higher ship efficiency [Электронный ресурс] / N. Bulten // Wärtsilä Technical Journal. – 2014.
Режим доступа: <https://www.wartsila.com/twentyfour7/in-detail/optimum-propeller-design-leads-to-higher-ship-efficiency> – Загл. с экрана. – Проверено: 26.10.2018.
- [9] CFD Analysis of a Propeller Flow and Cavitation / S. Ramakrishna, V. Ramakrishna, A. Ramakrishna, K. Ramji // Intern. Journal of Computer Applications. – 2012. – Vol. 55. – Iss. 16. – P. 26–23. doi: 10.5120/8841-3125
- [10] Experimental and numerical analyses of the hydrodynamic performance of propeller boss cap fins in a propeller-rudder system / Yu Sun, Yumin Su, Xiaoxiang Wang, Haizhou Hu // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. – 2016. – Vol. 10. – Iss. 1. – P. 145–159. doi: 10.1080/19942060.2015.1121838
- [11] Majdfar, S. Hydrodynamic Effects of the Length and Angle of the Ducted Propeller / S. Majdfar, H. Ghassemi, H. Forouzan // Journal of Ocean, Mechanical and Aerospace–Science and Engineering. – 2015. – Vol. 25. – P. 19–25.
- [12] Moonesun, M. CFD analysis on the equations of submarine stern shape / M. Moonesun, Y. M. Korol, A. Brazhko // Journal of Taiwan Society of Naval Architects and Marine Engineers. – 2015. – Vol. 34, No. 1. – P. 21–32.
- [13] Ou, L. J. Influence Analysis of Blade Fracture on Hydrodynamic Performance of Ducted Propellers Based on CFD / L. J. Ou, D. Y. Li, W. Zhang // Applied Mechanics and Materials. – 2013. – Vol. 300-301. – P. 1071–1076.
doi: [10.4028/www.scientific.net/amm.300-301.1071](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.300-301.1071)
- [14] Shi, Y. Rotor wake and flow analysis using a coupled Eulerian–Lagrangian method / Y. Shi, G. Xu, P. Wei // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. – 2016. – Vol. 10. – Iss. 1. – P. 384–402. doi: 10.1080/19942060.2016.1174887

Mitenkova Vera Sergeevna, Kornelyuk Olga Nikolaevna

IMPROVEMENT OF TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF THE PROPULSIVE VESSEL COMPLEX BY THE IMPLEMENTATION OF THE NEWEST ENGINEERING DEVELOPMENT IN THE MODERN VESSEL

Annotation. Recommendations for design decisions in the design of high efficiency propellers have been developed. The results of simulation of the propeller operation using the CFD package are presented. The advantages of multi-variant design of the propulsion in the composition of the propulsion-steering complex are determined.

Keywords: propulsive vessel complex; CFD modeling; the efficiency of the propeller.

Митенкова Вера Сергеевна, Корнелюк Ольга Николаевна

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА СУДНА ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ НОВЕЙШИХ РАЗРАБОТОК ИНЖЕНЕРИИ В СОВРЕМЕННОЕ СУДОСТРОЕНИЕ

Аннотация. Разработаны рекомендации по принятию проектных решений при проектировании гребных винтов повышенной эффективности. Приведены результаты моделирования работы гребного винта с помощью CFD-пакета. Определены преимущества многовариантного проектирования движителя в составе движительно-рулевого комплекса.

Ключевые слова: пропульсивный комплекс судна; CFD-моделирования; эффективность гребного винта.

УДК 629.123

ЕФЕКТИВНІСТЬ КОМБІНОВАНОЇ ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

Шостак В.П. канд. техн. наук, професор;

Личко Б.М. канд. техн. наук, доцент; Манзюк А.Ю. інженер

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,

Україна, м. Миколаїв

volodymyr.shostak@nuos.edu.ua; bogdan.lychko@gmail.com, anton.manziuk@gmail.com

Анотація. Запропонована оцінка комбінованої установки транспортного судна з малообертовим двигуном і гребним турбозубчастим агрегатом по тяговій енергії гвинта, віднесеної до енергії спаленого у двигуні палива.

Ключові слова: пропульсивна установка, малообертовий двигун, утилізаційний турбозубчастий агрегат, гребний гвинт, коефіцієнт корисної дії.

Малооборотний двигун внутрішнього згорання з самозайманням – дизель, сам по собі не має ніякої цінності. Він є невід’ємною частиною пропульсивної (рухової) установки морського транспортного судна, зазвичай з гребним гвинтом фіксованого кроку, користь від якого – забезпечувати рух судна, створюючи певну тягу. Сила тяги, або енергія тяги, від гребного гвинта через валопровід, головний упорний підшипник, розташований на кормовій частині колінчастого вала, та фундамент двигуна передається на корпус судна, тим самим забезпечуючи його рух.

Гребному гвинту притаманне небажане явище, яке засмоктує воду і спонукає її рух уздовж корпусу судна завдяки так званій силі засмоктування. Таким чином, енергія, що підводиться до гребного гвинта, створює упор, який розподіляється на силу тяги та силу засмоктування. Втрати енергії на гребному гвинті та сила засмоктування тим менша, чим менша частота його обертання, хоча це визиває збільшення його діаметра. Отже якість малооборотного двигуна, як елемента рухової установки, визначається не тільки питомою витратою палива, але й частотою його обертання. Відзначимо, що з плином часу частота обертання колінчастого вала невинно зменшувалась завдяки збільшенню відносної ходи поршня, що й призвело до створення ультрадвоходових двигунів.

Глибока утилізація теплоти відхідних газів і наддувного повітря може бути вигідною як з точки зору економії палива, так і екологічного впливу на довкілля. У цьому випадку стабільним споживачем механічної енергії від утилізаційного гребного турбозубчастого агрегата є гребний гвинт. Ми маємо справу з комбінованою пропульсивною установкою. Коефіцієнт корисної дії, як показник використання палива, – це енергія тяги, що безпосередньо зумовлює рух судна, віднесена до енергії, виділеної при згорянні палива у малооборотному двигуні.

Традиційні показники для оцінки використання енергії палива, такі як: питома витрата палива, ККД гребного гвинта, коефіцієнт використання теплоти в утилізаційному котлі, ККД утилізаційної турбіни тощо є локальними показниками і не можуть слугувати критерієм для прийняття, наприклад, проектного рішення щодо складу пропульсивної установки як найбільш вагомий елемент, який визначає експлуатаційні витрати транспортного судна.

З використання сучасного малооборотного двигуна помірної потужності, наприклад 7G50ME-C8.5, ефективного турбозубчастого агрегата з проміжними підводами водяної пари та гвинта фіксованого кроку з ККД 65% і коефіцієнтом засмоктування 0,232 зовнішні потоки енергії розподіляються наступним чином, %:

енергія палива, підведеного до двигуна	100,0
енергія газів після утилізаційного котла	10,5
енергія, відведена у забортну воду.....	33,8
енергія, розсіяна на гребному гвинті.....	19,1
енергія засмоктування гребного гвинта.....	8,2
енергія тяги гребного гвинта.....	27,3
решта (валопровід, випромінювання від двигуна тощо).....	1,1.

При цьому ефективний коефіцієнт корисної дії малооборотного двигуна становить 50,2 %, а частка механічної енергії, що підводиться до валопроводу від утилізаційного гребного турбозубчастого агрегата – 5,0 %.

Висновок. При сучасній інформаційно-методичній базі немає ніяких перешкод в оцінці основної складової суднової енергетичної установки, а саме рухової установки, по інтегральному показнику – по відносній енергії тяги гребного гвинта, на величину якої впливає як питома витрата палива головного двигуна, так і його частота обертання, і стає осяжною роль утилізаційного гребного турбозубчастого агрегата.

Volodymyr P. Shostak, Bohdan M. Lychko, Anton U. Manziuk

THE COMBINED PROPULSION PLANT EFFICIENCY OF A TRANSPORT VESSEL

Annotation. To offer an assessment of the combined plant of a transport vessel with a low-speed engine and a turbo-gear propeller unit is proposed for the propulsion energy of the propeller, referred to the energy of the fuel burned in the engine.

Keywords: propulsion system, low-speed engine, turbo-gear recycling unit, propeller, coefficient of efficiency.

Шостак В.П., Лычко Б.М., Манзюк А.Ю.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОМБИНИРОВАННОЙ ПРОПУЛЬСИВНОЙ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

Аннотация. Предложена оценка комбинированной установки транспортного судна с малооборотным двигателем и гребным турбозубчатым агрегатом по тяговой энергии винта, отнесенной к энергии сжигаемого в двигателе топлива.

Ключевые слова: пропульсивная установка, малооборотный двигатель, утилизирующий турбозубчатый агрегат, гребной винт, коэффициент полезного действия.

УДК 628.31

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСОБІВ ОЧИЩЕННЯ СУДНОВИХ ВОД ВІД НАФТОПРОДУКТІВ

В.І.Свиридов, А.В.Бондаренко, В.М.Брюяко
ХФ НУК ім.адмірала Макарова

Анотація. Актуальність роботи полягає в розгляді основних вимог Конвенції МАРПОЛ 73/78, по нафтовим відходам суден. Метою даного дослідження являється проведення аналізу існуючих методів і технічних засобів очищення нафтовмісних вод. Основним завданням наукової роботи вибір надійних суднових установок, які забезпечать безпечну очистку забруднених нафтою вод. Подано порівняльну характеристику судового стаціонарного обладнання по нафтезагрязненій воді, за ступенем очищення вод.

Ключові слова: мета дослідження, судові нафтозабруднені води, методи очищення, вимоги, обладнання.

Актуальність проблеми та її зв'язок з науково-технічними завданнями. Вплив судових нафтових забруднень на світовий океан критично проявляється в зміні його фізичного, фізико-хімічного та хімічного стану, що викликає гальмування інтенсивності біологічних процесів в навколишньому середовищі.

Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення з суден 1973 року змінена протоколом 1978 року (МАРПОЛ-73/78 - Marine Pollution) прийнята 2 листопада 1973 року на Міжнародній конференції по запобіганню забрудненню моря, скликана ІМО.

До 1978 року її ратифікували тільки три держави. До цього часу в результаті аварій танкерів вже були сформульовані нові вимоги, які необхідно було включити в МАРПОЛ-73. У лютому 1978 р Лондоні відбулася Міжнародна конференція з безпеки танкерів і запобіганню забрудненню, на якій був прийнятий Протокол 1978 р до МАРПОЛ-73.

МАРПОЛ-73/78 є головним міжнародним документом, в якому передбачені заходи щодо скорочення і запобіганню забруднення морського середовища шкідливими речовинами, які перевозяться на судах або утворюються в процесі їх експлуатації.

З метою запобіганню забрудненню навколишнього середовища, в тому числі і водного середовища, з суден Конвенцією ООН з морського права передбачено виконання наступних заходів:

- держави мають спільне зобов'язання захищати і зберігати водне середовище;
- держави мають зобов'язання вживати заходів, використовуючи найкращі практичні застосування, наявні в їхньому розпорядженні, для зменшення в максимально можливій мірі забруднення з суден, зокрема заходи щодо запобіганню навмисних і ненавмисних скидів;
- держави мають зобов'язання приймати закони і правила, які будуть також ефективні, що і загальноприйняті міжнародні норми і стандарти.

Розвиток танкерного флоту в другій половині ХХ-го століття і зростаюча, в зв'язку з цим, кількість скидаємих в море обсягів нафти призвело до необхідності вироблення міжнародним співтовариством єдиної екологічної політики і спонукало багато країн приєднатись до розробки і реалізації заходів щодо попередження забруднення водного середовища.

Мета роботи та загальні заходи щодо запобіганню забруднення морського середовища з суден.

Метою даного дослідження являється проведення аналізу існуючих методів і технічних засобів очищення нафтовмісних вод.

З метою збереження чистого морського середовища великого значення набувають міжнародні угоди про заборону скидання різного роду забруднювачів (нафти, хімічних речовин, стічних вод, баласту, сміття) у відкритих морях і океанах.

Ось чому сьогодні велика увага приділяється обладнанню здатному очистити і переробити нафтовмісних відходів з суден.

Виписка з конвенції МАРПОЛ 73/78 говорить - Правило 16:

Поділ нафти, водяного баласту і перевезення нафти в форпикових танках.

1 На судах валовою місткістю 4000 і більше, поставлених після 31 грудня 1979 р. побудови, як вони визначені в правилі 1.28.2, що не є нафтовими танкерами, і на нафтових танкерах валовою місткістю 150 і більше, поставлених після 31 грудня 1979 року, як вони визначені в правилі 1.28.2, прийом водяного баласту в танки нафтового палива не допускається, за винятком випадків, передбачених пунктом 2 цього правила.

2 Якщо є така необхідність мати на борту велику кількість нафтового палива, і це змушує приймати водяний баласт, який не є чистим баластом, в якійсь із паливних танків, то такий водяний баласт зливається в прийомні споруди або скидається в море відповідно до правила 15 цього Додатка з використанням обладнання, зазначеного в правилі 14.2 цього Додатка. Відповідний запис про це робиться у Журналі нафтових операцій.

3 На судах валовою місткістю 400 і більше, контракт, на будівництво якого укладений після 1 січня 1982 року, за відсутності контракту на будівництво, киль якого був закладений або яке знаходиться в подібній стадії побудови після 1 липня 1982 року, нафта не може перевозитися в форпиковому танку або танку, розташованому в носовій частині судна від таранної перегородки.

4 Всі інші судна не підпадають під дію пунктів 1 і 3 цього правила, виконують вимоги цих пунктів, наскільки це доцільно і практично здійснено.

5 Мільйонні частки (млн⁻¹) означає частини нафти на мільйон частин води за обсягом.

6 Побудоване означає судно, киль якого був закладений, або яке знаходиться в подібній стадії будівництва.

7 Нафтові залишки (шлам) – залишкові відпрацьовані нафтопродукти, що утворюються під час звичайної експлуатації судна, відсепарована відпрацьована нафта з обладнання фільтрації, відпрацьоване масло, зібране в маслосбірники, а також відпрацьовані гідравлічні та мастильні масла.

8 Танк для нафтових залишків (шламовий танк) – танк, який містить нафтові залишки (нафтовмісний осад), безпосередньо з якого нафтовмісний осад віддаляється через стандартне зливне з'єднання або засіб видалення.

9 Ляльна вода означає воду, яка може бути забруднена нафтою в результаті, витоку або технічного обслуговування в машинних приміщеннях. Будь-яка рідина, яка потрапляє в осушувальну систему, включаючи збірні колодязі, осушувальний трубопровід, настил другого дна або збірні танки для ляльних вод, вважається що вона містить нафту в ляльних водах.

10 Збірний танк для нафтовмісних ляльних вод – танк, в якому збираються нафтовмісні ляльні води до їх скидання чи переробка.

Гравітаційне відстоювання. Найбільш простим способом очищення води від нафтопродуктів які містяться в ній є гравітаційне відстоювання.

Гравітаційне відстоювання, засноване на властивості частинок спливати на поверхню води. Цей метод дозволяє витягувати з нафтомісних вод грубодисперсні частки нафтопродуктів і очищати воду до концентрації нафтопродуктів близько 100 мл/л. Дія тонкошарового відстійника заснована на стабілізації потоку води, що очищається. Потік води, що очищається стабілізується (стає ламінарним) за рахунок поділу його на тонкі шари. При ламінарному русі потоку, процес відстоювання поліпшується, так як створюються сприятливі умови для збільшення розмірів частинок нафтопродуктів і макимально обмежується їх перемішування з водою. Частинки нафтопродуктів спливають і стикаються з похилою пластиною, потім вони піднімаються вгору уздовж поверхні і, з'єднуючись з іншими спливаючими частинками, збільшуються в розмірі. Чим більші розміри частинок, тим ефективніше вони відокремлюються від води, внаслідок збільшення діючої на них сили, що виштовхує і, відповідно, швидкості спливання.

Коалесценція. В якості другого ступеня очищення нафтозабруднених вод в суднових установках найчастіше застосовують коалесцируючі елементи. При відсутності в НВ нафтоводяної емульсії коалесцируючими елементами можна очистити нафтозабруднені води до значень менше 15 ppm. Це досягається за рахунок збільшення частинок нафтопродуктів при проходженні нафтозабруднених вод через коалесцируючі елементи. Механізм процесу полягає в тому, що частинки нафтопродуктів при контакті з поверхнею коалесцируючого елемента закріплюються на ній і збільшуються в розмірах, з'єднуючись з іншими, таким же чином затриманими частинками. Частинки ростуть до тих пір, поки сила спливання не відірве частинку від поверхні коалесцируючого елемента і підніме її на поверхню води.

Наповнювачами коалесцируючих елементів можуть служити:

- тверді матеріали (пісок, полістирол);
- еластичні, з відкритими порами (поліуретанова губка, поролон);
- волокнисті (поліпропіленові волокна).

Флотаційна обробка. Розрізняють декілька видів флотаційної обробки нафтомісних вод: напірну, пневматичну, ланцюгову, хімічну, електрофлотації і т.п.

Особливим фізико-хімічним методом є флотація. Флотаційна очищення ефективна при добуванні природних гідрофобних домішок.

При флотації витяг емульгованих нафтопродуктів здійснюється бульбашками повітря або вуглеводневих газів, введених в воду різними способами. Ефективність процесу електричної флотації може бути підвищена при використанні коагулянтів і флокулянтів, підкисленні до ізоелектричної точки, електрохімічному підкисленні. Перевагою електрофлотації є швидкість процесу, безшумність, можливість утилізації видобутих компонентів. Практичне застосування отримали механічні та пневматичні флотаційні установки. У механічних флотаційних машинах введення і диспергування повітря здійснюється турбіною насосного типу, а в пневматичних флотація забезпечується повітрям, що виділяється з води в результаті зміни тиску. Можливо також флотування домішок води газами, що утворюються при електролізі води, і зокрема при електрокоагуляції.

Залежно від способу утворення бульбашок повітря розрізняють наступні види флотації: напірну, пневматичну, хімічну, вібраційну, біологічну, електрофлотації.

За способом введення в рідину, що очищається бульбашок повітря розрізняють механічну флотацію, пневматичну флотацію і флотацію з виділенням повітря з розчину (зі зміною тиску).

За способом утворення бульбашок газу флотаційні методи очищення діляться на: механічну флотацію (імпелерну, пневматичну); Фільтросну флотацію; електрофлотацію; вакуумну флотацію. У деяких випадках для виділення коагулянтів з адсорбованими на них домішками використовують флотацію. Застосовують пневматичні і механічні флотаційні машини. Ці апарати більш складні і вимагають високої кваліфікації обслуговуючого персоналу, що стримує їх широке застосування в практиці водоочистки.

Напірна флотація. Флотація з виділенням повітря з розчину. Цей спосіб застосовується для очищення стічних вод, які містять дуже дрібні частинки забруднень. Суть методу полягає в створенні, пересиченні розчину повітря в стічній рідині. При зменшенні тиску з розчину виділяються бульбашки повітря, які флотують забруднення. Залежно від способу створення пересичення розчину повітря в воді розрізняють вакуумну, напірну і ерліфтну флотацію. Напірна флотація з виділенням повітря з розчину реалізується в основному в схемах з дроселюванням попередньо насиченою повітрям рідиною. В результаті дроселювання утворюється велика кількість дрібних бульбашок повітря, які забезпечують флотацію забруднень. Напірна флотація із застосуванням коагулянтів і флокулянтів забезпечує очистку стічних вод на 80...95% При вмісті в очищеній воді до 10...20 мг / л нафтопродуктів і до 10...30 мг / л завислих речовин при початковій концентрації суспензій до 4...5 г / л. Найбільш ефективною для цих цілей є флотація з виділенням повітря з розчину, і зокрема напірна флотація,

Флотація пневматична. При пневматичній флотації легкофлотуючі клітини мікроорганізмів переходять в пінний продукт, яких інтенсивно спливає. У разі флотування дріждьової суспензії кількість клітин становить близько 10...20% від загальної кількості флотуємої біомаси, бактеріальної суспензії і буде біля 4...6%. Освітлена суспензія мікроорганізмів після флотації надходить в сепаратор очистки нафтозабруднених вод, причому витрата суспензії підвищує в цьому випадку в 1,5...2 рази при тих же показниках згущення, отриманих без використання флотації. Фугат після сепарування піддається додатковому доочищенню з використанням електро-флотатора, що працює в електричному режимі з наступними параметрами: робоча напруга 36 В, струм 20...120 А, продуктивність до 1 м³ / годину. Пневматичні флотаційні установки можуть бути напірними і вакуумними. У перших насичення води повітрям проводиться при підвищених тисках в напірних резервуарах. У менш поширених вакуумних установках повітря виділяється з води під дією вакууму.

Вакуумна флотація. Флотація – це процес виділення з води в пінний шар зважених і емульгованих забруднень за рахунок бульбашок газу, попередньо розчинених в рідині, що очищається. Ефект очищення вод флотацією визначається властивостями вод і забруднень і становить в середньому 56...65%. При введенні в стічні води коагулянтів і (або) флокулянтів, а також частинок добавок у вигляді поверхнево-активних речовин ефективність очищення флотацією може досягти 90...95%.

Флотація з виділенням повітря з розчину. Цей спосіб застосовується для очищення стічної вод, -які містять дуже дрібні частинки забруднень. Суть методу полягає в створенні, пересиченні розчину повітря в стічній рідині. При зменшенні тиску з розчину виділяються бульбашки повітря, які флотують забруднення. Залежно від способу створення пересичення розчину повітря в воді розрізняють вакуумну, напірну і ерліфтну флотацію. Вакуумна флотація полягає в зниженні тиску нижче атмосферного в камері флотатора, в результаті чого поліпшується агрегування комплексів частинка-бульбашка і не порушується їх цілісність аж до досягнення ними поверхні рідини.

Хімічна флотація. При введенні в стічну воду деяких речовин для її обробки можуть протікати хімічні процеси з виділенням газів: O₂, CO₂, C₁₂ і ін. Бульбашки цих газів при деяких умовах можуть прилипати до нерозчинних зважених часткам і виносити їх в пінний шар. Таке явище, наприклад, спостерігається при обробці стічних вод хлорним вапном з введенням коагулянтів. Стічні води надходять в реакційну камеру. Туди ж подають реагенти. Щоб уникнути дегазації час перебування стічної води в камері повинен бути мінімальним. Недолік методу – велика витрата реагентів.

Електрофлотація. У цьому процесі очищення стічних вод від зважених часток відбувається за допомогою бульбашок газу, що утворюються при електролізі води. На аноді виникають бульбашки кисню, а на катоді - водню. Піднімаючись в стічній воді, ці бульбашки флотують зважені частинки. Електрофлотація гідрофобних забруднень з води протікає під впливом газовиділення, що утворюється при електролізі водних розчинів із застосуванням електрохімічних нерозчинних анодів (вугільних, графітових і ін.) Катод, виготовляють з сітки, а електродний блок розташовують горизонтально на дні флотокамери, це є конструкційних недоліків через засмічення блоку. Електрофлотація є найбільш ефективним способом очищення води від нафто- і маслопродуктов, вона здійснюється в апаратах з нерозчинними або розчинними електродами.

Фільтрування. Фільтри сорбційні марки ФС напірні призначені для доочищення стічних вод від нафтопродуктів і зважених речовин до нормативних показників, встановлених для скидання очищених стічних вод в світовий океан. Вони являють собою вертикальні циліндричні апарати з фланцевої верхньою кришкою і фланцевим днищем, встановлюються на рамі. Як завантаження рекомендується зазвичай використовувати активоване вугілля марки АГ-3. Для видалення зважених речовин з фільтруючого шару фільтри мають можливість зворотньої промивки. Заміна фільтруючого матеріалу проводиться один раз на рік.

Механічна обробка є попереднім етапом, що передує повному очищенню стоків. Використовувані на цьому етапі нафтопастки сприяють видаленню основної маси вільної нафти і масла, а також великих дисперсних нафтопродуктів. В ході подальшого відстоювання зі стічної води вдаляються нерозчинні тверді домішки, що дозволяє запобігти засміченню і зносу пристроїв, що використовуються на наступних етапах очистки. Механічні способи очищення є малоефективними, тому що забезпечують видалення вуглеводневих компонентів лише з поверхневого органічного шару.

Для осадження нафтопродуктів у вигляді нерозчинних неутілізованих осадів застосовують також хімічні методи, засновані на внесенні в забруднену воду дорогих хімічних реагентів (зокрема, коагулянтів і флокулянтів), які можуть стати причиною вторинного забруднення води, що очищається. Для видалення зі стічної води колоїдних

і дрібнодисперсних домішок, а також важких металів, фенолів, кислот, лугів застосовують фізико-хімічні методи. Серед останніх широкого поширення набули методи адсорбції нафтопродуктів на поверхні сорбентів. Перевагами сорбційних методів є їх сумісність з іншими способами збору нафтопродуктів, можливість багаторазового використання сорбенту після регенерації. В якості сорбентів застосовують природні (торф, активоване вугілля, перліт, глина), і штучні (пінополіуретан, кераміку, волокна) пористі матеріали.

Озонування. Озонне очищення нафтовмісних вод знайшло застосування більш складної технології. Одним з рішень зазначеної проблеми є застосування на стадії глибокого очищення процесу очищення нафтовмісних вод окисленням озону. Як відомо, нафтопродукти в підсланевій воді знаходяться в емульгованому стані, тобто у вигляді дуже дрібних частинок. Озон же знаходиться в газоподібному стані в суміші з повітрям. Цей процес включає в себе наступні основні етапи:

- перехід озону з озono-повітряної суміші і розчинення озону в воді;
- дифузія озону в зону реакції з емульгованими частинками нафтопродуктів і власне реакція окислення.

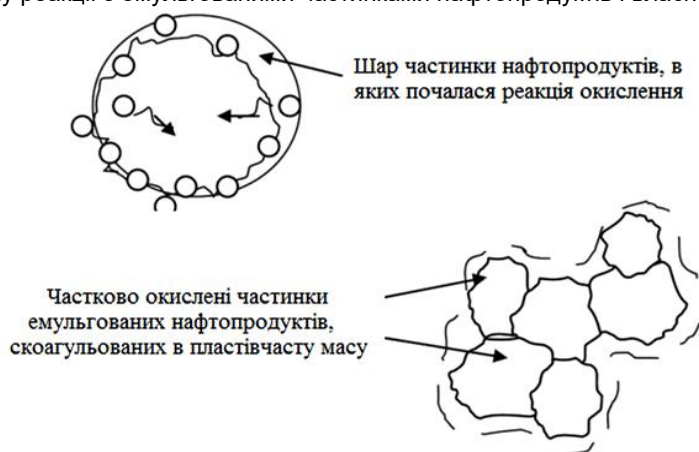


Рис. 3– Процес окислення емульгованих частинок озonom

В обсяг води, що очищається озон подається у складі озonoповітряної суміші. При рівних умовах (перш за все по тиску і температурі) кількість озону, який розчиниться у воді, залежить від його концентрації в озonoповітряній суміші, площі і часу контакту озonoповітряної суміші з водою. Концентрація озону в озonoповітряній суміші залежить в основному від способу отримання озону. Дифузія озону в зону реакції залежить від концентрації озону в воді і концентрації емульгованих частинок нафтопродуктів. Реакція озону з емульгованими нафтопродуктами теж має свої особливості. Озон, входячи в реакційний контакт з частинками нафтопродуктів, досить швидко окисляє верхній шар частки нафтезабрудненої молекули, при цьому подальший процес окислення значно сповільнюється, так як різко знижується швидкість переміщення озону вглиб частки емульгованих нафтопродуктів. Таким чином, показано, що процес окислення озonom емульгованих нафтопродуктів є багатастадійним. Найбільш швидко перші стадії процесу окислення протікають при великих значеннях концентрації озону і емульгованих нафтопродуктах. При цьому концентрація озону повинна бути більше. Реакцію окислення озonom умовно можна вважати закінченою в момент появи пластів маси частково окислених нафтопродуктів, яку можна виділити в наступному фільтруванні.

Біологічні методи очищення передбачають використання вуглеводневих кислячих мікроорганізмів, здатних засвоювати різні вуглеводні нафти як єдине джерело вуглецю. Для розширення спектру окислюваних в процесах біоремедіації нафтових вуглеводнів все частіше застосовують природні чи штучні асоціації, в яких мікроорганізми-деструктори відрізняються за спектром споживаних субстратів [Dégradation of phénol ..., 2002; Biodégradation of hydrocarbons ..., Mikeskova, Novotny, Svobodova, 2012]. Безперечними перевагами біологічних методів є їх ефективність, економічність, екологічна безпека і відсутність вторинних забруднень.

Таблиця 1. Порівняльного аналізу штамів грибів в процесі одробки нафти

Культура	Штами	Ступень утілізації, % від вихідного, за 5 діб
<i>Mycobacterium paraffinicum</i>	9KB	49,5
<i>Mycobacterium phley</i>	5KB	83,9
<i>Mycobacterium paraffinicum</i>	4T	72,1
<i>Pseudomonas' aeruciosa</i>	Д	80,0
<i>Rhodococcus</i>	Sp.	69,4
<i>Pseudomonas Putlda</i> (прототип)	36	60,6

Гриби відрізняються від бактерій значно більш низькою спроможністю утилізації вуглеводнів нафти. Слід підкреслити, що, хоча в процесі окислення нафти мікроорганізмам і належить провідна роль, проте практичне використання мікробної деградації нафти визначається складом біопрепарату, життєздатністю бактерій, їх кількістю і, нарешті, технологією використання препаратів в практичних цілях.

Цей метод очищення в лабораторних умовах пройшов складний шлях перевірок але вони дали позитивний результат тому вчені сподіваються що він займе гідне місце в промисловості та водному транспорті.

Серед вуглеводневих кисляючих мікроорганізмів перспективною групою, використовуваною для очищення нафтозабруднених середовищ, є акти-нобактерії роду *Rhodococcus*. Широкий спектр метаболічних можливостей і унікальні ферментні системи обумовлюють здатність родококів деградувати різноманітні за хімічною структурою вуглеводні (аліфатичні, ароматичні, полі- і гетероциклічні) і їх похідні (гербіциди, поліхлоровані біфеніли, фармполлютанти, феноли). Родококи характеризуються такими унікальними біологічними властивостями як плеоморфізм, здатність до коагрегації і складний морфогенетичний цикл розвитку, які обумовлюють наявність у них різноманітних способів клітинної кооперації. За рахунок фрагментації клітинного міцелію родококів на короткі паличкоподібні форми збільшується відношення клітинної поверхні до загального обсягу клітини, що, в свою чергу, підвищує здатність родококів поглинати тяжкозасвоєний гідрофобний субстрат. Крім того, родококи мають гідрофобну клітинну стінку і здатні синтезувати поверхнево-активні речовини (біосурфактанти), що забезпечує взаємодію даних бактерій з важкодоступними гідрофобними субстратами - нафтовими вуглеводнями. Нещодавно було проаналізовано, що синтезовані родококами біосурфактанти проявляють металохелатуючі властивості і сприяють акумуляції важких металів в клітинній стінці, перешкоджаючи їх надходженню всередину клітини. Згідно з літературними даними найбільш перспективними методами очищення нафтозабруднених стічних вод є біотехнологічні, засновані на застосуванні іммобілізованих бактеріальних клітин. Даний підхід поєднує в собі сорбцію і концентрування забруднюючої речовини на твердофазній підкладці поблизу іммобілізованих клітин, що робить його більш доступним для подальшого окислення бактеріальними клітинами. Це дозволяє ефективно видаляти зі стічної води малорозчинні і гідрофобні сполуки, біорезистентні, токсичні і канцерогенні речовини.

Крім того, при іммобілізації вирішується проблема відділення бактеріальних клітин від очищених стічних вод, що дозволяє перейти від періодичних схем очищення до використання проточних біореакторів.

Висновки З метою запобігання забрудненню навколишнього середовища, в тому числі і водного середовища, з суден Конвенцією ООН з морського права та вимоги Конвенції МАРПОЛ 73/78, в роботі розглянуто основні особливості нафтовмісних стічних вод, а також способи їх очищення від нафтопродуктів. Показано, що, серед існуючого різноманіття способів (механічних, хімічних, фізико-хімічних і біологічних) очищення забруднених вуглеводнями судових стоків, найбільш перспективними є застосування біотехнологічних методів, заснованих на використанні біореакторів з іммобілізованою монокультурою або асоціацією вуглеводневих окислюючих мікроорганізмів.

В дослідженій роботі подано порівняльну характеристику судового сучасного стаціонарного обладнання по очищенню нафтомісних вод, а також даний аналіз очищених нафтомісних вод.

Використована література

- [1] А.Л. Фок. (2010). Судовой механик: Справочник Авт. кол.; Под ред. А.Л. Фока, д-ра техн. наук, судового-старшего механика. - В 3-х т. - Т. 2. - Одесса: Феникс, 1032.
- [2] Решняк В. И., Леонов В. Е. (2011). Стратегия предотвращения загрязнения внутренних водных путей и моря при эксплуатации судов. *Современные и инновационные технологии: сб. тр. междунар. конф.*, Херсон.
- [3] Решняк В. И. (2011). Предотвращение загрязнения водоемов нефтесодержащей подсланевой водой при эксплуатации судов и судовых энергетических установок: моногр. СПб, СПбГУВК. 207.
- [4] Методика разработки нормативов допустимых сбросов веществ и микроорганизмов в водные объекты для водопользователей. (2008). *Министерство экологии и природных ресурсов Украины*.
- [5] Решняк В.И., Курников А.С., Решняк К.В. (2010). Исследование особенностей процесса окисления в дисперсной системе «водоэмульгированные нефтепродукты» *Журнал Университета водных коммуникаций*. № 7.
- [6] Двадненко М.В., Привалова Н.М. (2017). Методы очистки вод от загрязнений нефтью и нефтепродуктами *Международный журнал экспериментального образования*. № 3-1. 90-91.
- [7] Привалова Н.М., Двадненко М.В., Марочкина С.Г., Лявина Е.В. (2009). Магнитожидкостная очистка промышленных нефтезагрязненных сточных вод *Успехи современного естествознания*. №7. 151-152.
- [8] Решняк В. И. Курников А.С., Решняк К.В. (2010). Исследование особенностей процесса окисления в дисперсной системе «вода - эмульгированные нефтепродукты» *Журнал ун-та водн. коммуникаций*. № 7. 171-178.
- [9] Electrifying treatment for shipyard wastewater (2002). *Marine Engineers Review Journal The Institute of Marine Engineers, London*. 14-18.
- [10] Giving wastewater the ozone treatment (2001). *Marine Engineers Review Journal, September. The Institute of Marine Engineers, London* 56.

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ОЧИСТКИ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД

В.И.Свиридов, А.В.Бондаренко, В.М.Бруяко

Актуальность работы заключается в рассмотрении основных требований Конвенции МАРПОЛ 73/78, по нефтяным отходам судов.

Целью данного исследования является проведения анализа существующих методов и технических средств очистки нефтесодержащих вод. Основным заданием научной работы выбор судовых надежных установок, которые обеспечат безопасную очистку нефтесодержащих вод. Дана сравнительная характеристика судового стационарного оборудования по нефтезагрязнений вод, по степени очистки вод.

Ключовые слова: цель исследования, судовые нефтезагрязненные воды, методы очистки, требования, оборудование.

RESEARCH OF VESSELS OF OIL-WATER TREATMENT

V.Sviridov, A.Bondarenko, V.Bruyako

The relevance of the work lies in the consideration of the main requirements of the MARPOL 73/78 Convention on oil waste vessels.

The purpose of this study is to analyze the existing methods and technical means of cleaning oily water. The main task of scientific work is the selection of ship-based reliable installations that will ensure the safe purification of oily water. A comparative characteristic of shipboard stationary equipment is given for water oil pollution, for water purification.

Key words: the purpose of the study, ship oil-contaminated water, purification methods, requirements, equipment.

УДК 65.9

ВИЯВЛЕННЯ НЕСПРАВНОСТЕЙ І ПОШКОДЖЕНЬ ПІДШИПНИКІВ СУДНОВИХ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДАМИ ДІАГНОСТУВАННЯЮ. В. Кісетов, ст. наук. співробітник, канд. техн. наук¹,Багіров Е. Я., студент-магістрант¹¹ Національний університет кораблебудування¹Україна, Миколаїв¹kisetov499@ukr.net; ORCID: 0000-0002-5360-9376

Анотація. Наведено аналіз методів діагностування несправностей підшипникових вузлів судового обладнання.

Ключові слова: підшипникові вузли; суднове енергетичне обладнання; діагностування.

Вступна частина. Підшипникові вузли є одними з найвідповідальніших вузлів, що визначають надійність і довговічність роботи енергетичного обладнання. Аналіз показує, що значна частка виходів з ладу машин відбувається внаслідок руйнування підшипників. Питання і актуальність проблеми діагностування технічно-го стану підшипникових вузлів на різних стадіях розвитку несправностей достатньо широко представлене в наукових дослідженнях і досвіді практичної експлуатації

Ціль роботи. Проаналізувати існуючий досвід діагностики технічного стану підшипників судового енергетичного обладнання.

Основна частина. Практичні задачі діагностики технічного стану підшипників в процесі експлуатації вирішуються, як правило, різними способами. Враховуючи інформацію зі сфери експлуатації СЕУ та результати проведеного аналізу, наведено рекомендації стосовно використання результатів досліджень виявлення несправностей і пошкоджень підшипників судових механізмів методами діагностування.

Висновки. Виконаний аналіз, узагальнення і оцінювання різних методів діагностики технічного стану підшипникових вузлів судових машин і механізмів дає можливість спеціалістам в галузях проектування і експлуатації судового енергетичного обладнання використовувати цю інформацію для вибору ефективних технічних рішень.

Список літератури.

1. (2019). Взято з <https://cyberleninka.ru/article/n/sistema-diaagnostiki-sudovyh-energeticheskikh-ustanovok-s-primeneniem-neyrosetevykh-modeley>
2. Wu J.-D., Liu C.-H. (2009). An expert system for fault diagnosis in internal combustion engines using wavelet packet transform and neural network // Expert Systems with Applications – N 36.
3. A non-conventional quality control system to detect surface faults in mechanical front seals (2008). L. Barelli et al. // Engineering Applications of Artificial Intelligence. – N 21.

REFERENCES

- [1] <https://cyberleninka.ru/article/n/sistema-dagnostiki-sudovyh-energeticheskikh-ustanovok-s-primeneniem-neyrosetevykh-modeley>.
- [2] Wu J.-D., Liu C.-H. (2009). *An expert system for fault diagnosis in internal combustion engines using wavelet packet transform and neural network*. Expert Systems with Applications – N 36.
- [3] Barelli L. et al. (2008). *A non-conventional quality control system to detect surface faults in mechanical front seals*, Engineering Applications of Artificial Intelligence – N 21.

Kisietov J., Bagirov E.

IDENTIFICATION OF FAILURES AND DAMAGE TO BEARINGS OF SHIP MECHANISMS BY DIAGNOSTIC METHODS

Text of the annotation. *The analysis of methods for diagnosing faults of bearing assemblies of ship equipment is given.*

Keywords: *bearing assemblies; marine power equipment; diagnosis.*

Кисетов Ю. В., Багиров Е. Я.

ВЫЯВЛЕНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ И ПОВРЕЖДЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ СУДОВЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕТОДАМИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Текст аннотации. *Приведен анализ методов диагностирования неисправностей подшипниковых узлов судового оборудования.*

Ключевые слова: *подшипниковые узлы; судовое энергетическое оборудование; диагностирование.*

УДК 65.9

ОСОБЛИВОСТІ РОЗСЛІДУВАННЯ АВАРІЙ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Кисетов Ю. В. канд. техн. наук., ст. наук. співробітник¹,

Кукліна О. ,Ю. канд. техн. наук., доцент¹

Дзісь П. І., студент-магістрант¹

¹ Національний університет кораблебудування

¹ Україна, Миколаїв

¹ kisietov499@ukr.net

Анотація. *Проаналізовано деякі особливості розслідування аварій на судні з урахування існуючих вимог Міжнародного кодексу з управління безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню (ISMCode) й Міжнародного кодексу з охорони суден і портових споруд (ISPSCode).*

Ключові слова: *аварія; розслідування; Міжнародні конвенції; заходи безпеки.*

Вступна частина. Складні фактори морської специфіки залежні або незалежні від людини впливають на виникнення під час експлуатації судна аварійних подій. Повне викорінення цього негативного явища, на жаль, не представляється можливим. Однак на практиці цілком допустимо впливати на аварійність за допомогою всіляких дієвих заходів і навіть домогтися її зниження на певний період часу.

Прийняття Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі (СОЛАС-74) визначило порядок огляду суден, рятувального та іншого обладнання, конструкцій, механізмів тощо. Наступними кроками питання зменшення людських втрат, економічних і екологічних збитків від аварій змусили Міжнародну морську організацію (IMO) звернути увагу всіх держав не тільки на невідкладні необхідність забезпечення безпеки судноплавства, а й на правила розслідування аварій. Були розроблені низка документів системи менеджменту - Міжнародний кодекс з управління безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню (ISMCode), Міжнародний кодекс з охорони суден і портових споруд (ISPSCode), Система менеджменту якості (ISO 9001: 2008), Система екологічного менеджменту (ISO 14001: 2004), Система менеджменту професійного здоров'я і безпеки (OHSAS 18001: 2007), та ін.

Крім того, 4 грудня 2013 року була прийнята Резолюція IMO A. 1075(28), в якій викладено низку питань щодо проведення розслідувань аварій і інцидентів на морі. Ця Резолюція пропонує всім державам прапора судна проводити відповідно до прикладеним Додатком розслідування всіх катастроф і серйозних аварій на морі і надавати IMO всі відповідні висновки [1].

Керівництво покликане надати допомогу інспекторам по виявленню особливих людських чинників, що сприяють аварій і інцидентів на морі, дати практичну інформацію з техніки і процедур систематичного збору і аналізу інформації з людським фактором в ході розслідувань. В ньому викладається системний підхід і наводиться опис поетапного підходу в процесі дослідження будь-якого типу аварії або інциденту на море.

Ціль роботи. Наступна робота має проаналізувати деякі особливості практичного використання вимог документів ІМО при розслідування аварійних випадків.

Основна частина. Керівництво покликане надати допомогу інспекторам по виявленню особливих людських чинників, що сприяють аварій і інцидентів на морі, дати практичну інформацію з техніки і процедур систематичного збору і аналізу інформації з людським фактором в ході розслідувань. В ньому викладається системний підхід і наводиться опис поетапного підходу в процесі дослідження будь-якого типу аварії або інциденту на море.

Охоплення будь-якого розслідування в області безпеки включає п'ять аспектів:

- .1 люди;
- .2 довкілля;
- .3 обладнання;
- .4 процеси і процедури; і
- .5 організація і фактори зовнішнього впливу.

Документом пропонується наступний поетапний порядок дій:

- 1) збір даних про подію;
- 2) встановлення послідовності подій;
- 3) виявлення небезпечних дій (рішень) в сформованій небезпечній ситуації і деталізація кожного з них;
- 4) виявлення типу помилки або порушення;
- 5) виявлення прихованих чинників;
- 6) виявлення потенційних проблем безпеки і вироблення рекомендацій щодо її забезпечення.

Результатом події може бути поранення людини, заподіяння шкоди навколишньому середовищу або те й інше разом. Тому основна мета розслідування аварії або події полягає в запобіганні повторенню подібних подій шляхом виявлення причин і вироблення рекомендацій щодо їх усунення. Розслідування повинно проводитися якомога швидше після події. Якість доказів, особливо заснованих на обмеженості людської пам'яті, може з часом значно погіршуватися і розслідування, проведені із запізненням, як правило, не так повноцінні, як проведені негайно після події. Негайне розслідування демонструє високі стандарти справі всіх зацікавлених сторін.

На рис.1 наведено приклад - яким чином з використанням рекомендацій керівництва можна описати послідовність подій (починаючи від протікання паливопроводу дизель-генератора), яка привела до аварії судна.

Далі в Керівництві розглядаються наступні питання:

- місце події;
- інформація свідків;
- підкріплююча інформація;
- послідовність розслідування;
- виявлення фактів;
- проведення опитувань;
- вибір опитуваних;
- соціальні чинники;
- суднова організація;
- умови роботи і життя;
- суднові фактори;
- управління на березі;
- зовнішні впливи і навколишнє середовище;
- виявлення фактів і їх аналіз;
- дії щодо підвищення рівня безпеки.

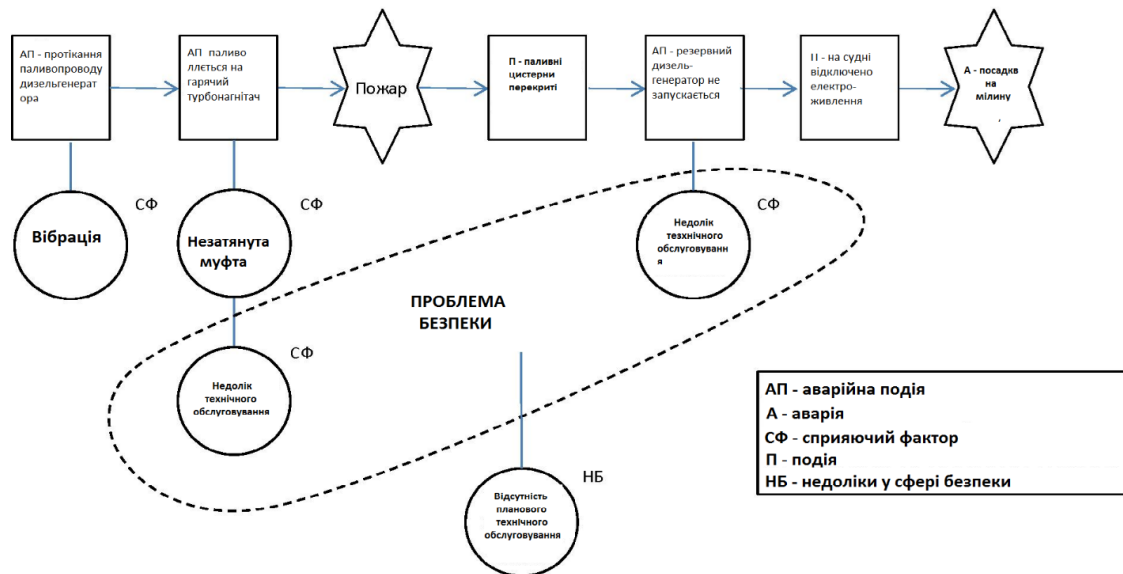


Рис. 1. Послідовність подій, яка привела до аварії судна

В судноплавних компаніях питання управління ризиками виникнення аварійних подій вирішуються в основному на емпіричному рівні (в основному здійснюється контроль виконання вимог нормативних документів у частині безпеки мореплавання). Останнє можна пояснювати такими основними причинами:

1. Методологічні і методичні основи управління ризиками виникнення надзвичайних ситуацій на флоті розроблені недостатньо.
2. Морські фахівці – суднові механіки не отримують належної підготовки в контексті розвитку відповідних компетенцій в галузі управління ризиками.

Таким чином, з одного боку, зниження рівня аварійності на флоті вимагає розвитку ефективних методів управління безпекою мореплавання і морських перевезень, з іншого боку, рівень компетентності суднових механіків в галузі управління ризиками відстає від вимог часу. Також відмітимо, що питання методології та методики управління ризиками вимагають подальшої розробки.

Розглянемо завдання формування компетенцій у майбутніх морських фахівців в галузі управління безпекою мореплавства і ризиками виникнення надзвичайних ситуацій при експлуатації суднового енергетичного обладнання [65; 103].

Підготовка механіків, компетентних в галузі управління ризиками в рамках освітніх програм навчання вимагає розробки методичних підходів до визначення змісту навчання, який складається із функціонально необхідних компетенцій майбутнього механіка. У зв'язку з цим нами розглянуті можливі варіанти визначення системи компетенцій і можливих методичних підходів до визначення змісту навчання фахівців. Таким чином, стає очевидним, що для виконання аналізу процесів і факторів ризику необхідно розвиток такої складової підготовки як комплекс компетенцій в області управління ризиками.

В результаті дослідження можна визначити зовнішні та внутрішні фактори, які впливають на процес експлуатації СЕУ, ідентифікувати фактори ризику виникнення аварій або іншого роду надзвичайних ситуацій.

Комплекс компетенцій в області управління ризиками для суднових механіків формується за допомогою розвитку таких компетенцій як: здатність / уміння використовувати знання в області математичних дисциплін, теорії систем, системного аналізу, філософії та логіки, аналізу процесів і систем СЕУ, моніторингу зовнішнього і внутрішнього середовища; здатність до узагальнення і формалізації процесів.

Висновки. Наведені результати визначають зовнішні та внутрішні фактори, які впливають на процес формування комплексу професійних компетенцій в галузі управління ризиками майбутніх суднових механіків.

Список літератури.

1. (2019). Взято з [http://www.imo.org/en/OurWork/HumanElement/Safety Management /Pages/ISMCode.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/HumanElement/Safety%20Management/Pages/ISMCode.aspx)
2. Кісетов Ю., Кукліна О. (2017). *Деякі питання організації самостійної роботи студентів. Суднова енергетика: стан та проблеми, Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції*. Миколаїв. НУК.
3. Кісетов Ю., Кукліна О. (2018). *Проблемні питання сучасних освітніх технологій, Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування»*. Миколаїв : видавець Торубара В.В.

REFERENCES

- [1] (2019). [http://www.imo.org/en/OurWork/HumanElement/Safety Management /Pages/ISMCode.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/HumanElement/Safety%20Management/Pages/ISMCode.aspx)
- [2] Kuklina O., Kisietov J. (2017). *Some questions of organization of independent work of students. Ship Energy: State and Problems, Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference*. - Mykolayiv: NUS, (in Ukrainian).
- [3] Kuklina O., Kisietov J. (2018). *Problematic issues of modern educational technologies, Proceedings of the International Scientific and Technical Conference "Current State and Problems of Engine Engineering"*, - Mykolayiv: NUS, (in Ukrainian).

Kisietov J., Kuklina O., Dzis P.

FEATURES OF INVESTIGATION OF ACCIDENTS IN A POWER UNIT

Text of the annotation. *Some features of the investigation of ship accidents are analyzed taking into account the existing requirements of the International Code for the Management of Safe Operation of Ships and Pollution Prevention (ISM Code) and the International Code for the Protection of Ships and Port Facilities (ISPS Code).*

Keywords: *crash; investigations; International conventions; security measures*

Кисетов Ю. В., Куклина О. Ю., Дзысь П. И.

ОСОБЕННОСТИ РАССЛЕДОВАНИЯ АВАРИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Текст аннотации. *Проанализированы некоторые особенности расследования аварий на судне с учетом существующих требований Международного кодекса по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнения (ISM Code) и Международного кодекса по охране судов и портовых сооружений (ISPS Code).*

Ключевые слова: *авария; расследования; Международные конвенции; меры безопасности*

УДК 65.9

ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Кісетов Ю. В. канд. техн. наук., ст. наук. співробітник¹,

Дікусар О. М., студент-магістрант¹

¹ Національний університет кораблебудування

¹ Україна, Миколаїв

¹ kisietov499@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5360-9376

Анотація. *Проаналізовано питання формалізованої оцінки безпеки (ФОБ) суднових енергетичних установок з урахування існуючих вимог Міжнародного кодексу з управління безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню (ISMCode), Міжнародного кодексу з охорони суден і портових споруд (ISPSCode), пропоновано формулювання терміну «безпека».*

Ключові слова: *безпека, аварійність суднового енергетичного обладнання; Міжнародні конвенції; заходи безпеки.*

Вступна частина. Аналіз проблем безпеки морських вантажоперевезень показує достатньо високий рівень аварійності суднового енергетичного обладнання, що обумовлено багатьма факторами природного, техногенного та організаційно – управлінського характеру.

З прийняттям в 1993 р Резолюції ІМО А.741 Міжнародного кодексу по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобігання забрудненню (МКУБ - ISM CODE) і обов'язковим її застосуванням згідно гл. IX Конвенції СОЛАС проблеми забезпечення безпеки морських суден стали першочерговими [10; 11]. Однак ні в зазначеному документі, ні в інших резолюціях ІМО не вказується, як слід розуміти термін «безпека».

Стосовно до морського транспорту з недавніх пір в діяльності ряду класифікаційних товариств і великих судноплавних компаній застосовується методичний підхід до зменшення кількості аварій на морі - формалізована оцінка безпеки (ФОБ) або (Formal Safety Assessment, FSA). Міжнародна морська організація (ІМО) визначає його так: «Структурована і систематична методологія, що має на меті підвищити безпеку на морі, включаючи захист життя, здоров'я, середовища та майна шляхом оцінки ризику і співвідношення витрат і вигод». ФОБ є ефективним

інструментом забезпечення безпеки морських суден, але для оцінки ризиків виникнення аварійних випадків обладнання СЕУ може бути використана лише частково.

Ціль роботи. Одним із важливих факторів процесу створення ефективної системи регулювання і попередження ризиків є існуюче різноманіття тлумачень понять «Безпека», що ускладнює розробку практичних рекомендацій, спрямованих на підвищення безпечної експлуатації СЕУ. Наведене підтверджує необхідність досліджень в даному напрямку, що і є ціллю даної роботи.

Основна частина. Важливим напрямком підвищення безпеки в морській індустрії має стати створення ефективної системи державного регулювання і попередження ризиків. Підвищення безпеки процесу експлуатації судна і його енергетичної установки є комплексним завданням, базисом якого є системний підхід до створення методик, моделей, технологій впровадження відповідних систем з урахуванням факторів ризику та управління ризиками на всіх етапах експлуатації судна (рейс, стоянка, докування, ремонт тощо).

Вивчення існуючих вітчизняних матеріалів нормативно-методичного і законодавчого характеру підтвердило значну різноманітність формулювань вказаного терміну, наявність широкого діапазону складу і змісту його складових.

Авторами проведений аналіз тлумачень понять «Безпека» в документах українського законодавства (наведений в таблиці), який дає базову основу для формулювання поняття «безпека» для моделювання задач оцінки ризиків виникнення аварійних ситуацій обладнання СЕУ. Також в кінці таблиці наведено формулювання, яке існує на сайті вільної енциклопедії «Вікіпедія». Наведений матеріал виглядає достатньо різноманітним, що додатково підтверджує відсутність на даний час в країні достатньої кількості нормативно-методичних матеріалів із зазначеного питання.

Таблиця Приклади формулювання терміну «безпека» в українському законодавстві

№	Формулювання терміну «безпека»	Джерело інформації ¹⁾
1	Відсутність неприпустимого ризику, пов'язаного з можливістю завдання будь-якої шкоди для життя, здоров'я та майна громадян, а також для навколишнього природного середовища.	Про заходи щодо виконання постанови Кабінету Міністрів України від 05.05.97 N 409 "Про забезпечення надійності й безпечної експлуатації будівель, споруд та інженерних мереж" (НПАОП 45.2-1.01-98). Держбуд України, Держнаглядохоронпраці; Наказ, Правила, Порядок від 27.11.1997, № 32/288
2	Комплекс заходів, а також людські і матеріальні ресурси, які призначені для захисту цивільної авіації від актів незаконного втручання та інших протиправних посягань.	Про затвердження Правил супроводження в контрольованих зонах авіапідприємств матеріальних цінностей і пасажирів. Укравіатранс, МВС України; Наказ, Правила, Форма типового документа від 11.06.1996 № 168/397
3	Відсутність неприпустимого ризику, пов'язаного з травмуванням або загибеллю людей, заподіянням збитків навколишньому середовищу.	Про затвердження Положення про систему управління безпекою польотів на авіаційному транспорті. Мінтранс України; Наказ, Положення, Форма, Форма типового документа від 19.08.2003 № 650
4	Властивість об'єкта забезпечувати відсутність ризику завдання шкоди здоров'ю людей, майну та навколишньому середовищу	Про затвердження Положення про технічне обслуговування устаткування підприємств гірничо-металургійного комплексу. Мінпромполітики (з 2001р.); Наказ, Положення, Перелік від 15.06.2004 № 285
5	Відсутність неприпустимого ризику, пов'язаного з травмуванням або загибеллю людей, заподіянням збитків майну та довкіллю	Про затвердження Положення про систему управління безпекою руху поїздів у Державній адміністрації залізничного транспорту України. Мінтрансзв'язку України; Наказ, Положення, Форма, Перелік від 14.09.2004 № 818
6	Відсутність неприпустимого ризику, пов'язаного з травмуванням або загибеллю людей, заподіянням збитків навколишньому середовищу	Про затвердження Положення про систему управління безпекою польотів на авіаційному транспорті.

		Державіаслужба; Наказ, Положення, Форма типового документа від 25.11.2005 № 895
7	Стан, при якому ризик шкоди чи ушкодження обмежений до прийняттого рівня	Про затвердження Правил сертифікації суб'єктів, що надають послуги з аеронавігаційного обслуговування. Мінтрансв'язку України; Наказ, Правила, Зразок, Форма типового документа, Сертифікат від 22.01.2007 № 42
8	Комплекс заходів, а також людські та матеріальні ресурси, які призначені для захисту від актів незаконного втручання й інших протиправних посягань стосовно цивільної авіації	Угода між Урядом України і Урядом Азербайджанської Республіки про співробітництво в галузі авіаційної безпеки. Азербайджан, Кабінет Міністрів України; Угода, Міжнародний документ від 22.12.1995
9	Відсутність загрози життю, здоров'ю людей, майну, тваринам, рослинам і довкіллю, що перевищує граничний ризик	Про затвердження Положення про систему управління безпекою руху поїздів у Державній адміністрації залізничного транспорту України. Мінінфраструктури; Наказ, Положення, Перелік, Форма типового документа, Акт, Форма, Картка, Інформація, Довідка, Заходи, Звіт, Припис, Схема від 01.04.2011 № 27
10	Відсутність ризику, пов'язаного з можливістю спричинення шкоди та/або нанесення збитку	Про затвердження Кодексу системи передачі. Нацком.енергетики, ком.послуг; Постанова, Кодекс, Заява, Форма типового документа, Договір, Умови від 14.03.2018 № 309
11	Відсутність недопустимого ризику, пов'язаного з можливістю спричинення шкоди та/або нанесення збитку	Про затвердження Кодексу систем розподілу. Нацком.енергетики, ком.послуг; Постанова, Кодекс, Форма, Договір, Заява, Умови від 14.03.2018 № 310
12	Запобігання використанню вибухових матеріалів, що суперечить закону та загрожує громадському порядку	Про затвердження Технічного регламенту вибухових матеріалів промислового призначення. Постанова Кабінету Міністрів України; Технічний регламент, Перелік, Вимоги, Форма типового документа, Декларація від 03.10.2018 № 802
13	Умови, в яких перебуває складна система, коли дія зовнішніх факторів і внутрішніх чинників не призводить до процесів, що вважаються негативними по відношенню до даної складної системи у відповідності до наявних, на даному етапі, потреб, знань та уявлень	https://uk.wikipedia.org/wiki/безпека

*) Форма представлення вихідних даних про документ згідно до наведеного у законодавстві України

Висновки. На підставі викладеного вище пропонується використовувати наступне визначення формулювання поняття «безпека» для моделювання задач оцінки ризиків виникнення аварійних ситуацій обладнання СЕУ. «Безпека СЕУ - це захищеність людей і енергетичного обладнання, машин і механізмів, що знаходяться на борту судна, від виникнення небезпек для життя і економічного збитку». Автори не претендують на однозначність наведеного терміну і пропонують продовжити розгляд і обговорення питання в наступному.

Список літератури.

4. (2019). Взято з <http://www.imo.org/en/OurWork/HumanElement/Safety Management /Pages/ISMCode.aspx>.

REFERENCES

- [1] (2019). Retrieved from <http://www.imo.org/en/OurWork/HumanElement/Safety Management /Pages/ISMCode.aspx>.

Kisietov J., Bagirov E., Vichnev A.

TO THE QUESTION OF IMPROVING THE SAFETY OF OPERATION OF A SHIP POWER PLANT

Text of the annotation. *The issues of the formalized safety assessment (FOB) of ship power plants are analyzed taking into account the existing requirements of the International Code for the Management of Safe Operation of Ships and Pollution Prevention (ISMCode), the International Code for the Protection of Ships and Port Structures (ISPSCode), and the wording of the term "safety" is proposed.*

Keywords: safety, emergency of marine power equipment; International Conventions; security measures.

Кисетов Ю. В., Багиров Е. Я., Вишневу А. А.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Текст аннотации. *Проанализированы некоторые особенности расследования аварий на судне с учетом существующих требований Международного кодекса по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнения (ISM Code) и Международного кодекса по охране судов и портовых сооружений (ISPS Code).*

Ключевые слова: авария; расследования; Международные конвенции; меры безопасности

УДК 65.9

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Ю. В. Кісетов, ст. наук співробітник, канд. техн. наук¹,

Довженко О. М., студент-магістрант¹

¹ Національний університет кораблебудування

¹Україна, Миколаїв

kisietov499@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5360-9376

Аннотація. *Аналіз, узагальнення і оцінювання основних завдань процесу створення формалізованої оцінки безпеки елементів суднової енергетичної установки.*

Ключові слова: *формалізована оцінка безпеки ; суднові енергетичні установки.*

Вступна частина. Важливою складовою безпеки судноплавства є безпека експлуатації суднової енергетичної установки (СЕУ). Основною складовою фактору безпеки є інформація. Достовірність, об'єктивність і конфіденційність інформації щодо параметрів і характеристик обладнання СЕУ, оцінка й прогнозування технічного стану машин і механізмів, кваліфіковані дії екіпажу в оцінці ситуаційних моментів впливають на правильність прийняття рішень.

Судно — єдина інформаційна система, яка, за визначенням, є сукупністю закономірно розташованих частин, що знаходяться у постійному взаємозв'язку. Управління СЕУ базується на прийнятті чіткої послідовності рішень. При цьому системи й підсистеми управління перебувають у постійній інформаційній взаємодії із зовнішніми і внутрішніми процесами. Чим більше параметрів енергетичного обладнання одночасно перебувають в активному режимі експлуатації, тим більша насиченість інформаційних потоків, складніший процес інформаційної взаємодії і серйозніші наслідки порушення такої взаємодії.

Значна кількість аварій виникає внаслідок впливу дій членів екіпажів, викликаними недостатньою кваліфікацією, порушенням правил та інструкцій, порушеннями трудової дисципліни тощо. Інформація стосовно технічного стану обладнання залежить від наявності і ефективності відповідних систем і засобів контролю процесів, які відбуваються в СЕУ.

Забезпечення безпеки мореплавства, виконання аналізу доцільності заміни окремих вузлів СЕУ, обґрунтування обсягів ремонту, допуску СЕУ судна до подальшої експлуатації можливо тільки із застосуванням сучасних засобів оцінки технічного стану та використання сучасних математичних моделей, що враховують особливості конструкції енергетичної установки судна і дозволяють завчасно провести оцінку надійності СЕУ і дати прогноз рівня її безпеки на заданий період експлуатації.

Ціль роботи. Проаналізувати існуючий досвід створення методики підвищення безпеки суднового енергетичного обладнання на базі існуючих документів ІМО.

Основна частина. З метою створення єдиної структурованої і систематизованої методики підвищення безпеки мореплавства суден, експлуатації морських стаціонарних платформ різного призначення, для захисту людського життя на морі, здоров'я, екологічної безпеки морського середовища і власності шляхом використання оцінок ризиків для вибору найбільш ефективних і економічних засобів підвищення безпеки Міжнародної Морської організацією (ІМО) в 1996 році була створена спеціальна робоча група. За результатами її роботи в 2001 році на

74-ї сесії Комітету з безпеки на морі було прийнято «Керівництво по формалізованій оцінці безпеки (ФОБ) для використання в процесі нормотворення ІМО» (MSC Circ.1023 / MEPC Circ.392).

Інструмент ФОБ заснований на завчасних діях і являє собою структурований метод, що дозволяє визначити потенційно небезпечні ситуації заздалегідь, до виникнення аварії з тим, щоб після цього оцінити величину ризику, провести оцінку витрат і вигод, пов'язаних із застосуванням можливих варіантів управління ризиками і, на підставі систематизованого аналізу, прийняти обґрунтовані рішення щодо зниження величини ризику.

Для досягнення поставленої мети необхідно розробити модель, що дозволяє оцінювати можливість подальшої експлуатації СЕУ, що мають напрацювання з визначенням залишкового ресурсу механізмів і можливістю вибору найбільш ефективних і економічних шляхів для його підвищення в процесі ремонту і модернізації з використанням методу формалізованої оцінки безпеки.

У процесі досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі основні завдання:

- проаналізувати метод ФОБ з метою оцінки можливості і раціональності його застосування в процесі прийняття рішень про рівень безпеки та допустимості подальшої експлуатації СЕУ;
- виконати аналіз відмов основних елементів СЕУ;
- розробити структурну модель, що описує склад елементів СЕУ, технічний стан яких істотно впливає на рівень надійності установки;
- створити математичні моделі відмов елементів СЕУ;
- реалізувати розроблені моделі в єдиному програмно-інформаційному комплексі;
- оцінити адекватність розроблених моделей, перевірити ефективність застосування розробленого комплексу;
- розробити методику прийняття технічних рішень, спрямованих на обґрунтоване збільшення терміну експлуатації елементів СЕУ.

В процесі прийняття рішень стосовно підвищення безпеки експлуатації СЕУ необхідно враховувати низку факторів, серед яких важливу роль відіграють:

- рівень організації технічного обслуговування і ремонту обладнання.
- ефективність системи обліку, розслідування аварій, збору даних стосовно аварійності суднового обладнання;
- наявність заходів по запобіганню аварій, в тому числі обов'язкові тренування екіпажів, виконання вимог інструкцій заводів-виробників енергетичного обладнання.

Висновки. Виконаний аналіз, узагальнення і оцінювання основних завдань процесу створення ФОБ елементів СЕУ дає можливість спеціалістам в галузях проектування і експлуатації суднового енергетичного обладнання використовувати цю інформацію для розробки ефективних технічних рішень.

Список літератури.

4. Вільський Г., Надич М. (2011). *Модельовання інформаційної безпеки судна*. Вісник Вінницького політехнічного інституту. № 4.

REFERENCES (size 13)

[1] Vilski G., Nadich M. (2011). *Modeling of information security of the vessel*, Bulletin of Vinnitsa Polytechnic Institute. № 4.

Kisietov J., Dovgenko O.

PROSPECTIVE DIRECTIONS OF IMPROVING THE SAFETY OF SHIPPING ENERGY INSTALLATIONS

Text of the annotation. *Analysis, generalization and evaluation of the main tasks of the process of creating a formalized safety assessment of the elements of the ship's power plant.*

Keywords: formalized security assessment; marine power plants.

Кисетов Ю. В., Довженко О. М.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Текст аннотации. *Анализ, обобщение и оценка основных задач процесса создания формализованной оценки безопасности элементов судовой энергетической установки.*

Ключевые слова: формализованная оценка безопасности; судовые энергетические установки.

УДК 65.9

ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ АВАРІЙ СУДНОВОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Ю. В. Кісетов, ст. наук. співробітник, канд. техн. наук¹,Вишнев А. О., студент-магістрант¹¹ Національний університет кораблебудування¹Україна, Миколаївkisetov499@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5360-9376

Анотація. Наведено деякі особливості класифікації аварійних морських подій стосовно суднового енергетичного обладнання.

Ключові слова: аварійні морські події; суднова енергетична установка; інформаційна модель.

Вступна частина. Не дивлячись на технічне вдосконалення морських суден, їх устаткування і приладів та застосування різних правил безпеки судноплавства, кількість аварій на морі залишається значною. За даними аналітиків за останніх 150 років тільки в мирні роки загинуло понад 40000 торгових суден. Значну роль у процесах виникнення аварійних ситуацій грає суднова енергетична установка (СЕУ).

Ціль роботи. Проаналізувати існуючий досвід розслідування аварій і вимоги існуючих нормативно-методичних документів для розробки інформаційної моделі системи керування ризиками.

Основна частина. Положення про класифікацію, порядок розслідування та обліку аварійних морських подій із суднами пропонує наступну класифікацію аварійних морських подій (АМП) [1]. Термін "види аварій (аварійних випадків, аварійних морських випадків)" являє собою групи, до яких об'єднуються аварії, схожі за природою небезпек, що в них реалізуються і способом їх реалізації.

За наслідками АМП класифікуються на:

- дуже серйозні аварії;
- серйозні аварії;
- морські інциденти (серйозні інциденти);
- інциденти.

До дуже серйозних аварій відносять АМП, що спричинили:

•загибель судна або таке його конструктивне руйнування, після якого проведення відновлювального ремонту недоцільне (катастрофа);

- залишення судна в морі екіпажем і пасажирями;
- людські жертви, загибель або зникнення людини із судна;
- зникнення судна безвісти, тобто відсутність будь-яких відомостей про судно протягом трьох місяців, а якщо одержання відомостей могло бути затримано внаслідок воєнних дій, то протягом шести місяців;
- сильне забруднення навколишнього природного середовища самим судном або в результаті пошкодження судном підводних трубопроводів, берегових споруд, тощо.

До серйозних аварій належать АМП, що не кваліфікуються як дуже серйозні аварії, але які спричинили серйозні тілесні ушкодження людині, а також пожежу, вибух, посадку на мілину, торкання, льодове або штормове ушкодження, утворення тріщин у корпусі судна, тощо, які викликали:

- конструктивне пошкодження, що призвело до втрати судном морехідного стану;
- зсув вантажу або зміну його фізико-хімічних властивостей, що призвело до втрати судном морехідного стану;
- поломку, внаслідок якої виникла необхідність у буксируванні судна або наданні йому технічної допомоги, у тому числі з берега;
- пошкодження знарядь лову, що з'єднані із судном флоту рибного господарства;
- забруднення навколишнього природного середовища самим судном або в результаті пошкодження судном підводних трубопроводів, берегових споруд тощо.

До морських інцидентів належать АМП, через які судно або особа піддаються небезпеці або внаслідок яких може бути завдане серйозне пошкодження судну, його конструкції або заподіяна шкода навколишньому природному середовищу.

До морських інцидентів відносять також:

- пошкодження засобів навігаційного обладнання, яке призвело до виведення їх з експлуатації;
- пошкодження суднових пристроїв та корпусу судна, яке не призвело до втрати морехідного стану;
- пошкодження буксирної лінії без втрати об'єкта, що буксирується;
- торкання ґрунту без пошкодження судна.

До інцидентів належать АМП, що виникли в результаті експлуатації судна чи у зв'язку з нею, які спричинили або могли спричинити незначні експлуатаційні пошкодження судну, його конструкції, обладнанню, шкоду береговим та підводним об'єктам або плавучим об'єктам, що не є суднами.

До інцидентів відносять також:

- пошкодження судном засобів навігаційного обладнання, яке не призвело до виведення їх з експлуатації;
- пошкодження судном підводних інженерних споруд, що не призвело до забруднення навколишнього природного середовища;
- пошкодження судном берегових споруд (причалів, хвилерізів, молів тощо), що не призвело до забруднення навколишнього природного середовища.

Попередня класифікація АМП за її наслідком здійснюється капітаном судна. Остаточну класифікацію здійснює орган розслідування АМП, встановлений згідно з нормами розділу 3 цього Положення. Класифікація АМП відповідно до видів, причин та наслідків здійснюється згідно з класифікаційною таблицею аварійних морських подій за видами, причинами та наслідками. Така таблиця існує в документі [1], але її використання стосовно аварій обладнання СЕУ не дає можливості класифікувати і кваліфікувати можливі особливості аварійних випадків.

В якості основи для розробки класифікаційної таблиці аварій обладнання СЕУ пропонується наступна схема (рисунок). На прикладі наведеної пропонується зробити аналогічну структуризації відказів і поламок вузлів і деталей суднового дизеля за видами, причинами та наслідками аварійних подій.



Рис. Приклад структуризації об'єкту енергетичного обладнання СЕУ - дизеля

Висновки. Запропонований підхід до створення класифікаційної таблиці аварій обладнання СЕУ може бути використаний при створенні інформаційної моделі системи керування ризиками..

Список літератури.

5. (2019). Взято з http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/RE12833.html

REFERENCES (size 13)

- [1] Retrieved from http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/RE12833.html

Kisietov J., Vishnev A. A.

FEATURES OF CREATING AN INFORMATION MODEL OF EMERGENCIES OF SHIPPING POWER ENGINEERING EQUIPMENT

Text of the annotation. The classification features of emergency marine accidents as applied to ship power equipment are given.

Keywords: emergency marine accidents; ship power plant; information model.

Кисетов Ю. В., Вишневу А. А.

ОСОБЕННОСТИ СОЗДАНИЯ ИНФОРМАЦИОННОЙ МОДЕЛИ АВАРИЙ СУДОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Текст аннотации. Приведены особенности классификации аварийных морских происшествий применительно к судовому энергетическому оборудованию.

Ключевые слова: аварийные морские происшествия; судовая энергетическая установка; информационная модель.

УДК 621.4

РЕЙСОВІ ВИТРАТИ ПАЛИВА СУДНОВИМ ГОЛОВНИМ ДВИГУНОМ

Кісарова Альона Ігорівна, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна, м. Миколаїв,

ORCID number: <https://orcid.org/0000-0001-6461-2610>

Анотація. Наводяться процедури для визначення витрати палива як сума витрат палива на окремих ділянках рейсової лінії з умовно сталими гідрометеорологічними параметрами, які є ймовірнісними величинами з відомими законами розподілу.

Ключові слова: рейсова витрата палива, судновий головний двигун, ділянка з умовно сталою погодою.

Розрахунок рейсової витрати палива – це процес, що включає багато різномірної інформації. У загальному випадку витрата палива у кожному рейсі не буде однаковою через різні гідрометеоумови і вік судна, який, поряд із періодичними докуваннями, визначає ступінь шорсткості підводної частини судна. Протягом 25-річного періоду експлуатації змінюється шорсткість підводної частини корпусу, отже, змінюється і опір його руху. Завдяки періодичному очищенню і фарбуванню корпусу при докуванні шорсткість знижується до деякого рівня, не досягаючи, однак, вихідного стану.

Методика для розрахунку рейсової витрати палива передбачає розбиття рейсової лінії на ділянки з умовно сталою погодою (УСП), протяжність і гідрометеорологічні параметри яких у кожному рейсі різні. Вони моделюються згідно з ймовірнісними гідрометеорологічними параметрами, властивими кожному метеорологічному району.

Ціль роботи – визначити процедуру розрахунку рейсової витрати палива для будь-якого періоду експлуатації судна та за весь період.

Схема обчислень параметрів рейсу зображена на рисунку. У результаті розрахунків визначено сумарну рейсову витрату палива головним двигуном (ГД), тривалість рейсу, відстань, яку судно пройшло за цей час, і ряд додаткових величин. Рейс поділяється на переходи. Час кожного переходу складається з тривалості переходу на основних ходових режимах, із стоянок і часткових режимів. Перехід, у свою чергу, поділяється на ділянки УСП, на яких параметри, що впливають на витрату палива ГД, вважаються постійними.

У блоці «Параметри рейсу» зібраний масив вихідних даних, що містить інформацію про судно, навігаційні величини, облік прийнятих вантажів, їх кількість і т. д. У блоці «Перебір етапів ...» рейс поділяється на переходи, для кожного з яких відома довжина, тривалість проходження, вага і щільність прийнятого вантажу, кліматичні зони по районах і сезонах. Тут же здійснюється перебір прийнятої кількості переходів.

У блоці «Розрахунок переходу» визначається тривалість переходу, визначеного в попередньому блоці. У блоці 5.1, пов'язаному з попередньою процедурою, для кожного транспортного судна залежно від його типу визначається тривалість стоянок (зазвичай це час вантажно-розвантажувальних операцій). Дані беруться відповідно до можливостей і продуктивності портів. Тут же враховується тривалість часткових режимів роботи судна.

Блок 5.2 базується на інформації, отриманій за багаторічними статистичними даними, зібраними в результаті спостережень за районами Світового океану [1]. Рейсова лінія поєднується з картою, на яку нанесені кліматичні зони, розділені на райони за сезонами. Для кожного переходу моделюються параметри ГМФ: швидкість вітру, його напрямок, висота хвиль і брижі.

У блоці «Формування ділянок УСП» здійснюється визначення тривалості дії сталої швидкості вітру, описаної в попередньому блоці, і відбувається формування ділянок УСП. Тривалість дії різних швидкостей вітру на цих ділянках підсумовується до тих пір, поки не набереться тривалість переходу.

У блоці «Перебір ділянок» відбувається перебір ділянок УСП, на кожній з яких визначається абсолютна витрата палива ГД, що підсумовується потім у витрату палива за перехід.

Блок «Тягові розрахунки комбінованої пропульсивної установки (КПУ)» складається з декількох взаємопов'язаних підблоків.

У блоці 5.3 розраховується корисна тяга кайта [2, 3]. Вихідними даними для розрахунку виступають: швидкість ходу і курс судна, швидкість і напрям вітру, характерні коефіцієнти, що залежать від параметрів кайта.

У блоці 5.4 опір, що відповідає різним швидкостям ходу, осадкам, часу, що минув після докування, і умовам плавання, визначається за відповідними розрахунковими методиками [4, 5].

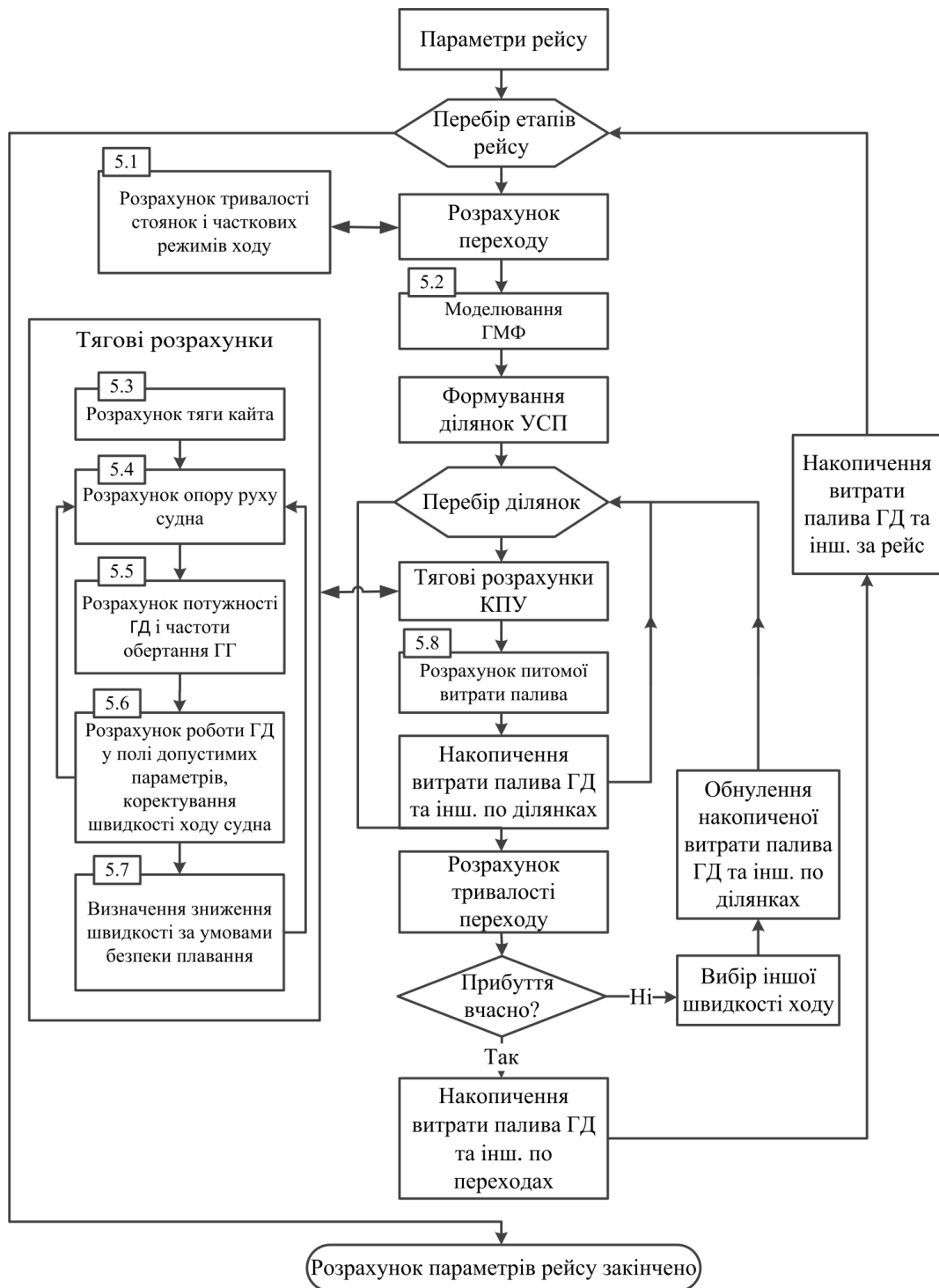


Рисунок. Схема розрахунку рейсової витрати палива ГД

У блоці 5.5 на підставі отриманого опору руху судна, прийнятого значення контрактної швидкості ходу судна і параметрів гребного гвинта (ГГ) (криві дії ГГ, ККД ГГ) [5, 6] розраховується потужність ГД і частота обертання ГГ. Значення швидкості ходу і опору руху судна вводяться в розрахункову формулу, яка є квадратичним рівнянням, у результаті чого виходить два значення частоти обертання ГГ у вигляді двох коренів рівняння. Для вибору правильного значення проводиться стандартний для суднобудівних конструкторських бюро прямиий розрахунок за значеннями частоти обертання. Знаходяться дві швидкості ходу, правильним значенням частоти обертання буде та, для якої розрахункове значення швидкості відповідає прийнятій. За обраною частотою обертання визначається потужність ГД.

Блок 5.6 працює відповідно до даних [7, 8]. Вихідними даними є отримані в попередньому блоці потужність і частота обертання ГД. Алгоритм передбачає потрапляння розрахункової точки в прийнятну область допустимих значень.

При уточненій швидкості ходу судна в роботу вступає блок 5.7. Здійснюється перевірка швидкості ходу судна на відповідність вимогам безпеки плавання за загальноприйнятими розрахунковими формулами [9].

Процедура визначення тягових розрахунків завершена, в результаті отримано значення потужності ГД, частоти обертання ГГ і швидкості ходу судна.

Блок 5.8 базується на даних компанії MAN Diesel & Turbo (MDT) [8]. Питома витрата палива ГД визначається залежно від навантаження МОД, а також від температури повітря в машинному відділенні, температури забортної води і тиску атмосферного повітря. Отримані значення питомих витрат палива МОД вносяться в двомірний масив (залежно від відповідного йому навантаження ГД), який далі використовується в розрахунках (за допомогою методу квадратичної інтерполяції).

У блоці «Накопичення витрати палива ГД та інших параметрів по ділянках» накопичуються значення витрат палива ГД для кожної ділянки УСП, які підсумовуються у витрату палива ГД за перехід.

У блоці «Розрахунок тривалості переходу» визначається тривалість переходу як сума тривалості проходження ділянок УСП.

Блок «Прибуття вчасно?» контролює відповідність заданій величині часу прибуття судна в порт. У ситуації, коли судно приходить у порт раніше чи пізніше обумовленого в контракті, алгоритм іде по гілці «ні» – у блок «Вибір іншої швидкості ходу», в якому відбувається вибір такого значення швидкості, щоб судно прийшло вчасно в пункт призначення. Далі відбувається процедура «Обнулення накопиченої за цей період витрати палива ГД та інших параметрів по ділянках», в якій відбувається обнулення раніше нарахованих даних, необхідне для того, щоб не припуститися помилки в розрахунках. Алгоритм знову звертається до процедури «Перебір ділянок» і відбувається перерахунок до тих пір, поки алгоритм не піде по гілці «так» у блоці «Прибуття вчасно?». Відбувається процедура «Накопичення витрати палива ГД та інших параметрів по переходах», після якої іде блок «Накопичення витрати палива ГД та інших параметрів за рейс», в яких підсумовуються отримані значення витрат палива ГД. Знову відбувається перебір етапів рейсу до виконання розрахунків за прийнятною кількістю переходів. Розрахунок параметрів рейсу вважається завершеним.

Висновок: Представлена послідовність розрахунків рейсової витрати палива дозволяє обчислити її за будь-яких умов експлуатації.

REFERENCES

- [1] Veter i volnyi v okeanah i moryah: spravochnyye dannyye. Registr SSSR. Moskva : Transport, 1974. 359 s.
- [2] Shostak V. P., Kisarova A. I. Poleznaya tyaga sudovogo propulsivnogo kayta. Zblnik naukovih prats NUK. 2016. # 4. S. 159–161.
- [3] Shostak V. P., Kisarova A. I. Poleznaya tyaga sudovogo propulsivnogo kayta. Innovatsiyi v sudnobuduvanni ta okeanotehnitsi : materlali VII Mizhnarodnoyi naukovo-tehnichnoyi konferentsiyi. Nikolaev : NUK, 2016. S. 159–161.
- [4] Shostak V. P., Manzyuk A. Yu. Oplr dovkllyu ruhu transportnogo sudna : navchalniy naichniy poslbnik dlya vikonannya kursovoyi roboti z distsipllni "Sudnomehanichniy kompleks". MikolaYiv : NUK, 2012. 181 s.
- [5] RPZ 15966: raschetno-poyasnitelnaya zapiska / TsKB «Izumrud». Herson. 1982.
- [6] Raschet hodkosti nadvodnyih vodoizmeshchayuschih sudov : uchebnoe posobie / N. B. Slizhevskiy, Yu. M. Korol, M. G. Sokolik, V. F. Timoshenko ; pod obsch. red. prof. N. B. Slizhevskogo. Nikolaev : NUK, 2004. 192 s.
- [7] Kisarova A. I. Modelirovanie funktsionirovaniya MOD v ramkah ogranichitelnyih harakteristik. Nauchno-tehnicheskiiy sbornik «Sudovyye energeticheskie ustanovki». 2012. # 30. S. 58–69.
- [8] MAN Diesel & Turbo. URL : <http://www.mandieselturbo.com> (Last accessed: 14.05.2019).
- [9] Shapaev V. M. Gidrometeorologicheskie usloviya i moreplavanie. Moskva : Transport, 1975. 248 s.

Kisarova Alena.

Voyage fuel consumptions by vessels main engine.

Abstract. Procedures for determining fuel consumption are given as the sum of fuel consumption on individual sections of a route with conditionally stable hydrometeorological parameters, which are probabilistic values with known distribution laws.

Keywords: voyage of fuel, vessels main engine, sections with conditionally constant weather.

Кисарова Алена Игоревна.

Рейсовые расходы топлива судовым главным двигателем.

Аннотация. Приводятся процедуры для определения расхода топлива как сумма расходов топлива на отдельных участках рейсовой линии с условно постоянными гидрометеорологическими параметрами, которые являются вероятностными величинами с известными законами распределения.

Ключевые слова: рейсовый расход топлива, судовой главный двигатель, участок с условно постоянной погодой.

УДК 620.5.062.2

ВИБІР УСТАНОВКИ ДЛЯ ОБРОБКИ БАЛАСТНИХ ВОД НА ПРИКЛАДІ ТАНКЕРА ДЕДВЕЙТОМ 75000 Т

Єсін І.П. к.т.н., доцент, Гіржев І. В. магістрант

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Анотація. В даній доповіді дано огляд устаткування для очищення баластних вод на танкерах. Наведені найменування найбільш розповсюджених марок установок, їх продуктивність. Для деяких установок дана потужність яка споживається. Дано рекомендації по вибору установок очищення баластних вод для танкерів, які проходять модернізацію.

Ключові слова. Обробка баластних вод, марки установок, фільтрація, ультрафіолетова обробка, потужність насосів.

Вступ. Близько 120 років тому вода використовується як баласт для збереження остійності і морехідних якостей суден в морі. Баластова вода підтримує безпечні умови експлуатації протягом всього рейсу. Судна близько 50% ходового часу знаходяться у баластовому стані. Це важливо для танкерів. Для багатьох суден перевезення лісу, контейнерів та інших вантажів на палубі, іноді зерна в трюмах без прийому рідкого баласту неможливе. Кількість рідкого баласту може становити до 50% від дедвейту, а час, необхідний для повної заміни баласту може перевищувати добу [1].

Основна частина. У забортній воді можуть міститися різні живі істоти - від бактерій і дрібних водоростей до молюсків, медуз і навіть невеликих риб, тобто все, що може проникнути на судно через забірники баластної води і насосну систему. Крім того, в забортній воді, що використовується в якості баласту, можуть міститися шкідливі для людини або екосистеми водні організми. Скид з суден баластних вод, що не знешкоджені від морських організмів, становить екологічну загрозу внесення чужорідних видів, які можуть порушити місцеві екологічні системи. Основним документом, який регламентує скидання водяного баласту, є Міжнародна конвенція з контролю та управління судновими баластними водами і опадами, прийнята Міжнародною морською організацією (ІМО) в 2004 році [2].

Найбільш ефективним методом обробки баластної води для мінімізації ризику скидання небажаних організмів є зміна баласту в морі. заміна баласту є скидання далеко від берега морської води, привезеної з інших районів Світового океану в баластних танках і заміна її на воду даного району. потім цей водяний баласт скидають біля причалу під час навантажувальних операцій. Тим самим зменшується можливість переселення і приживання в акваторії портів чужерідних видів морських організмів, які можуть порушити сформовану екосистему акваторії. Заміну баластних вод роблять на відстані не менше 200 морських миль від найближчого берега і в місцях з глибиною води щонайменше 200 метрів. Це достатньо ефективний метод. Перед скиданням баласту роблять його обробку на судні.

Ефективним методом обробки баласту, який не залежить від району плавання судна, є обробка баластової води на борту судна. Це потребує розміщення на борту судна спеціального обладнання, яке встановлюють у складі системи очищення баластних вод (Water ballast Treatment System) при побудові судна, або при його модернізації.

Табл. 1. Характеристики систем очищення баласту морських суден

Найменування судна	“SANRAY”	“HMM Promise”	“Aquaram-pero”	“ALMI ATLAS”	“BURGAN”
Характеристики					
Тип судна	Танкер	Контейне- ровоз	Танкер	Танкер	Танкер - хімовоз
Рік та місце побудови	2016, Корея	2018, Корея	2017, Корея	2018, Корея	2014, Корея
Довжина, ширина, м	219x32,2	330x48	244x43	333x60	186x32,2
Швидкість руху, вузл.	14,5	22	14,5	15,2	15,2
Потужність ГД, кВт	10215	42310	12420	26000	8900
Потужність СЕС, кВт	3x1120	4x4000	3x1020	3x1830	
Дедвейт, т	74114	134900	113000	315221	46300
Водяний баласт, м ³	27000	30800	38000	93900	22490
Тип установки для очищення баласту	Erma First	Erma First	Sumsung Heavy Indust.	Hyundai Heavy Indust.	Panasia
Продуктивність насосу баластної системи, м ³ /год	3000	1000	4000	6000	2x1000, 1x350
Час, необхідний для заміни баласту, год	~18	~60	~19	~30	~19
Джерело інформації	[4]	[6]	[5]	[6]	[3]

У таблиці наведені характеристики систем очищення баласту для деяких морських суден. Судна, побудовані або які здійснили ремонт з 2014 року по теперішній час, повинні бути оснащені обладнанням для обробки баластних вод.

Обробка баластних вод може здійснюватися наступними способами: - механічним (фільтруванням); - фізичним (нагріванням, обробкою ультразвуком, ультрафіолетовим випромінюванням, магнітним полем і т.і.) - хімічним (озонуванням, видаленням кисню, хлоруванням, електрохімічним розкладанням морської води і т.і.); - біологічним впливом: додаванням в баластну воду хижих, паразитних організмів для знищення шкідливих мікроорганізмів.

У сучасних установках очищення баластних вод найчастіше використовують поєднання цих методів. Для першого ступеня обробки зазвичай застосовують механічні методи, далі можуть використовуватися фізичні, хімічні або комбіновані методи. Для обробки баласту широко застосовуються фізико-механічні технології (фільтрація + ультрафіолетова обробка + електроліз). Фільтрація прийнятої заборотної води зазвичай відбувається в самоочищуючих фільтрах з пропускною здатністю до 50 мкм. Баласт опромінюється ультрафіолетовими променями, що призводить до утворення гідроксильних радикалів, що знищують бактерії і мікроорганізми. Ця технологія обробки не позначається негативно на конструктивні елементи системи і на екіпаж [7].

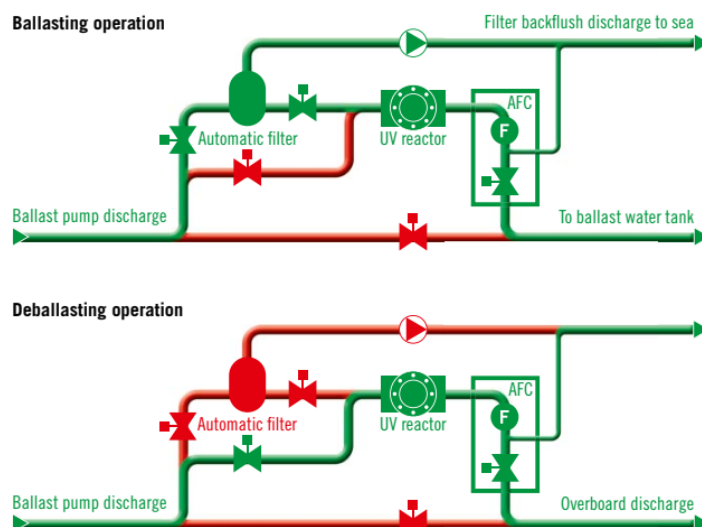


Рис.1 Робота системи очищення води при баластуванні і де-баластуванні: Automatic filter - самоочищуючий фільтр; UV reactor – ультрафіолетовий реактор; AFC - active flow control [8].

На рисунку 2 наведена конструктивна схема суднової установки фірми Alfa-Laval, яка працює по технології фільтрація + ультрафіолетова обробка. Продуктивність установки 500-1000 м³/год.

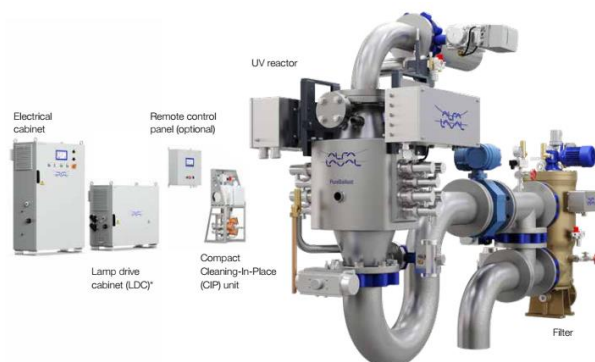


Рис. 2 Конструктивна схема установки очищення баластних вод фірми Alfa-Laval [8].

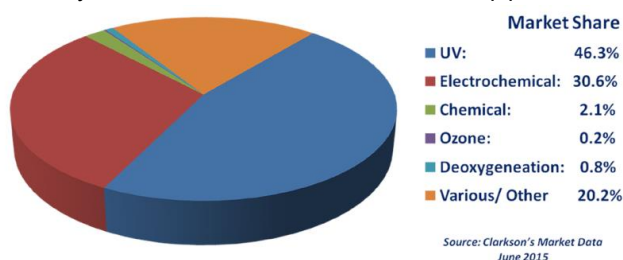


Рис.3 Частка установок для очищення баластових вод, які застосовують різні технології обробки [8]. Найбільше поширення отримали установки з ультрафіолетовим випромінюванням (UV)/

Суднові установки для очищення баластових вод випускають в багатьох країнах Світу. У таблиці 2 приведені деякі виробники установок, які використовують технологію обробки фільтрація + ультрафіолетове випромінювання.

Табл.2 Світові виробники установок для очищення баластних вод [9].

Виробник	Система	Країна
Alfa-Laval AB	PureBallast 2.0 &	Швеція
Aqua Engineering Co. Ltd	AquaStar	Корея
Auramarine Ltd	CrystalBallast	Фінляндія
BIO-UV AS	BIO-SEA	Франція
Cathelco	Cathelco	Великобританія
Coldharbour Marine	Gas Lift Defusion	Великобританія
GEA Westfalia Separator Group GmbH	BallastMaster ultraV	Німеччина
Hide Marine Inc.	Hide GUARDIAN	USA
Hyundai Heavy Industries Co. Ltd	EcoBallast	Корея
Knutsen Ballast Vann AS	KBAL	Норвегія
Kwang San Co. Ltd	BioViolet	Корея
Mahle Industrial Filtration	Ocean Protection System	Німеччина
MMC Green Technology AC	MMC	Норвегія
Panasia Co. Ltd	GloEn-Patrol	Корея
Shanghai Cyeco Environmental Technology Co.	Cyeco	Кітай
Sumitomo Electric Industries Ltd	SEI	Японія
Trojan Marinex	Trojan Marinex	Канада
Wartsila Water Systems Ltd	Aquarius UV	Фінляндія

Після вибору установки обробки баласту необхідної продуктивності необхідно звернути увагу на витрати електричної енергії і масові і габаритні показники. Для установки обробки баласту The Hyde GUARDIAN (фільтрація + ультрафіолетове випромінювання) потужність, що споживається може складати 400-600кВт. Такі витрати потужності можуть призвести до необхідності встановлення більш потужного стоянкового дизель-генератора або заміни існуючого на більш потужний [7].

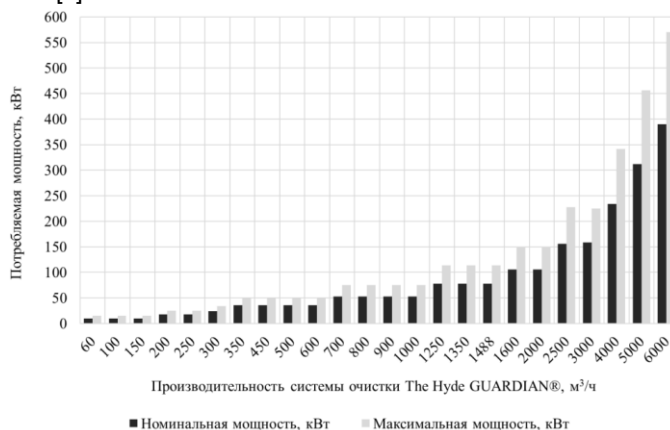


Рис. 4 Залежність потужності, яка споживається, від продуктивності системи [7].

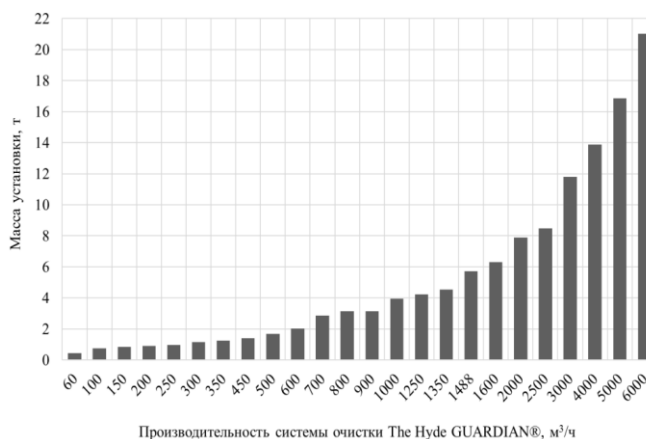


Рис. 5 Залежність маси обладнання від продуктивності системи [7].

Висновки. Для морських суден, які будуються або проходять модернізацію, необхідно вибрати сучасну установку з обробки баластних вод.

В даний час найбільшого поширення набули установки, які використовують технологію обробки: фільтрація + ультрафіолетове опромінення. У таблиці 2 наведені деякі виробники і марки установок для обробки баластних вод. Вибирають установку необхідної продуктивності, що впливає на час обробки. При цьому необхідно враховувати, що зі зростанням продуктивності насосів зростає споживана потужність. Звертають увагу на потужність суднового електрогенератора. Також враховують габарити і масу установки і можливість її розміщення на судні.

Можливий також вибір установок, які використовують інші технології обробки баластних вод (хімічні, біологічні)

Список літератури

1. Горбов В.М., Ратушняк І.О., Трушляков Є.І., Чередніченко О.К. (2007). Суднова енергетика та Світовий океан [Текст]: підручник / . – Миколаїв: НУК. – 596 с.
2. Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управлении ими 2004 года. СПб., ЗАО ЦНИИМФ (2005).
3. Savvides, N. (Ed). (2015). Significant Ships of 2014 [Text]. – London: RINA. – 110 p.
4. Spearec S, Grisbr00k R. (Ed).(2017). Significant Ships of 2016 [Text]. – London: RINA. – 94 p.
5. Halfhide R, Stewart J (Ed). (2018). Significant Ships of 2017 [Text]. – London: RINA. – 82 p.
6. Halfhide R, Stewart J (Ed). (2019). Significant Ships of 2018 [Text]. – London: RINA. – 84 p.
7. Горбов В.М., Митенкова В.С. (2014). Анализ технико-экономических показателей при выборе систем обработки балласта. *Морський та річковий транспорт, №2(11), 28-38.*
8. Bircher Keith (2016). UV Treatment of Ballast Water: Market, Regulations, Validation Test Methods. *IUVA News / Vol. 18 No. 2, 6-10.*
9. *Guide to Ballast Water Treatment Systems 2014.*(2014)/ IHS Maritime

Есин И., Гиржев И. ВЫБОР УСТАНОВКИ ДЛЯ ОБРАБОТКИ БАЛЛАСТНЫХ ВОД НА ПРИМЕРЕ ТАНКЕРА ДЕДВЕЙТОМ 75000 Т

Аннотация. В докладе приведен обзор оборудования для очистки балластных вод на танкерах. Даны наименования наиболее распространенных марок установок, их производительность. Для некоторых установок приведена потребляемая мощность. Даны рекомендации по выбору установок очистки балластных вод для танкеров, проходящих модернизацию.

Ключевые слова. Обработка балластных вод, марки установок, фильтрация, ультрафиолетовая обработка, мощность насосов.

Yesin I/Girzhev I. SELECTION OF BALLAST WATER TREATMENT PLANT USING AN EXAMPLE OF TANKER WITH A DEADWEIGHT OF 75000 T.

Abstract. This report provides an overview of ballast water purification equipment on tankers. The names of the most common brands of plants and their performance are given. For some installations the power consumed is given. Recommendations are given for choosing ballast water treatment plants for tankers undergoing modernization.

Keywords. Ballast water treatment, installation brands, filtration, ultraviolet treatment, pumps power.

УДК 621.039:621.438

ВДОСКОНАЛЕННЯ АТОМНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Соломонюк Денис Миколайович, к.т.н.¹,

Циганок Артем Олександрович, магістрант ²

^{1,2} Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

¹ denys.solomoniuk @nuos.edu.ua ¹ ORCID 0000-0002-3479-9397

Анотація. Розглянуто модернізацію атомної енергетичної установки газотурбінними двигуном з підігрівом в утилізаційному водогрійному котлі частини живильної води, що йде з конденсатора парової турбіни

на парогенератор. Забезпечено покращення маневрових характеристик атомної енергетичної установки, підвищення її потужності на 15,2 %, а ККД – на 1,81 % (абс.).

Ключові слова: атомна енергетична установка, газотурбінний двигун, парова турбіна, регенеративний підігрів, утилізаційний водогрійний котел.

Вступ. Завдяки високій агрегатній потужності атомні енергетичні установки (АЕУ) знайшли своє використання у виробництві електричної енергії на атомних електростанціях і в якості головних двигунів потужних суден та кораблів (криголами, авіаносці, транспортні судна великого тону). При чому, морським суднам АЕУ надають якості недосягненні при використанні енергетичних установок інших типів: необмежений район плавання при роботі на великій потужності, більші швидкість і автономність. [1, 2]. Поруч із цим і у стаціонарній і у морський енергетиці атомним енергетичним установкам притаманні наступні недоліки:

1. АЕУ надійно працює на постійному режимі, зміна режиму займає великий проміжок часу, тому у енергетиці вона звичайно забезпечує "базове" навантаження. Виходячи з цього збільшення, чи зменшення навантаження компенсують зміною режимів іншого енергогенеруючого обладнання (газотурбінні електростанції, гідроакумуляційні електростанції, тощо).

2. АЕУ має невеликий коефіцієнт корисної дії (приблизно 30 %).

Метою роботи є розширення атомної енергетичної установки за рахунок встановлення додаткового енергогенеруючого обладнання, яке б забезпечило покращення маневрових характеристик, підвищення потужності та економічності установки в цілому.

Основна частина. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: вибрати тип додаткової "пікової"(форсажної) установки і розробити схему її підключення до АЕУ.

У сучасній енергетиці "пікове" навантаження можуть нести газотурбінні електростанції, які [3, 4]:

- відрізняються здатністю швидко переходити з режиму на режим (час пуску та прийняття повного навантаження складає до 30-40 хв.);
- мають більший ККД порівняно з АЕУ (до 38 %);
- характеризуються малими масою та габаритами.

Вихлопні гази ГТД мають дуже високу температуру (~500 °С), що дає змогу використовувати їх для отримання додаткової корисної енергії і підвищити паливну економічність установки. Таким чином, стає можливим під час роботи газотурбінної електростанції відібрати від регенеративних підігрівачів частину конденсату, що подається із конденсатора парової турбіни АЕУ на парогенератор, і підігріти її у водогрійному котлі теплом вихідних газів ГТД. При цьому можна зменшити кількість пари, що відбирається від парової турбіни АЕУ на регенеративний підігрів живильної води, збільшити потужність і загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) АЕУ і ГТД.

Була розглянута теплова схема АЕУ з сьома регенеративними підігрівачами пари як без сумісної роботи з ГТД, так і при роботі з ГТД. Потужність ГТД була прийнята у 10 % від потужності парової турбіни АЕУ, ККД ГТД – 36 %.

Регенеративні підігрівачі АЕУ поділяються на дві групи: низького тиску, в яких вода підігривається між конденсатором і деаератором, і високого тиску, в яких вода підігривається між деаератором і парогенератором. Виходячи з цього утилізаційний водогрійний котел ГТД теж було виконано із двох секцій: високотемпературній та низькотемпературній (рис. 1). При роботі ГТД частина живильної води, що йшла із конденсатора парової турбіни АЕУ, подавалась на низькотемпературну секцію котла, підігривалась в ній від температури 102°С до 150°С. У високотемпературній секції котла вода, що поступала з деаератора, підігривалась від температури 165°С до температури 215°С.

Проведені наступні розрахунки:

- 1) теплової схеми АЕУ без роботи з ГТД, визначені витрати пари на регенеративний підігрів і потужність парової турбіни [за 3, 5];
- 2) теплопродуктивності утилізаційного водогрійного котла [за 6];
- 3) теплової схеми АЕУ при роботі з ГТД, визначені витрати пари на регенеративний підігрів частини конденсату і нова потужність парової турбіни [за 3, 5];

В результаті теплового розрахунку водогрійного котла було встановлено, що в його низькотемпературній секції можливо підігріти 13,8 % конденсату, а у високотемпературній 38,3 %.

Перерахунок теплової схеми АЕУ з врахуванням зменшення відборів пари на регенеративні підігрівачі показав, що підігрів частини живильної води у водогрійному котлі-утилізаторі дає можливість підвищити електричну потужність паротурбінної установки АЕУ на 4,7%, а ККД – на 1,39% (абс.).

Загальна потужність установки при роботі з ГТД збільшилась на 15,2%, з яких 10,5 % припадають на ГТД, а 4,7 % отримані за рахунок збільшення потужності парової турбіни АЕУ, загальний ККД установки підвищився на 1,81 % (абс.).

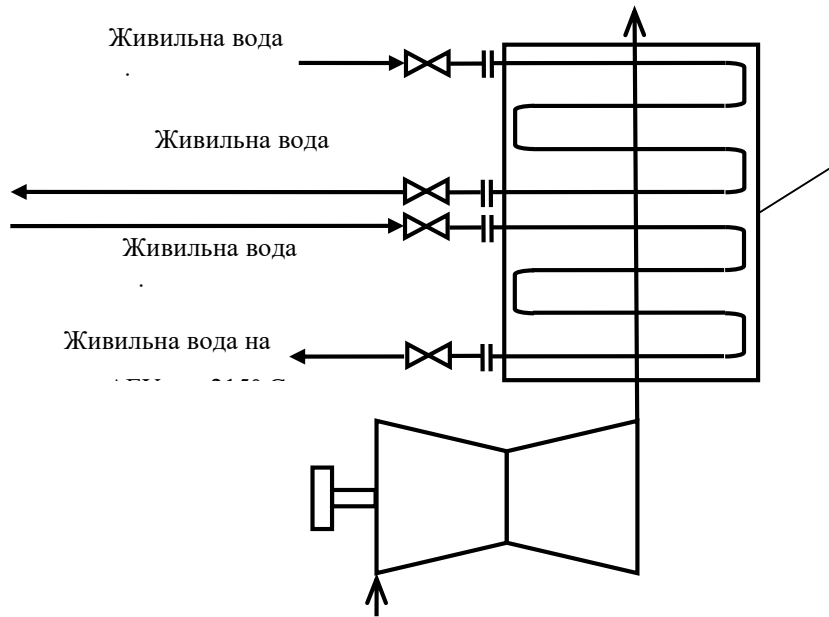


Рисунок 1 – ГТД з водогрійним котлом-утилізатором:

ГТД – газотурбінний двигун; КУВ – водогрійний котел-утилізатор; НТС – низькотемпературна секція котла; ВТС – високотемпературна секція котла; ПНТ – підігрівач низького тиску.

Висновки Розширення АЕУ за рахунок використання газотурбінного двигуна з підігрівом частини живильної води у водогрійному котлі-утилізаторі дає можливість підвищити потужність установки на 15,2%, ККД АЕУ при цьому збільшиться на 1,39% (абс.). Загальний ККД енергетичної установки при сумісній роботі АЕУ і ГТД перевищить ККД АЕУ (без ГТД) на 1,81% (абс.).

REFERENCES

- [1] Плачкова, С. та інш. (2012). Энергетика: история, настоящее и будущее. Книга 4. Развитие атомной энергетики и объединенных энергосистем. Взято з <http://energetika.in.ua/ru/books/book-4>
- [2] Горбов, В. М., Кот, В.П. (2013). Енциклопедія суднової енергетики. Миколаїв: НУК.
- [3] Стерман, Л. С., Тевлин, С. А., Шарнов А. Т. (1982). Тепловые и атомные электростации. М.: Энергоиздат.
- [4] Романов, В.И. (Ред.). (2005). Николаевские газотурбинные двигатели и установки. Николаев: Юг-Информ.
- [5] Васильев, В. К., Санталов, С. А. (1960). Тепловые расчеты судовых паровых и газовых турбоагрегатов. Ленинград.: Судпромгиз.
- [6] Кузнецов, В. В., Кузнецова, С. А., Мовчан, С. М., Соломонюк, Д. М. (2011). Утилізаційні котли газотурбінних установок. Миколаїв: НУК.

Solomoniuk Denys Nikolaevych, Tsyhanok Artem Aleksandrovych

IMPROVING OF NUCLEAR POWER PLANT BY USING OF GAS TURBINE ENGINES

Annotation. Modernization of nuclear power plant by gas turbine engine with heating of part of feed water, which moves from steam power condenser to steam generator, in heat recovery water heater is reviewed. Improvement of maneuver characteristics of power plant and increasing of power on 15.2 % and heat transfer coefficient on 1.81 % (abs.) are provided.

Keywords: nuclear power plant, gas turbine engine, steam turbine, regenerative heating, heat recovery water heater

Соломонюк Д. Н., Цыганок А. А.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АТОМНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Аннотация. Рассмотрено модернизацию атомной энергетической установки газотурбинным двигателем с подогревом в утилизационном водогрейном котле части питательной воды, которая идет с конденсатора паровой турбины на парогенератор. Обеспечено улучшение маневренных характеристик энергетической установки, увеличение мощности на 15,2 %, а КПД – на 1,81 % (абс.).

Ключевые слова: атомная энергетическая установка, газотурбинный двигатель, паровая турбина, регенеративный подогрев, утилизационный водогрейный котел.

УДК 629.12.03

**АНАЛІЗ УМОВ ЕФЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ ПРОДУКТІВ
ТЕРМОХІМІЧНОЇ ОБРОБКИ ВУГЛЕВОДНЕВИХ ПАЛИВ В СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ**

Чередніченко О.К., канд. техн. наук, доцент

Коробейнікова Н.В., викладач

Плюсінна Д.В., Сапельник П.П., студенти

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

oleksandr.cherednichenko@nuos.edu.ua

Анотація. Розглянуто перспективні вимоги, що пред'являються до суднових енергетичних установок. Основною метою дослідження є аналіз умов ефективного використання продуктів парової термохімічної конверсії вуглеводневого палива, отриманих шляхом утилізації скидної теплоти. Результати досліджень можуть бути використані при проектуванні енергетичних установок перспективних суден.

Ключові слова: суднова енергетична установка; термохімічна утилізація; конверсія палива; синтез газ.

Вступ. Згідно зі звітом UNCTAD понад 70% вартості світової торгівлі перевозиться на борту більш ніж 54 тисяч морських суден. Посилюється контроль за забрудненням моря при експлуатації суден. Вимоги законодавчих актів ІМО (International Maritime Organization) жорстко регламентують викиди шкідливих речовин від об'єктів судноплавства. Необхідність зниження впливу суднової енергетики на навколишнє середовище потребує раціонального використання енергії палива в енергетичних установках перспективних суден.

Термохімічні технології перетворення енергії є один з перспективних напрямків, який дозволяє не тільки підвищити ефективність використання палива, а й зменшити шкоду навколишньому середовищу від енергетичних установок суден [1,2,3,4].

Ціль роботи - дослідження умов ефективного використання продуктів конверсії вуглеводневих палив у суднових енергетичних установках.

Основна частина.

Обґрунтовано перспективність використання в суднових енергетичних установках палива з високим вмістом водню, що дає змогу отримати енергоносії, який найбільшою мірою відповідає вимогам ІМО щодо викидів. Порівняння характеристик та показників варіантів отримання та використання такого палива в суднових умовах, дало змогу зробити висновок про доцільність використання термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів з метою парової конверсії базових палив [5,6].

Шляхом математичного моделювання було визначено рівні температур, тиску та співвідношення пара/паливо для ефективної конверсії ряду палив (метанол, природний газ, нафтовий газ різного складу, газоподібне паливо на основі важких вуглеводнів). Визначено, що головними факторами, які впливають на ефективність енергетичної установки з термохімічною утилізацією є [7,8]:

- температурний потенціал потоків енергоносіїв скидного тепла двигунів;
- залежність зміни коефіцієнта збільшення теплоти згорання базового палива від температури реакції (з урахуванням того, що при парової конверсії вуглеводневих палив зростання тиску процесу призводить до зміщення області ефективності конверсії в зону високих температур);
- витрати тепла відхідних газів, які необхідні для здійснення конверсії палива.

Були розглянуті наступні варіанти енергетичних установок з термохімічною утилізацією тепла:

- газотурбінні установки з термохімічною утилізацією тепла відхідних газів;
- комбіновані дизель-газотурбінні установки з термохімічною утилізацією тепла відхідних газів ГТД

шляхом парової конверсії палива.

Висновки.

Розрахунки показують значне зниження досяжного конструктивного індексу енергетичної ефективності судна EEDI у порівнянні з базовими енергетичними установками. Отримані значення Attained EEDI відповідають перспективним вимогам ІМО по EEDI, які набудуть чинності 1 січня 2025 року.

Література

[1] Cherednichenko, O. S. (2010). Ob effektivnosti termokhimicheskoy regeneratsii tepla v gazoturbinnnykh ustanovkakh mobilnykh energokompleksov. *NUS Journal. Electronic Editon*, 1. Retrieved from <http://evn.nuos.edu.ua/issue/view/1382>. [in Russian].

[2] Cherednichenko, O. S., Serbin, S. I. (2018). **Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat.** *Journal of Marine Science and Application*, 17, 1, 122-130.

[3] Cherednichenko, O. S. (2019). **Efficiency analysis of methanol usage for marine turbine power plant operation based on waste heat chemical regeneration.** *Problemele Energeticii Regionale*, 1, 102-111.

[4] Cherednichenko, O. C. (2016). Modelirovanie energokompleksov s termokhimicheskoi regeneratsiei tepla dlya sudov-gazovozov [Modeling of efficiency of ship power plants with thermochemical heat recovery for liquefied natural gas carriers]. *Vestnik dvigatelestroeniya – Herald of Aeroenginebuilding*, 2, 36-41.

[5] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R. (2015). Povyshenie effektivnosti kombinirovannoy energeticheskoy ustanovki termokhimicheskoy regeneratsiei tepla. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7 (124), 94-99. [in Russian].

[6] Cherednichenko, O. C. (2014). Otsenka effektivnosti termokhimicheskoy regeneratsii tepla v dizel-gazoturbinnoy energeticheskoy ustanovke [Evaluation of efficiency of thermochemical heat recovery in diesel-gas turbine power plant]. *Naukovyi visnyk Khersonskoi derzhavnoi morskoi akademii - The scientific bulletin of Kherson state maritime academy*, 2 (11), 89 – 96. [in Russian].

[7] Cherednichenko, O. C. (2017). Povyshenie effektivnosti jenergeticheskikh ustanovok sudov-gazovozov primeneniem termokhimicheskikh tehnologiy [Increase of efficiency of ship power plants of gas carriers with application of thermochemical technologies]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya – ICE*, 1, 46-51. [in Russian].

[8] Cherednichenko, O., Oschip, O., (2013). [Pokazateli gazoturbinnoy ustanovki s termokhimicheskoy regeneratsiei tepla \[Indicators of the gas turbine unit with the thermo-chemical heat regeneration\]. *Motrol*, Vol. 15, Issue 2, pp. 165–170.](#) [in Russian].

Cherednichenko O., Korobyynikova N., Pliusnina D., Sapelnyk P.

Analysis of conditions for use of products of conversion of carbon fuels in ship power plants

The main aim of the research is an analysis of characteristics of innovation marine power plants with the thermo-chemical regeneration of waste heat. Various variants of marine power plants with thermo-chemical heat recovery are presented. The results obtained indicate the effectiveness of the schemes.

Keywords: ship power plant; thermo-chemical recuperation; fuel conversion; syngas

Чередниченко А.К., Коробейникова Н.В., Плюснина Д.В., Сапельник П.П.

Анализ условий эффективного применения продуктов термохимической обработки углеводородных топлив в судовых энергетических установках

Рассмотрены перспективные требования, предъявляемые к судовым энергетическим установкам. Основной целью исследования является анализ условий эффективного применения продуктов паровой термохимической конверсии углеводородного топлива, полученных путем утилизации сбросной теплоты. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании энергетических установок перспективных судов.

Ключевые слова: судовая энергетическая установка; термохимическая утилизация; конверсия топлива; синтез газ

УДК 629.01:629.05.

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ МЕТОДІВ ОЧИСКТИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Личко Б.М. канд. техн. наук, доцент,

Макаренко О.С., асистент

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,

Україна, м. Миколаїв

bohdan.lychko@gmail.com, makarenator@gmail.com

Анотація. *Проводиться аналіз сучасних методів очистки відпрацьованих газів судових двигунів. Розглянуто метод вологого очищення газів на прикладі скрубера фірми Яра.*

Ключові слова: *скрубери, очистка відхідних газів, зони контролю викидів в повітря, оксиди азоту.*

На протязі останніх трьох десятиріч найбільш відомі дизелебудівні компанії виконують дослідження з підвищення екологічності судових дизелів, які працюють на важких сортах палива. Після згоряння важкого палива в атмосферу викидається велика кількість шкідливих речовин.

В теперішній час частка дизельних двигунів в судових енергетичних установках складає більше 90 % світового флоту.

Сучасні вимоги по обмеженню викидів NO_x та SO_x регламентовані положеннями Додатку VI конвенції МАРПОЛ, яка була прийнята Міжнародною Морською Організацією. Це стосується спеціальних районів контролю

викидів оксидів сірки, в цих районах значно знижені максимально допустимі викиди (сірки до нуля, NO_x до 3,4 г/(кВт·год.). Спеціальні райони діляться на ECA 0.1 і ECA 0.5 [1].

У районах ECA 0.1 допускається робота суднових двигунів на паливах з максимальним вмістом сірки 0,1% або співвідношення кількості SO_x до CO_2 не більше 4,3 при використанні установок для очищення вихідних газів (скрубєрів).

У районах ECA 0.5 допускається робота суднових двигунів на паливах з максимальним вмістом сірки 0,5% або співвідношення кількості SO_x до CO_2 не більше 21,7 при використанні скрубєрів.

З 01 січня 2020 року в силу входять вимоги щодо ECA 0.5 на всій поверхні світового океану згідно положеннями Додатку VI конвенції MARPOL. Це значно збільшить експлуатаційні витрати торговельних суден, що пов'язано з застосуванням більш легких сортів палива і збільшенням вартості легкого палива з вмістом сірки менше 0,5 %.

Технологічні схеми очистки вихідних газів (ВГ) суднових теплових двигунів забезпечують: механічну очистку CO_2 за допомогою поверхньо-активних речовин, домішок NO_x – до 90 %, використовуючи каталізатор, наприклад – аміак (метод SCR), домішок SO_x – на стадіях паливопідготовки і при згорянні палива при генерації механічної енергії.

При аналізі методів, які використовуються для очистки вихідних газів, була складена їх загальна класифікація. Як видно з рисунку, існує три незалежні методи. Перші два відрізняються між собою наявністю рідкої фази, як складової процесу очищення вихідних газів, а третій метод базується на використанні специфічних властивостей електричного поля [2, 3].



Рис. 1. Класифікація сучасних методів очистки вихідних газів СЕУ

В практиці експлуатації суден найбільш широке використання отримав вологий метод очищення вихідних газів (скрубєри) [4]. Типова технологічна схема скрубєру приведена нижче на рис. 1. При цьому взаємодія газів відбувається з рідиною. Через товщу вихлопних газів прокачується мілко розпилена прісна або солоня вода великим потоком. Кількість прокачаної води залежить від навантаження двигуна, процентного вмісту сірки у паливі, співвідношення NO_x у вихідних газах до CO_2 . Осідання частинок сажі та молекул сірки відбувається на каплі або на плівку стікаючої рідини. Потім вода стікає в циркуляційний танк (робота у закритому контурі) або викачується за борт (робота у відкритому контурі). При цьому дуже важливим фактором роботи скрубєру є контроль рН на виході із скрубєру, тому що молекули сірки значно знижують рН робочої води на виході із скрубєру. А це в свою чергу знижує спроможність робочої води поглинати атоми сірки, тому знижується степінь очистки вихлопних газів.

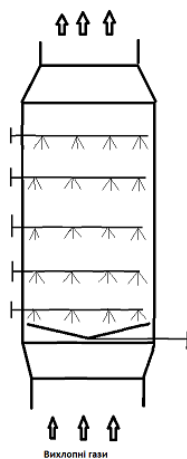


Рис. 2. Принципова схема скрубєрної установки

Перелік використаної літератури:

- [1] Міжнародна Конвенція MARPOL 73/78 [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.lr.org/th/marpol-international-convention-for-the-prevention-of-pollution/ (дата звернення: 18.09.2019)
- [2] Голубев, М.В. (2016). Совершенствование процессов фильтрации и охлаждения отработавших выхлопных газов судовой дизельной установки. Автореферат диссертации кандидата технических наук: 05.05.03. Одеса.
- [3] Winnes, H., Fridell, E. (2010). Particle emission from ships: Dependence on fuel type. *J. Air Waste Manage*, 59, P 1391–1398.
- [4] Технічна документація скуберу фірми YARA тип 2170-30-4 [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.yaramarine.com/ (дата звернення: 18.09.2019)

Bohdan M. Lychko, Oleksandr S. Makarenko

ANALYSIS OF MODERN METHODS OF EXHAUST GAS CLEANING IN MARINE POWER PLANTS

Annotation. Analysis of modern methods of exhaust gas cleaning in marine power plants is made.

Keywords: scrubbers, emission control areas, exhaust gas cleaning systems.

Лычко Б.М., Макаренко А.С.

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ОЧИСТКИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Аннотация. Проводится анализ современных методов очистки выхлопных газов судовой энергетической установки.

Ключевые слова: скруббер, зоны контроля выбросов, системы очистки выхлопных газов.

УДК 656.13:502.5

ЕКОЛОГО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМ ОЧИЩЕННЯ СУДНОВИХ НАФТОВІСНИХ ВОД ТА МЕТОДИКА ЇЇ ОЦІНКИ

Ратушняк Ігор Олександрович, к.т.н., доцент; Ратушняк Любов Петрівна, викладач НУК
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, igor.ratushnyak@nuos.edu.ua

Анотація. Розглянуто особливості методики оцінки еколого-економічної ефективності систем очищення суднових НВВ та проблемні питання її застосування.

Ключові слова: нафтовмісні води, суднові системи очищення, ефективність.

Світовий океан відіграє все більшу роль у житті людства, тому погіршення стану навколишнього морського середовища призводить до значних економічних витрат у результаті деградації природних ресурсів. У світовій статистиці найпоширенішим і небезпечним забруднювачем води є нафта й нафтопродукти, площа покриття якою сягла вже 1/5 загальної поверхні. Якщо врахувати, що до акваторії Чорного моря надходить всього 0,1% загальної кількості нафти, що транспортується, то реальне попадання нафтових компонентів до екосистеми Чорного моря становить приблизно 270 тис. тонн, що вище прийнятих на цей час оцінок у 2–2,5 рази [1]. Згідно зі статистикою, найбільші збитки морському середовищу наносить морський транспорт, однак існування та ефективне функціонування цивілізації неможливо без судноплавства.

Стосовно судноплавства, слід говорити у першу чергу про експлуатаційне забруднення, яке включає як автоматичне скидання забруднюючих речовин у процесі роботи судна, так і навмисні скидання відходів, що утворюються в процесі експлуатації судна. Для зменшення або повного запобігання таких скидань встановлюються норми й стандарти, що стосуються конструкції суден та їх устаткування, а також санкції відносно винних осіб.

Наявність суднової системи очищення НВВ на суднах, що виконують міжнародні рейси, є технічним інструментом у реалізації політики ІМО стосовно захисту морського середовища від забруднення. Аналіз практики національного міжнародного законодавства з питань забруднення моря нафтою з суден показує, що вирішення проблем захисту від забруднень повинно йти з наступних напрямків:

1. поширення на міжнародне судноплавство положень міжнародного морського права стосовно охорони моря;
2. безпосереднє використання у практичній діяльності держав правових норм, що регулюють охорону навколишнього середовища, обов'язкових для торговельних суден і військових кораблів;
3. вдосконалення національних відомчих положень, рекомендацій, інструкцій з охорони та захисту морського середовища від забруднення;

4. здійснення у національних масштабах організаційних і технічних заходів, що забезпечують захист морського середовища від забруднення.

Незважаючи на високий загальний науково-технічний потенціал, велику кількість законодавчих актів, багато питань у галузі запобігання забрудненню моря НВВ ще не вирішені. Враховуючи гостру потребу судноплавства у дотриманні законодавства, необхідно вдосконалювати методи оцінки ефективності систем очищення суднових НВВ для збалансування економічних й екологічних інтересів суспільства й господарюючих суб'єктів.

Під еколого-економічною ефективністю запобігання забруднення акваторій розуміється виражена у вартісній формі величина попереджених збитків економіці, за винятком витрат природоохоронного призначення, приведених до річної розмірності відповідно до нормативного коефіцієнту ефективності капітальних вкладень [2].

Еколого-економічна ефективність характеризується наступними показниками:

- капітальні вкладення;
- експлуатаційні витрати;
- збитки від забруднення навколишнього середовища;
- відвернений збиток;
- норми штрафів за забруднення моря нафтою;
- еколого-економічний ефект.

Існує потреба вдосконалювати існуючі методи визначення еколого-економічної ефективності систем очищення суднових НВВ. Для підвищення ефективності систем очищення суднових НВВ та мінімізації витрат на очищення води необхідно вміти оцінювати оптимальні техніко-економічні показники систем.

Система очищення суднових НВВ характеризується наступними характеристиками:

- вартість системи;
- вартість монтажу системи на судні;
- продуктивність;
- очисна здатність;
- експлуатаційні витрати.

Під економічною ефективністю суднових систем очищення слід розуміти властивість системи виконувати задані функції із необхідною якістю очищення при відповідних витратах і попередженим збитком. Це визначення має фіксовані характеристики: регламентована якість, відповідні витрати, попереджені збитки.

Продуктивність системи очищення є невід'ємною й необхідною складовою економічної ефективності систем очищення суднових НВВ, тому, для її підвищення важливою умовою є оптимальна комбінація продуктивності очисного устаткування та його вартості. При виборі системи очищення, покупець з метою мінімізації витрат на очищення НВВ бере до уваги дві основні техніко-економічні характеристики: вартість установки та її продуктивність (пропускна здатність), на рис. 1 наведено такий порівняльний аналіз установок [3].

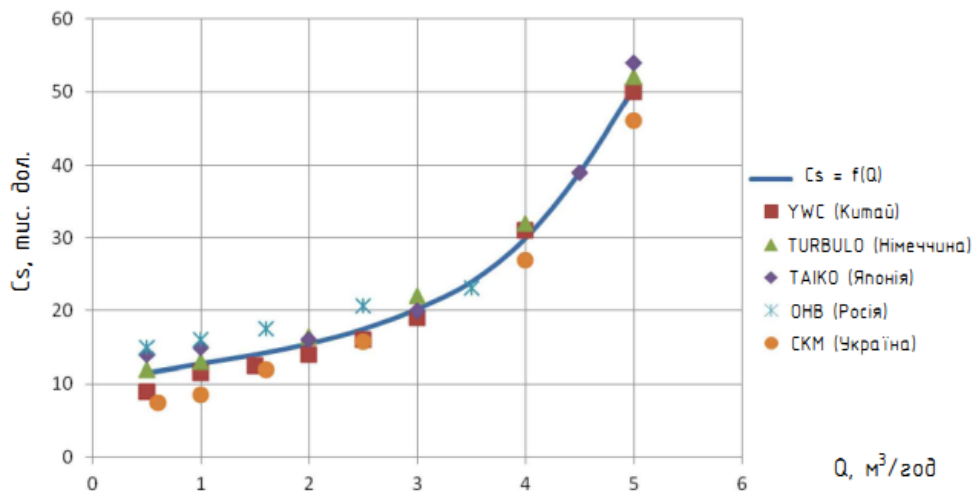


Рис. 1 Залежність усередненої вартості систем ОНВ від їх продуктивності [3]

У процесі визначення раціональних техніко-економічних показників [3] встановлено, що при продуктивності системи 3,5 м³/год співвідношення вартості системи та її продуктивності має раціональний оптимум, тобто система має підвищену продуктивність при відносно мінімальній вартості. Це пояснюється тим, що при понижених продуктивності системи менше 3,5 м³/год, пониження вартості системи відбувається більш повільно (рис. 1), внаслідок того, що в основному зменшується вартість самої фільтруючої установки, а вартість допоміжного устаткування (трубопроводи, пристрої контролю концентрації, автоматика) понижується несуттєво. При збільшенні продуктивності більше 3,5 м³/год, підвищення вартості системи відбувається більш швидкими темпами, тому що при підвищеній продуктивності суттєво збільшуються маса, габарити й металоємність конструкції (збільшується

товщина стінки корпусу) фільтруючої установки, крім того, потрібне застосування додаткового фундаменту й закріплення фільтруючої установки.

Співвідношення вартості системи очищення НВВ та її очисної здатності наведено на рис. 2, значення раціональної очисної здатності системи очищення суднових НВВ визначене у роботі [3] дорівнює $4,7 \text{ млн}^{-1}$, що відповідає вимогам ІМО [1].

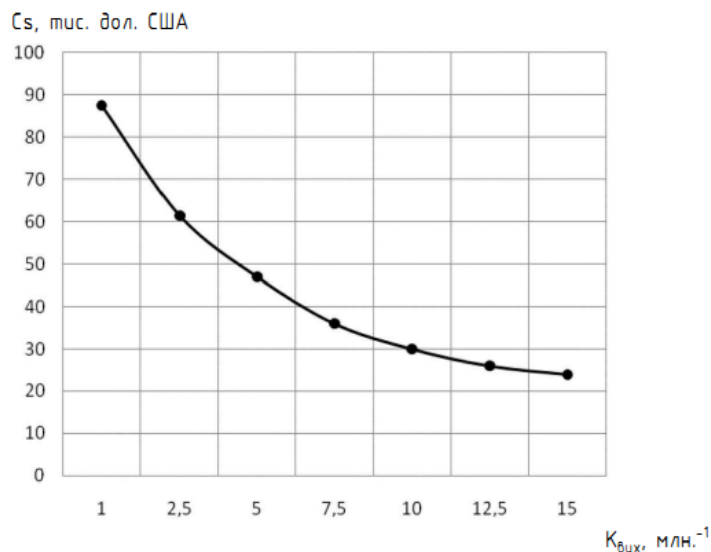


Рис. 2 Залежність вартості системи ОНВ від її рівня очищення

Важливим фактором для підвищення економічної ефективності очищення суднових НВВ є правильний вибір її продуктивності залежно від добового обсягу накопичення НВВ, типу, віку й водотоннажності судна. На Україні обсяг добового накопичення НВВ і продуктивність системи очищення НВВ визначається згідно з рекомендаціями ГСТ 5.5064-83 «Судна морські. Запобігання забрудненню моря нафтою. Технічні вимоги», який видано 1983 року і на цей час моральне застарів, не враховує змін експлуатаційних і конструктивних характеристик суднових систем і устаткування.

У результаті досліджень ряду авторів [1, 3], доведено, що фактична продуктивність систем очищення багатьох суден необґрунтовано суттєво завищена (у 2–4 рази). Таким чином, значно завищується вартість системи й вартість очищення води, тому знижується економічна ефективність таких систем. Для визначення величини попереджених економічних збитків системою очищення суднових НВВ, була запропонована методика, що при розрахунках добового обсягу накопичення НВВ враховує водотоннажність, потужність ГЕУ, тип й вік судна – СОУ МПП 47.020-65:2005. «Судна морські. Запобігання забрудненню моря нафтою. Норми добового накопичення НВВ машинних приміщень суден і методика розрахунків пропускної здатності систем очищення» [4]. Однак названий нормативний документ на Україні носить рекомендаційний характер, тому для законодавчого закріплення нових норм добового накопичення НВВ і визначення продуктивності систем очищення необхідна розробка нового галузевого стандарту.

При оцінці еколого-економічної ефективності систем очищення суднових НВВ спочатку визначається добовий обсяг накопичення суднових НВВ в залежності від водотоннажності судна або потужності ГЕУ, потім враховується термін експлуатації судна і його тип, хоча виникають питання стосовно відповідності судна вимогам ІМО, тому тут потрібні додаткові дослідження

Модель, запропонована у роботах [1, 3], дозволяє більш точно й спрощено розрахувати економічний ефект для систем очищення суднових НВВ, і є основою, яка потребує певного корегування, для визначення еколого-економічних параметрів систем очищення суднових НВВ: величини попередженого збитку, вартості зібраних нафтопродуктів, прибутку від впровадження більш глибокого очищення, експлуатаційних витрат.

Крім розробки галузевого стандарту, доцільно розглянути і заходи економічного стимулювання, що полягають у наданні податкових та інших пільг при впровадженні найкращих існуючих технологій при здійсненні ефективних заходів по охороні навколишнього середовища. Не всі напрямки економічного стимулювання можуть бути реалізовані, що пов'язано із недосконалістю нормативно-правової бази та станом економіки України. Не склалися конкретні механізми надання кредитних пільг, заохочення виробництва екологічно чистої продукції, не було введено спеціальне оподаткування стосовно екологічно шкідливої продукції.

Висновки:

1. Жорсткі вимоги МАРПОЛ-73/78 і національних законодавчих актів відносно суднових систем очищення потребують методик оцінки еколого-економічної ефективності систем очищення НВВ. Неефективна робота таких систем призводить до збільшення техногенного навантаження на водні ресурси й арешту суден, внаслідок чого судовласник несе витрати від простою й оплати штрафів.

2. Впровадження відкорегованої методики, запропонованої у роботах [1, 3], при модернізації або розробці систем очищення суднових НВВ дозволить не тільки задовольнити міжнародні й національні вимоги екологічних стандартів, але також дасть значний економічний ефект і підвищить екологічну безпеку суден.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

[1] Истомин, В. (2003). *Предотвращение загрязнения моря нефтью при эксплуатации судов*. Севастополь: Изд-во Севастоп. нац. техн. ун-та.

[2] Гусев, А. (2001). Методы экономической оценки ущерба от загрязнения окружающей природной среды. *Экономика природопользования: обзор информации*, №5, 25–39.

[3] Хлебникова, В., Тверская, Е. (Ред.). (2013). *Методика расчета рациональной производительности систем очистки судовых нефтесодержащих вод*. Материалы VIII Всеукраинской научно-технической конференции молодых ученых и студентов. Севастополь.

[4] *Суда морские. (2006). Предотвращение загрязнения моря нефтью. Нормы суточного накопления нефтесодержащих вод машинных помещений судов и методика расчета пропускной способности систем очистки: СОУ МПП 47.020-65:2005*. Севастополь: Изд-во СевНТУ.

Ratushniak I.O., Ratushniak L.P.

Ecological and economic efficiency of marine oil-containing water treatment systems and methods of its evaluation

Annotation. *The peculiarities of the methodology of estimation of ecological and economic efficiency of marine OCW treatment systems and problems of its application are considered.*

Keywords: *oil-containing waters, marine treatment systems, efficiency.*

Ратушняк И.А., Ратушняк Л.П.

Эколого-экономическая эффективность систем очистки судовых нефтесодержащих вод и методика ее оценки

Аннотация. *Рассмотрены особенности методики оценки эколого-экономической эффективности систем очистки судовых нефтесодержащих вод и проблемные вопросы ее применения.*

Ключевые слова: *нефтесодержащие воды, судовые системы очистки, эффективность.*

УДК 621.829

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПОНОВЛЕННЯ РЕОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОТОРНОГО МАСТИЛА СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Сагін Сергій Вікторович
Національний університет «Одеська морська академія»,
Одеса, Україна
saginsergii@gmail.com

Анотація. Досліджено процес поновлення реологічних характеристик моторних мастил, що використовуються у циркуляційних системах мащення суднових дизелів. Встановлено позитивний вплив збільшення інтенсивності доливання мастила в систему мащення з одночасним використанням поверхнево-активної присадки на його експлуатаційні та реологічні характеристики.

Ключові слова: судновий дизель; система циркуляційного мащення; в'язкість, інтенсивність доливання мастила; поверхнево-активні присадки.

Під час експлуатації двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) морських і річкових суден здійснюється безперервний і періодичний контроль не тільки показників, що характеризують робочий цикл дизеля (тиску і температури в характерних точках, частоти обертання, потужності, температури випускних газів), але також експлуатаційних і реологічних характеристик моторного мастила. При цьому, основними параметрами, контроль яких обов'язковий в процесі експлуатації дизеля, є: в'язкість, густина, кислотне число, температура спалаху, зміст води і механічних домішок. В процесі експлуатації ці параметри постійно змінюються, причому в деяких випадках можуть перевищувати гранично допустимі значення (бракувальні показники). Це неминуче призводить до збільшення контактних напруг в основних трибологічних системах і підвищення втрат енергії, що витрачається на їх подолання [1].

У зв'язку зі збільшенням тиску і температури циклу, підвищенням крутного моменту, зміною конструкції, ускладненням умов експлуатації, підвищенням часу роботи сучасних дизелів на максимальних навантаженнях умови роботи мастил як в лубрикаторних, так і в циркуляційних системах змащування стали більш жорсткими. У той же час, терміни заміни мастил безперервно збільшуються завдяки поліпшенню їх експлуатаційних властивостей. Передчасна заміна мастил економічно недоцільна, оскільки збільшується їх витрата, витрати на технічне обслуговування, запасні частини і т.д. З іншого боку, збільшення терміну служби мастил призводить до підвищеного зносу деталей дизеля, що знижує його надійність, збільшує відмови в роботі, сприяє підвищенню необоротних втрат енергії. Визначення оптимальної періодичності заміни мастил є трудомісткою тривалою роботою, спочатку визначається заводом-виробником, коригується за результатами експлуатації та тягне за собою фінансові та експлуатаційні витрати. Тому актуальним є вирішення завдання поновлення реологічних характеристик мастила в процесі його експлуатації [2].

Періодичне додавання мастила в процесі експлуатації частково відновлює його первинні властивості, перш за все це відноситься до таких параметрів, як в'язкість, кислотне число, температура спалаху. Однак, незважаючи на можливе відновлення реологічних характеристик, через певний час моторне мастило підлягає повній заміні. Періодичність такої заміни залежить від властивостей і характеристик мастила; типу, технічного стану і умов експлуатації дизеля; технічного стану всіх компонентів системи мащення; способу фільтрації мастила; використовуваного палива і інших чинників. Необхідність повної заміни обумовлена втратою основних експлуатаційних якостей мастила, тобто його старінням.

Повна заміна мастила в судових умовах вимагає виведення двигуна з експлуатації, причому цей період включає не тільки саму процедуру заміни мастила, але і очищення поверхонь тертя від експлуатаційних забруднень. Виконання цього завдання для головних двигунів відбувається під час стоянки судна і може бути заздалегідь заплановано з урахуванням рейсового завдання, характеристик вантажу і майбутніх вантажних операцій. У зв'язку з постійною зміною навантаження судової електростанції, для дизелів, що виконують функції допоміжних, тривалий виведення з експлуатації спрогнозувати досить важко. Тому для їх мастильних систем найбільш ефективним є процес періодичного доливання мастила.

З урахуванням вищевикладеного метою дослідження було визначення оптимальних термінів заміни чи поповнення мастилом об'ємів системи мащення, які сприятимуть поновленню та підтриманню у встановлених межах реологічних характеристик моторного мастила.

Як правило, в умовах експлуатації ДВЗ поповнення обсягу мастила циркуляційної системі здійснюється шляхом доливання мастила при досягненні мінімального рівня в картері (якщо дизель з «мокрим» картером) або в стічній цистерні (якщо двигун з «сухим» картером). Періодичність цього процесу становить один раз в 3...5 діб, в залежності від типу мастильної системи, навантаження на двигун і часу його роботи. При цьому свіже мастило, змішуючись з мастилом, що має певний напрацювань в дизелі, повністю не відновлює експлуатаційні та реологічні характеристики отриманої таким чином суміші. Відхилення в цих параметрах тим більше, чим більше був термін між поповненням мастила в системі [3].

Дослідження виконувалися для судового моторного мастила Castrol TPL 203 з наступними основними характеристиками:

- клас в'язкості по SAE – 30,
- густина при 15°C – 920 кг/м³;
- в'язкість при 40°C – 102 сСт;
- лужне число – 20 мгКОН/г;
- призначення – забезпечення змащування циліндро-поршневої групи і кривошипно-шатунного механізму тронкових двигунів при їх роботі на важкому паливі.

Мастило Castrol TPL 203 використовувалося в циркуляційної мастильної системі судових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, що мають такі основні характеристики:

- тип – чотиритактний;
- число циліндрів – 6 (розташування рядне);
- номінальна потужність – 885 кВт;
- частота обертання – 900 об/хв;
- діаметр циліндра – 220 мм;
- хід поршня – 320 мм.

У таблиці 1 наведені дані щодо зміни експлуатаційних і реологічних характеристик мастила. При цьому параметр «реологічна стійкість» визначається як збільшення в'язкості у граничному шарі мастила у порівнянні з об'ємною в'язкістю і не входить в число параметрів, рекомендованих для моніторингу фірмою виробником.

Зміна реологічних характеристики мастила в процесі експлуатації

Показник	Базове значення	Час експлуатації, години			
		25	50	75	100
В'язкість (кінематична) при 50°C, сСт	102	109	114	118	121
Реологічна стійкість, %	+10,36	+8,76	+6,38	+5,95	+5,44
Густина при 20°C, кг/м ³	920	897	881	853	846
Кислотне число, мГКОН/г	0,75	0,78	0,8	0,82	0,83

Як видно з таблиці 1, значення всіх параметрів погіршуються і з плином часу наближаються до максимально допустимим бракувальним показникам. Таким чином, підтримка регламентованого часу доливання мастила в систему виводить двигун на межу надійної роботи системи, а в критичній ситуації може привести до аварії. Саме тому, виникає необхідність пошуку оптимальних термінів поповнення мастильної системи новим мастилом [4].

У зв'язку з цим, при дослідженнях ставилося завдання раціонального збільшення частоти доливання мастила в систему, яка визначалася шляхом контролю експлуатаційних і реологічних характеристик мастила. Її рішення здійснювалося безпосередньо в судових умовах, при цьому допоміжна енергетична установка судна складалася з трьох однотипних дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, що дало можливість проведення паралельних експериментів з різною інтенсивністю поповнення мастила в обсяг циркуляційної системи.

Схема судової циркуляційної системи мащення дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, що відповідає проведеним експериментам, показана на рис. 1.

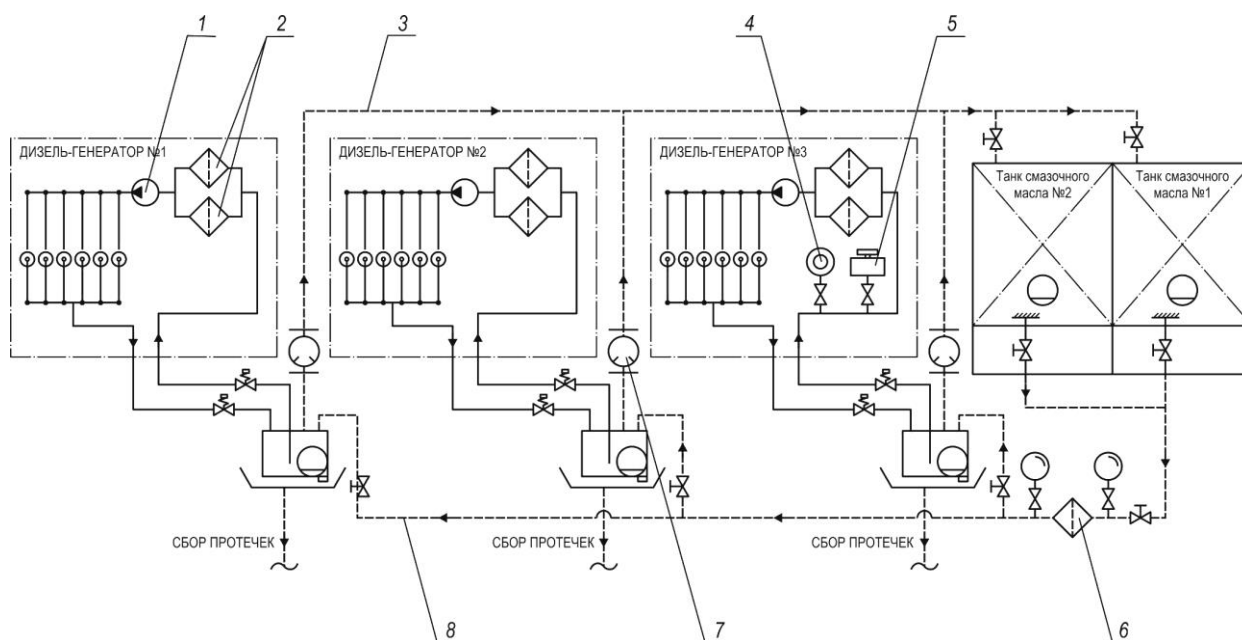


Рис. 1. Схема модернізації циркуляційної системи мащення судових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar при проведенні експерименту:

- 1 – мастильний насос; 2 – мастильний фільтр тонкого очищення; 3 – магістраль відведення парів мастила і повітря; 4 – витратомір; 5 – дозатор присадки; 6 – мастильний фільтр грубого очищення; 7 – відділювач мастила; 8 – магістраль підведення мастила

Дизелі працювали поперемінно з практично однаковим навантаженням, діапазон якої змінювався в досить широких межах (250...750 кВт), з однаковим часом експлуатації на протязі доби (12...15 годин). Перший дизель-генератор залишався «контрольним» і зміни в частоті доливання мастила в систему на ньому не проводилося. Таким чином, даний дизель працював 100 годин без поповнення системи мащення. За даний період часу кількість мастила в системі не опускалося нижче граничного рівня, а експлуатація двигуна проводилася з дотриманням всіх вимог, що пред'являються. У систему мащення другого дизель-генератора мастило до верхнього допустимого рівня доливалось через кожні 25 годин роботи. У систему мащення третього – через кожні 10 годин при одночасному додаванні поверхнево-активної присадки [5]. Результати, отримані під час експерименту, відображені в таблиці 2 і наведені на рис. 2, на якому зміна параметрів наведено у відсотках.

Зміна характеристик мастила при проведенні експерименту

Показник	Базове значення	Час експлуатації, години			
		25	50	75	100
Інтервал доливання мастила 100 годин					
В'язкість (кінематична) при 50°C, сСт *	102	$\frac{109}{6,86}$	$\frac{109}{11,76}$	$\frac{118}{15,69}$	$\frac{121}{18,63}$
Реологічна стійкість, % **	10,36	$\frac{8,76}{-15,44}$	$\frac{6,38}{-38,42}$	$\frac{5,95}{-42,57}$	$\frac{5,44}{-47,49}$
Густина при 20°C, кг/м ³ **	920	$\frac{897}{-2,5}$	$\frac{881}{-4,24}$	$\frac{853}{-7,28}$	$\frac{844}{-8,24}$
Кислотне число, мгКОН/г *	0,75	$\frac{0,78}{4,00}$	$\frac{0,80}{6,67}$	$\frac{0,83}{10,67}$	$\frac{0,85}{13,33}$
Інтервал доливання мастила 25 годин					
В'язкість (кінематична) при 50°C, сСт *	102	$\frac{108}{5,88}$	$\frac{110}{7,84}$	$\frac{113}{10,78}$	$\frac{114}{11,76}$
Реологічна стійкість, % **	10,36	$\frac{9,32}{-10,04}$	$\frac{7,80}{-24,71}$	$\frac{7,13}{-31,18}$	$\frac{6,72}{-35,14}$
Густина при 20°C, кг/м ³ **	920	$\frac{903}{-1,89}$	$\frac{883}{-4,02}$	$\frac{880}{-4,35}$	$\frac{875}{-4,89}$
Кислотне число, мгКОН/г *	0,75	$\frac{0,77}{2,67}$	$\frac{0,785}{4,67}$	$\frac{0,80}{6,67}$	$\frac{0,82}{9,33}$
Інтервал доливання мастила 10 годин з додаванням поверхнево-активної присадки					
В'язкість (кінематична) при 50°C, сСт *	102	$\frac{104}{1,96}$	$\frac{105}{2,94}$	$\frac{105}{2,94}$	$\frac{106}{3,92}$
Реологічна стійкість, % **	10,36	$\frac{9,86}{-4,83}$	$\frac{9,44}{-8,88}$	$\frac{8,83}{-14,77}$	$\frac{8,64}{-16,60}$
Густина при 20°C, кг/м ³ **	920	$\frac{912}{-0,87}$	$\frac{908}{-1,30}$	$\frac{905}{-1,63}$	$\frac{904}{-1,74}$
Кислотне число, мгКОН/г *	0,75	$\frac{0,755}{0,67}$	$\frac{0,76}{1,33}$	$\frac{0,765}{2,00}$	$\frac{0,77}{2,67}$

* – в знаменнику процентна зміна параметра в порівнянні з базовим значенням;

** – знак «-» означає зниження параметра в порівнянні з базовим значенням.

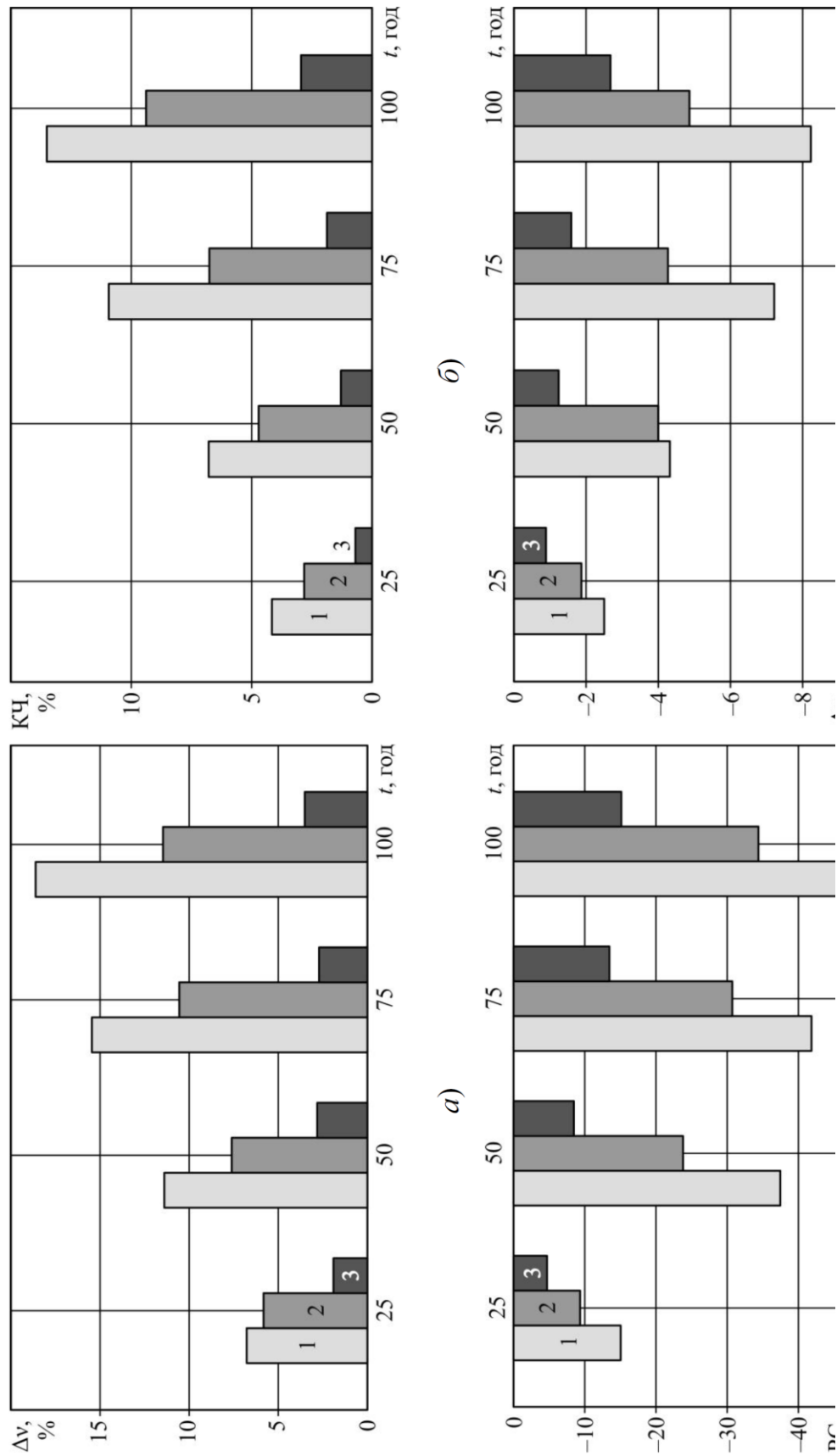


Рис. 2. Зміна характеристик моторного мастила під час експлуатації при різній інтенсивності доливання мастила:
 1 – через 25 годин роботи; 2 – через 50 годин роботи; 3 – через 100 годин роботи з додаванням поверхнево-активної присадки;
 а) в'язкість; б) реологічна стійкість; в) кислотне число; г) густина

З приведених результатів можливо зробити наступні висновки.

1. При інтервалі доливання мастила 100 годин (час, який рекомендується заводом-виробником) в'язкість мастила поступово збільшує до 18,63 % (при максимально можливому збільшенні цього показника 20 %), що

виводить дизель на межу надійної роботи. Аналогічна тенденція спостерігається з іншими реологічними показниками моторного мастила – густиною, кислотним числом, реологічною стійкістю.

2. Збільшення інтенсивності доливання мастила сприяє більш повільному відхиленню основних якісних показників моторного мастила від базового значення, насамперед в'язкості, яка при зміні інтенсивності доливання зі 100 до 25 годин зростає на 11,76 %.

3. Найбільш ефективним способом поновлення реологічних показників моторного мастила є скорочення інтенсивності доливання мастила до 10 годин з одночасним використанням поверхнево-активної присадки. При цьому зростання в'язкості здійснюється лише на 3,92 % при знаходженні інших показників (реологічної стійкості, густини та кислотного числа) в діапазоні рекомендованих та можливих значень.

Наведені результати свідчать про позитивний вплив збільшення інтенсивності доливання мастила в систему мащення з одночасним використанням поверхнево-активної присадки на його експлуатаційні характеристики.

Слід також відзначити кращий стан технічний стан основних поверхонь дизелів, що мають більш інтенсивний долив мастила. Наприклад, при проведенні планових моточісток дизелів було встановлено, що деталі циліндрової групи і підшипників руху «експериментальних» дизелів мають менші утворення нагарів і шорсткість поверхонь ніж «контрольний» дизель, що свідчить про більш якісний процес їх мащення. Таким чином, більш часте поповнення системи мащення та одночасне використання поверхнево-активних присадок не тільки підтримує і поновлює експлуатаційні та реологічні характеристики моторного мастила, але і сприяє більш надійній роботі судових дизелів.

ЛІТЕРАТУРА

[1] Sagin, S. V., Solodovnikov, V. G. (2015). Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines. *Modern Applied Science*; 9(5), 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

[2] Сагин, С. В., Заблоцкий, Ю. В. (2012). Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей. *Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал*, 4, 68-81.

[3] Sagin, S. V., Semenov, O. V. (2016). Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors. *American Journal of Applied Sciences*, 13(2), 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

[4] Sagin, S. V., Semenov, O. V. (2016). Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specificarion. *American Journal of Applied Sciences*, 13(5), 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627

[5] Сагин, С. В., Семенов А. В. (2015). Оценка вязкости масла при обеспечении режимов смазывания цилиндровой группы судовых дизелей. *Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб.*, 36, 104-114.

Sagin S.V.

Ensuring optimal recovery of rheological characteristics of lubricating oil of marine diesel

The process of restoration of the rheological characteristics of motor oils used in the circulating lubrication systems of marine diesel engines is investigated. The positive effect of increasing the intensity of adding oil to the circulating lubrication system with the simultaneous use of surface-active additives on its operational and rheological characteristics is established.

Keywords: marine diesel; circulation lubrication system; viscosity, oil topping intensity; surfactant additives

Сагин С.В.

Обеспечение оптимального восстановления реологических характеристик моторного масла судовых дизелей

Исследован процесс восстановления реологических характеристик моторных масел, используемых в циркуляционных системах смазки судовых дизелей. Установлено положительное влияние увеличения интенсивности долива масла в циркуляционную систему смазывания с одновременным использованием поверхностно-активного присадки на его эксплуатационные и реологические характеристики.

Ключевые слова: судовой дизель; система циркуляционного смазывания; вязкость, интенсивность долива масла; поверхностно-активные присадки

УДК 621.829

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ ПЕРЕПУСКУ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Куропятник Олексій Андрійович
 Національний університет «Одеська морська академія»,
 Одеса, Україна
kuropyatnyk83@gmail.com

Анотація. Проаналізовано процес управління випускними газами суднового дизеля 6L20 фірми Wartsila. Наведено результати досліджень щодо визначення впливу ступеня перепуску випускних газів на питому ефективну витрату палива і емісію оксидів азоту. Встановлено, що перепуск газів на 3,33...15,42 % знижує емісію оксидів азоту та на 2,66...4,43 % підвищує питому витрату палива суднових дизелів.

Ключові слова: судновий середньо-обертовий дизель; система перепуску випускних газів; емісія оксидів азоту; питома ефективна витрата палива.

Зростаюче забруднення атмосфери викидами теплових двигунів транспортних засобів – одна з найбільш важливих і складних проблем сучасності. Особлива увага при цьому приділяється морському транспорту, шкідливі викиди якого відіграють значну роль як в глобальній проблемі, так і в регіональному і локальному забрудненні повітряного басейну. Постійне зростання кількості суден і потужності їх двигунів призводить до збільшення обсягу палива, що ними спалюється, а отже, до великих викидів шкідливих компонентів з випускними газами.

Основним документом, який регламентує шкідливі викиди в атмосферу від морських транспортних суден, є Додаток VI до Міжнародної конвенції по запобіганню забрудненню з суден (МАРПОЛ). Цим документом викиди оксидів сірки SO_x запропоновано унормувати відповідно до вмісту сірки в паливі, а викиди оксидів азоту NO_x – виходячи з типу суднового дизеля [1]. Додаток VI МАРПОЛ (Правила запобіганню забрудненню повітряного середовища з суден) встановлює рівневий підхід до скорочення цих викидів:

- рівень Tier I являє собою межу вмісту оксидів азоту NO_x в викидах дизелів суден, побудованих після 1 січня 2000 р але до 2011 р.;
- рівень Tier II – стандарт за вмістом NO_x для двигунів, встановлених на суднах, побудованих 1 січня 2011 року або після цієї дати;
- рівень Tier III – стандарт за вмістом NO_x в викидах двигунів, встановлених на суднах, побудованих 1 січня 2016 року або після цієї дати.

В даний час на морських транспортних суднах використовуються дизелі, відповідні рівням Tier II і Tier III. При цьому викиди NO_x двигунів рівня Tier II в залежності від номінальної частоти обертання колінчастого вала дизеля n в об/хв, повинні складати:

- 14,4 г/(кВт·год) – при $n < 130$ об/хв;
- $44n^{-0,23}$ г/(кВт·год) – при $130 < n < 2000$ об/хв;
- 7,7 г/(кВт·год) – при $n \geq 2000$ об/хв.

Двигуни рівня Tier III повинні забезпечувати наступні вимоги щодо вмісту NO_x в випускних газах:

- 3,4 г/(кВт·год) – при $n < 130$ об/хв;
- $9n^{-0,2}$ г/(кВт·год) – при $130 < n < 2000$ об/хв;
- 2,0 г/(кВт·год) – при $n \geq 2000$ об/хв.

Слід зазначити, що виконання вимог рівня Tier II можливо за рахунок зміни конструкції двигуна. У той же час досягнення норм рівня Tier III неможливо без використання спеціальних технологій. До їх числа можуть бути віднесені технології каталітичного відновлення оксидів азоту до елементарного азоту за допомогою добавок аміаку або сечовини; рециркуляція випускних газів (Exhaust Gas Recirculation – EGR); перепуск випускних газів (Exhaust Gas Wastegate – EGW); перехід на зріджений природний газ [2].

Використання для зниження концентрації NO_x перепуску випускних газів (система EGW) засновано на зменшенні кількості газів, що надходять до газотурбонагнетача (ГТН). При цьому знижуються частота обертання ГТН, тиск і кількість повітря, що нагнітається в циліндр повітря. Перепуск газів здійснюється за допомогою спеціального клапана, що дозволяє направляти частину газів не до ГТН, а безпосередньо в газовипускную трубу. В даний час системи EGW встановлюються на суднових середньо-обертових головних і допоміжних дизелях.

Виходячи з цього, метою досліджень було визначення оптимального обсягу перепуску випускних газів суднового середньо-обертового дизеля 6L20 Wartsila. При цьому з одного боку повинні бути забезпечені найкращі для розглянутого режиму роботи дизеля екологічні показники (концентрація NO_x в випускних газах), а з іншого – мінімальне збільшення (у порівнянні з режимом роботи без перепуску) питомої ефективної витрати палива.

Експерименти виконувалися на судновому середньо-обертовому дизелі 6L20 Wartsila (з номінальною потужністю $N_{\text{ном}}=1200$ кВт), який виконує функції дизель-генератора в складі суднової електростанції. Як система управління випускними газами на дизелі встановлено система EWG. Використання цієї системи фірма Wartsila рекомендує в першу чергу для обмеження тиску наддувочного повітря при високих навантаженнях і лише як

додаткову функцію – для зниження викидів NO_x . Принципова схема системи EWG суднового дизеля 6L20 фірми Wartsila показана на рис. 1. Відповідно до інструкції по експлуатації дизеля система EWG забезпечує перепуск газів в діапазоні 0...10 % [3].

Повітря, що нагнітається компресором, охолоджується в охолоджувачі наддувочного повітря 6 і надходить у циліндри 8 через продувний ресивер 7. У дизелі (традиційно для середньо-обертових дизелів фірми Wartsila) реалізується імпульсна система газотурбінного наддуву, при якій випускні гази з циліндрів 8 по окремим газоходам надходять на лопатки ГТН. Залежно від положення перепускного клапана 3 (переміщення якого здійснюється за допомогою пневматичного приводу 2 і регулюється контролером 1) випускні гази надходять або в основну магістраль 4, або в перепускню 5. Витрата випускних газів в магістралях 4 і 5 визначалася в точках K1 і K2 за допомогою витратоміра MT100S, що дозволяє вимірювати в газових потоках з температурою до 454°C . Під час експерименту в точці K1 за допомогою газоаналізатора Testo350XL визначалася концентрація NO_x в випускних газах. Питома ефективна витрата палива b_e визначалася за допомогою суднових вимірювальних засобів – витратоміра, встановленого на магістралі підведення палива до паливних насосів високого тиску, і таймера [4].

Похибка у вимірюванні витрати газів, що визначався витратоміром MT100S, не перевищувала $\pm 0,5\%$, похибка у вимірі емісії NO_x в випускних газах газоаналізатором Testo350XL становила $\pm 1,5\%$, похибка в визначенні питомої ефективної витрати палива не перевищувала $\pm 2,5\%$ [5]. Результати експерименту наведені в таблиці 1.

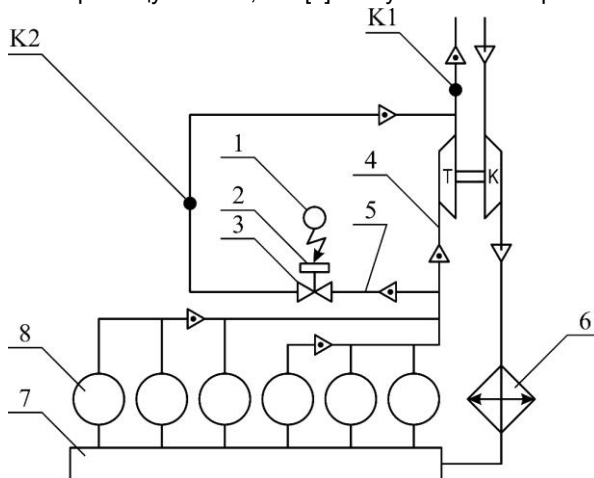


Рис. 1. Принципова схема суднового середньо-обертового дизеля 6L20 фірми Wartsila з системою управління випускними газами EWG:

1 – контролер положення перепускного клапана; 2 – пневматичний привід перепускного клапана; 3 – перепускний клапан (wastegate); 4, 5 – випускні магістралі основного і перепускного потоку газів; 6 – охолоджувач наддувочного повітря; 7 – продувний ресивер; 8 – циліндри дизеля; K1, K2 – точки контролю витрат газів;

T, K – газова турбіна і повітряний компресор ГТН

Таблиця 1

Результати експерименту

Навантаження	Емісія NO_x , г/(кВт·год), при різних δ_{EWG} , %					
	$\delta_{EWG}=0\%$	$\delta_{EWG}=2\%$	$\delta_{EWG}=4\%$	$\delta_{EWG}=6\%$	$\delta_{EWG}=8\%$	$\delta_{EWG}=10\%$
$0,55N_{енорм}$	8,41	8,36	8,31	8,22	8,18	8,13
$0,65N_{енорм}$	7,92	7,82	7,68	7,59	7,51	7,48
$0,75N_{енорм}$	7,63	7,47	7,23	7,15	7,02	6,93
$0,85N_{енорм}$	7,46	7,10	7,01	6,68	6,57	6,31

Навантаження	Питома ефективна витрата палива, b_e , г/(кВт·ч), при різних δ_{EWG} , %					
	$\delta_{EWG}=0\%$	$\delta_{EWG}=2\%$	$\delta_{EWG}=4\%$	$\delta_{EWG}=6\%$	$\delta_{EWG}=8\%$	$\delta_{EWG}=10\%$
$0,55N_{енорм}$	196,6	203,0	204,0	204,7	204,8	205,3
$0,65N_{енорм}$	195,3	200,5	202,7	203,2	203,3	203,4
$0,75N_{енорм}$	193,7	196,8	197,3	197,5	197,6	197,7
$0,85N_{енорм}$	189,2	190,6	190,9	191,2	191,3	191,4

Зниження емісії NO_x при використанні системи EWG показано на рис. 2.

Ефективність використання системи EWG для кожного з режимів роботи дизеля можливо визначити оцінивши площу під кривою $NO_x=f(\delta_{EWG})$. Найбільш доцільно для цього використовувати формулу трапецій.

Зміна питомої ефективної витрати палива b_e при різному ступені рециркуляції δ_{EWG} в залежності від навантаження дизеля представимо у вигляді номограми, що показана на рис. 3.

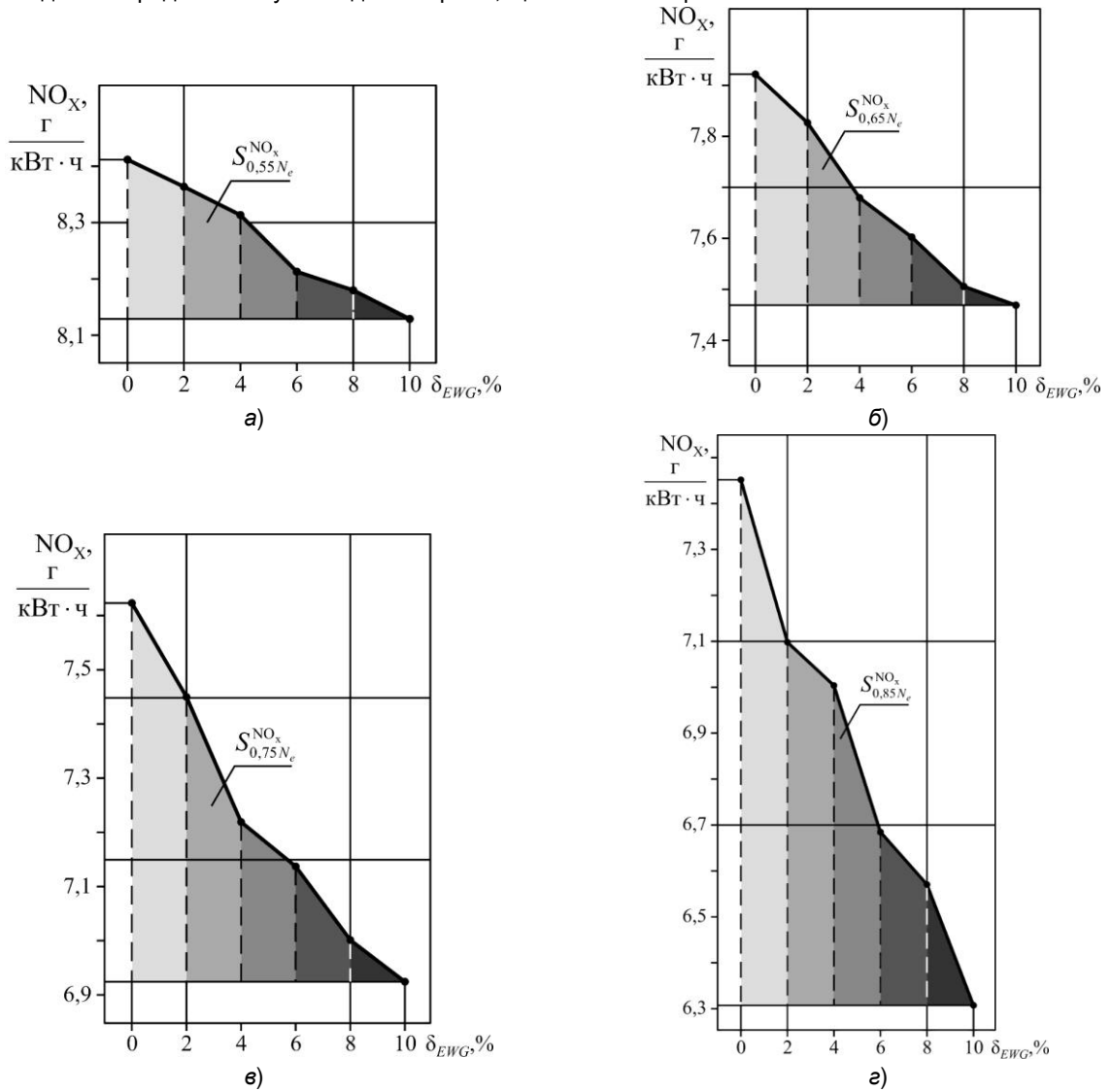


Рис. 2. Зміна емісії NO_x в залежності від ступеня відкриття перепускного клапана δ_{EWG} при різних навантаженнях дизеля 6L20 Wartsila:

а) $0,55N_{eHOM}$; б) $0,65N_{eHOM}$; в) $0,75N_{eHOM}$; г) $0,85N_{eHOM}$

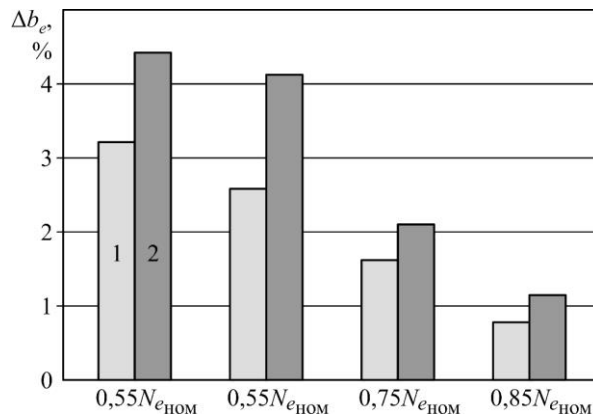


Рис. 3. Діапазон зміни питомої витрати палива Δb_e при різних навантаженнях дизеля 6L20 Wartsila: 1 – $\delta_{EWG}=2\%$; 2 – $\delta_{EWG}=10\%$

Аналіз результатів проведених досліджень дозволяє зробити наступні висновки.

1. Для судових середньо-обертових дизелів з електронним управлінням як метод, що забезпечує виконання вимог Додатку VI МАРПОЛ, може використовуватися система перепуску випускних газів – EGW, при якій частина продуктів згоряння направляється в випускні магістраль минаючи ГТН. Електронне управління дизелем дозволяє виконувати даний процес в гнучкому режимі в інтервалі 0...10 % від загального обсягу газів, що виходять з циліндра дизеля.

2. Використання перепуску випускних газів сприяє поліпшенню екологічних показників роботи судових середньо-обертових дизелів, зокрема при цьому в діапазоні експлуатаційних навантажень (0,55...0,85) $N_{енюм}$ на 3,33...15,42 % знижується рівень емісії NO_x в випускних газах. Необхідно відзначити, що найбільший рівень зниження емісії NO_x відповідає 75...85%-ому навантаженню – найпоширенішим режимам роботи судових середньо-обертових дизелів при їх використанні як дизель-генератори у складі судової електростанції.

3. Оцінка ефективності використання системи перепуску випускних газів для зниження емісії NO_x може бути здійснено шляхом визначення площі по графіком залежності $NO_x=f(\delta_{EGW})$, при цьому більші значення площі відповідають великим значенням зниження викидів NO_x .

4. Використання системи EGW зменшує кількість випускних газів, що надходять до ГТН, це призводить до зниження продуктивності турбокомпресора, зменшення кількості повітря, що надходить в циліндр дизеля, і зростання питомої ефективної витрати палива. При цьому для режимів, відповідних 55...65 %-ому навантаженню зростання цього показника збільшується пропорційно ступеню перепуску випускних газів δ_{EGW} і становить 2,66...4,43% (в діапазоні $\delta_{EGW}=2...10\%$). Для навантажень близьких до номінальної потужності – $0,85N_{енюм}$ збільшення питомої витрати палива не перевищує 1,2 % (для максимальної величини перепуску газів $\delta_{EGW}=10\%$). Саме ці режими рекомендуються при використанні EGW.

ЛІТЕРАТУРА

[1] Kuropyatnyk, O. A., Sagin, S. V. (2019). Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines. *OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology*, 66(1), 1-9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

[2] Куропятник, А. А., Сагин, С. В. (2018). Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей. *Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник*, 24, 72-80.

[3] Куропятник, О. А. (2018). Зниження емісії оксидів азоту судових дизелів методом перепуску випускних газів. *Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту*, 4(57), 98-108.

[4] Sagin, S. V., Kuropyatnyk, O. A. (2018). The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines. *OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology*, 65(2), 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

[5] Sagin, S. V., Kuropyatnyk, A. A. (2017). Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels. *American Scientific Journal*, 15(2), 67-71.

Kuropyatnyk O.A.

Investigation of the modes of bypass exhaust gases of marine diesel engines

The process of controlling the exhaust gases of a marine diesel 6L20 Wartsila is analyzed. The results of studies to determine the effect of the degree of bypass of exhaust gases on the specific effective fuel consumption and emission of nitrogen oxides are presented. It is established that the gas bypass by 3.33...15.42 % reduces the emission of nitrogen oxides and by 2.66...4.43% increases the specific fuel consumption of marine diesel engines.

Keywords: medium-speed marine diesel; exhaust gas bypass system; emission of nitrogen oxides, specific fuel oil consumption

Куропятник А.А.

Исследование режимов перепуска выпускных газов судовых дизелей

Проанализирован процесс управления выпускными газами судового дизеля 6L20 фирмы Wartsila. Приведены результаты исследований по определению влияния степени перепуска выпускных газов на удельный эффективный расход топлива и эмиссию оксидов азота. Установлено, что перепуск газов на 3,33...15,42 % снижает эмиссию оксидов азота и на 2,66...4,43 % повышает удельный расход топлива судовых дизелей.

Ключевые слова: судовой среднеоборотный дизель; система перепуска выпускных газов; эмиссия оксидов азота, удельный эффективный расход топлива

УДК 629.12.06: 628.016

АНАЛІЗ АЛЬТЕРНАТИВНИХ СИСТЕМ ОЧИСТКИ СТІЧНИХ ВОД ДЛЯ СУДНА ТИПУ RSD 49

Севідов Сергій Анатолійович, студент гр. 6217мз;

Слеонська Ольга Семенівна, ст. викладач;

Бондаренко Микола Степанович, ктн, доцент.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Анотація. Виконано аналіз існуючих схем очистки стічних вод. Для суховантажного судна типу RSD 49 запропонована більш ефективна система, яка включає грубе фільтрування – відстоювання – озонування – кавітацію – коагуляцію, флотацію – «тонку» фільтрацію – УФ-випромінювання.

Ключові слова. Суховантажне судно; система очистки стічних вод; порівняльний аналіз.

Актуальність. Експлуатація суден пов'язана з вирішенням проблем охорони навколишнього середовища і забезпеченням відповідності викидів і скидів забруднюючих речовин сучасним нормативним вимогам. Удосконалення судових систем очищення стічних вод є одним з основних елементів інженерного захисту навколишнього середовища на водному транспорті.

Наразі переважно застосовуються два способи вирішення проблеми захисту від судових відходів [1,2]:

– роздільне накопичення всіх видів відходів для здачі на берег;

– переробка відходів на борту судна за допомогою спеціальних систем очищення стічних і забруднених нафтою вод.

Перевагою першого способу є висока ступінь очищення відходів при переробці на великих берегових підприємствах. Крім того, на судні необхідно мати мінімальну кількість спеціального обладнання. Недоліком є необхідність використання додаткових ємностей, що зменшує провізну спроможність судна. Цей спосіб застосовується на малих суднах з нетривалими маршрутами і частими зупинками, але абсолютно неприйнятний для великих транспортних суден. Як варіант цього способу можна виділити роздільне накопичення всіх видів відходів для здачі на спеціальні судна. Дане рішення в даний час перспективне для малих річок, на віддалених від спеціальних причалів ділянках, а також в умовах продовженої навігації.

Перевагами другого способу є: велика автономність плавання; скорочення простоїв; мінімальний обсяг накопичувальних ємностей і, як наслідок, ефективність таких суден. До недоліків належать: складність і дорожня зазначених систем, а також спеціального обслуговування; необхідність додаткових витрат енергії. Дане рішення має поширення переважно на морських судах і судах річка-море.

Найявне в експлуатації на ряді суден обладнання для переробки окремих видів відходів у більшості випадків морально і фізично застаріло. Воно не завжди забезпечує виконання вимог сучасної регламентуючої документації. Нове обладнання є дорогим при установці і обслуговуванні, володіє високою енергоємністю і на цілому ряді судів (річкових) з різних причин його установка неможлива. Аналіз ситуації питання показує, що остаточний вибір способу видалення забруднень з суден залежить від багатьох факторів.

У процесі експлуатації при використанні води для харчових та господарських потреб на судні накопичуються стічні води (СВ). У положеннях Санітарних правил для суден внутрішнього і змішаного плавань всі СВ об'єднані у дві великі групи.

Господарсько-побутові СВ. Найбільшої шкоди довкіллю завдають стоки з пральні, так як до їх складу входять поверхнево-активні речовини (ПАР), включаючи синтетичні, які належать до отруйних речовин. Ці стоки перебувають на рівні 15...22% від загального обсягу господарсько-побутових СВ, концентрація акилбензолсульфата в них перевищує небезпечний для живих організмів межа 10 мг/дм³. Склад камбузних вод визначається за раціоном харчування, а основними компонентами забруднюючих речовин є рослинні і тваринні жири. Їх кількість коливається від 1,8 до 6,0 г/(чол.-доб.).

Мийні СВ утворюються в результаті виконання людиною гігієнічних процедур. До складу забруднюючих речовин входять жири, частки епітелію і мило.

Господарсько-фекальні СВ. Являють собою високо концентровану водну композицію, що відрізняється високим ступенем бактеріальної забрудненості і постійністю хімічного складу забруднень [3].

У загальному випадку характер надходжень як господарсько-фекальних, так і господарсько-побутових СВ можна вважати періодичним. У зв'язку з тим, що переважна більшість морських і річкових суден має єдину систему, доцільно розглядати загальні стоки, що складаються із суміші зазначених СВ.

За даними досліджень обсяг середньодобових накопичень СВ можна визначити, виходячи з таких показників: по вантажному флоту – 0,20...0,25 м³/(чол. на добу.), по пасажирському флоту – 0,25...0,30 м³/(чол. на добу).

Для 12 членів екіпажу суховантажного судна RSD 49 при автономному плаванні 20 діб обсяг накопичень господарсько-побутових та фекальних стічних вод може скласти близько 60 м³.

Порівняння альтернативних варіантів. Основні методи очищення СВ [2,4]:

- *механічні* (дроблення, поділ, усереднення, витяг, відстоювання, уловлювання, фільтрація, центрифугування);
- *фізичні* (випарювання, випаровування, виморожування, магнітна обробка, електромагнітна обробка, спалювання, кристалогідратування, дистиляція
 - *хімічні* (окислення, нейтралізація, відновлення, реагентне зневоднення);
- *біологічні* (біосорбція природна та штучна);
- *фізико-механічні* (флотація, зворотний осмос, ультрафільтрація, електроосмос, ректифікація, електрогідравлічний удар, кавітація);
- *фізико-хімічні* (коагуляція, флокуляція, електроліз, коалесценція, сорбція, екстракція, іонний обмін, електрофлотація, хімічна флотація, термоокислення);
- *біохімічні* (краплинні біофільтри, високо навантажені біофільтри, аеротенки, окситенки, метантенки)

Окрім перерахованих вище методів може бути використане *комплексне очищення*:

з обробкою осаду (ущільнення, стабілізація, зневоднення, утилізація, кондиціювання, ліквідація);

зnezараження (хлорування, фторування, озонування, ультразвукова обробка, ультрафіолетове опромінення, іонодинамія, електроліз, кип'ятіння, кавітація, біообробка).

З усього різноманіття наведених методів найбільший інтерес представляють виділені (підкреслені), які використовуються або можуть бути використані на судах і відповідають судовим вимогам. Жоден з методів окремо не в змозі забезпечити необхідну ступінь очищення СВ для задоволення сучасних вимог, які регламентує природоохоронна документація, тому їх комбінують.

Суднові системи для очищення і зnezараження СВ, що експлуатуються в даний час, класифікують за методом обробки: механічна, біохімічна і фізико-хімічна.

Домінуюче становище серед перерахованих типів систем на морських і річкових судах займають «Сток» і «ЕОС». Ці системи мають практично миттєвий запуск, не чутливі до змін складу, температури, концентрації вхідної СВ, можливість регулювання якості обробленої води до певних меж і невеликим типорозмірним рядом через відсутність обмеження по мінімальній продуктивності [5].

Основними недоліками є: необхідність в витратних матеріалах (хімічних реагентах, електродах і т.п.); вищі будівельні і експлуатаційні витрати, а також значна кількість шламу – до 2...5% від обсягу оброблених СВ.

Найбільш перспективними виглядають системи очищення зі станціями типу «HL-CONT» і «Сток». Станції першого типу, незважаючи на кращі масогабаритні показники, програють станції «Сток» по споживанню електроенергії та використанню в якості дезінфікуючої речовини – хлору.

Таким чином, ціллю роботи є подальші розробки по вдосконаленню судових систем очищення СВ в напрямку механічних і фізико-хімічних методів. Раціональна їх комбінація, може досягти необхідної глибини очищення СВ при одночасному зниженні енерговитрат і витратних матеріалів – хімічних реагентів. Правильна послідовність технологічних прийомів обробки СВ дозволяють доповнити недоліки окремих методів перевагами інших, а також скоротити час обробки СВ.

Пропонована система очистки СВ для судна RSD 49. В якості альтернативи існуючим наразі на ринку систем пропонується перспективна схема обробки СВ, захищена патентом на корисну модель [6]. Принцип дії системи заснований на використанні декількох хімічних компонентів і фізичних впливів для отримання чистої води в контурі.

Технологічна схема очищення вод включає наступні процеси: «грубе» фільтрування – відстоювання — озонування – кавітацію – коагуляцію, флотацію – «тонку» фільтрацію – УФ-випромінювання. Система складається з трьох функціональних блоків: попереднього очищення СВ, коагуляції-флотації, доочищення та зnezараження.

Перший блок служить для первинного очищення СВ шляхом виділення з неї великих фракцій за допомогою «грубої» фільтрації і відстоювання.

У блоці коагуляції-флотації здійснюється обробка води в першому гідродинамічному кавітаторі і змішування її з озono-повітряною сумішшю, що генерується з атмосферного повітря в озоногенерувальній лампі УФ-випромінювання, взаємодія частинок забруднень з доданих у другому кавітаторі коагулянтном, їх укрупнення і видалення допомогою озонфлотації.

Блок доочищення та зnezараження забезпечує доочищення води «тонкою» фільтрацією з застосуванням на фінальній стадії обробки УФ-випромінюванням.

Вхідна забруднена вода надходить на блок попереднього очищення СВ через сітчастий фільтр, де відбувається відділення крупно дисперсних забруднень, в цистерну вхідної води, яка виконує функцію відстійника. Тут осідають важкі фракції, які далі надходять в шламову цистерну. Потім вода подається високонапірним насосом через сітчастий фільтр вторинної очистки в гідродинамічний кавітатор.

У цьому пристрої відбувається високоефективне насичення оброблюваної води озono-повітряною сумішшю, що генерується в лампі УФ-випромінювання з атмосферного повітря. На даному етапі відбуваються первинні процеси зnezараження води озonom і кавітацією.

Після цього СВ надходить в другий кавітатор, куди насосом-дозатором подається коагулянт з видаткової ємності, і далі в контактну колону, де здійснюються процеси коагуляції домішок. Обсяг колони визначається таким

чином, щоб процес коагуляції проходив найбільш повно, але виділення шламів з оброблюваних СВ ще не відбувалося.

На наступному етапі СВ подаються у флотатор, де відбувається процес озono-флотації, при цьому шлам, що утворився, видаляється в окрему цистерну. Очищена вода забирається відцентровим насосом з флотатора і направляється в піщаний фільтр, де проходить відділення домішок «тонкою» фільтрацією.

Фінішним етапом є очищення води в лампі УФ-випромінювання, що забезпечує найбільш повне доочищення та знезараження води. Очищена вода зливається за борт або направляється споживачам для технічних потреб.

Таким чином, кількість, призначення та робота функціональних одиниць установки забезпечують повне і комплексне рішення поставленого завдання. Подібна установка може бути використана для комплексного очищення забруднених СВ з метою водопостачання технічною (зворотною) водою суден.

Пропоновані рішення поліпшать екологічну обстановку, знизять енергоспоживання і підвищать надійність установки за рахунок повної відмови від озонаторного агрегату. При цьому лампа УФ-випромінювання виконує відразу дві функції: штатну – обробку води УФ-променями, а також додаткову – генерацію озono-повітряної суміші. Дане рішення дозволить зменшити масогабаритні показники установок по очищенню води, спростити їх конструкцію і комплексно автоматизувати робочий процес.

Аналіз наявних у літературі даних по генераторам кавітації показав, що для вирішення поставлених у роботі завдань необхідний пристрій, що відповідає наступним технічним вимогам: низький напір на вході (декілька бар); можливість подачі реагентів безпосередньо в зону зародження кавітації; висока продуктивність при невеликих масогабаритних показниках; простота експлуатації; довговічність елементів при роботі з агресивними середовищами.

З результатів перевірки випливає, що оброблена СВ не відповідає нормативам тільки по окремих мікробіологічних показниках. Виходячи з цього, можна зробити висновок про недостатнє знезараження СВ в процесі обробки. Вирішити цю проблему можна декількома шляхами.

По-перше, підвищити інтенсивність кавітаційної обробки. Цей спосіб дозволить знезаразити СВ, але потребує великих витрат (підвищення тиску в апараті вимагає більш потужного насоса, що спричиняє збільшення витрат електроенергії).

По-друге, інтенсифікувати окислювальні процеси при обробці СВ. Досягти цього можна збільшенням дози озону, що вводиться в СВ, або застосуванням додаткового дезінфектанту.

Збільшення дози озону в СВ на стенді вимагає збільшення продуктивності озonoутворюючої лампи УФ-випромінювання. Окремими технологічними прийомами домогтися зростання її продуктивності не вдасться, таким чином, до складу системи необхідно вводити додатковий елемент – озонаторний агрегат, що спричиняє ускладнення і подорожчання всієї системи очищення СВ.

У той же час при підготовці до пуску, промиванні і технічному обслуговуванні системи очищення СВ обов'язково використовується активний дезінфектант, завжди присутній в необхідному обсязі для системи очищення СВ. Цими реагентами найчастіше є активні хлор- або кисневмісні препарати.

Таким чином, для системи очищення СВ суховантажного судна типу RSD 49 доцільно в якості додаткового дезінфектанту на окремих режимах роботи вводити пергидролі. Вони володіють дуже високою хімічною активністю і при розкладанні утворюють активний кисень.

З проведеної роботи можна зробити наступні основні висновки, що стосуються питань проектування і виробництва сучасної системи очищення СВ для суховантажного судна типу RSD 49.

1. Використання кавітації дозволяє забезпечити попереднє досить високе знезараження на першому етапі обробки СВ.
2. Спільне використання кавітації і окислювальних технологій дозволяє досягти високого ефекту очищення СВ.
3. Рациональне поєднання окремих технологічних прийомів обробки дозволяє не тільки досягти більш глибокого очищення, але і економить реагенти та електроенергію.
4. Застосування додаткових дезінфектантів при зміні властивостей і складу СВ дозволяє спростити і здешевити конструкцію системи очищення СВ, а також знизити експлуатаційні витрати.

ЛІТЕРАТУРА

1. Курников А. С., Мизгирев Д. С. Вопросы проектирования современных судовых систем очистки сточных вод. Журнал университета водных коммуникаций. Выпуск 1 (13), Санкт-Петербург, 2012. с.154-165.
2. Предотвращение загрязнения моря с судов: учеб. пособие для вузов/ С.Н. Нунупаров. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.: ил.
3. Средства очистки жидкостей на судах: справ./под общ. ред. И.А. Иванова. – Л.: Судостроение, 1984. – 272 с.: ил.
4. Абрамов В. О. Озono-ультразвуковая обработка сточных вод/ В.О. Абрамов, А. Е. Гехман [и др.] // Вода и экология: тез. докл. IV Междунар. конгр. – М.: «СИБИКО Интернэшнл», 2000.
5. Судовые установки очистки сточных вод: способы очистки, устройство, эксплуатация: справ. пособие / Н. Г. Ермошкин [и др.]. – Одесса: Феникс, 2004 – 56 с.: ил.

6. Заявка на полезную модель № 2011104258/22, МПК C02F11/00. Установка по очистке сточных вод / Курников А. С., Мизгирев Д. С., Почкалов О. Л., Шалларь А. В.; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО «ВГАВТ». – № 2011104258/22 (05658); заявл. 09.10.11. – 5 с.: ил.

АНАЛІЗ АЛЬТЕРНАТИВНИХ СИСТЕМ ОЧИСТКИ СТИЧНИХ ВОД ДЛЯ СУДНА ТИПУ RSD 49

Севидов С.А.; Елеонская О.С.; Бондаренко Н.С.

Анализ альтернативных систем очистки сточных вод для сухогрузного судна типа RSD 49.

Аннотация. *Выполнен анализ существующих систем очистки сточных вод. Для сухогрузного судна типа RSD 49 предложена более эффективная система, которая включает грубую фильтрацию – отстаивание – озонирование – кавитацию – коагуляцию, флотацию – «тонкую» фильтрацию – УФ-излучение.*

Ключевые слова. *Сухогрузное судно; система очистки сточных вод; сравнительный анализ.*

Sevidov S.A.; Eleonska O.S.; Bondarenko N.S.

Analysis of alternative wastewater treatment systems for dry cargo vessel type RSD 49.

Annotation. *The analysis of existing wastewater treatment systems is carried out. For a dry cargo vessel of the RSD 49 type, a more efficient system has been proposed, which includes coarse filtration - sedimentation - ozonation - cavitation - coagulation, flotation - "fine" filtration - UV radiation.*

Keywords. *Dry cargo ship; wastewater treatment system; comparative analysis.*

УДК 628.165:621.44

ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ШУМА ВО ВРЕМЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОТЛОВ-ГЛУШИТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ НА ТАНКЕРАХ ДЕДВЕЙТОМ 39670 Т И БАЛКЕРАХ ДЕДВЕЙТОМ 69900 Т

Кузнецова С.А. канд. техн наук, доцент кафедры ЭСЭУ и ТЭ¹,

Бучик І.О.¹, Денисов В.О.¹ студенты магистратуры;

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова¹;

Украина, город Николаев¹;

kuznetsova_s_a@ukr.net

Аннотация. *Для повышения эффективности судовых энергетических установок крупнотоннажных танкеров и балкеров рассмотрен вариант снижения уровня шума при работе газовыпускных систем судовых электростанций. Получено, что при выполнении глушителей шума с теплообменными поверхностями возможно дополнительное снижение шума составляет до 13,3 дБ в зависимости от режимов работы судовых электростанций.*

Ключевые слова: *уровень шума, глушитель, теплообменная поверхность, утилизационный котел, дизель-генератор*

Актуальность. Степень совершенства судовой энергетической установки оценивается комплексом показателей. Не последнюю роль в этом играет показатель *обитаемости* – степени приспособленности машинного отделения к жизнедеятельности команды при работе всего установленного в нем энергетического оборудования. Обитаемость машинного отделения характеризуется комплексом показателей, к числу которых относятся уровень шума и вибрация [1].

Несмотря на то, что современные суда эксплуатируются без постоянной вахты в машинном отделении, аэродинамический шум, создаваемый газовыпускными системами тепловых двигателей, является источником вибрации их элементов, что в свою очередь отрицательно сказывается на их работе. Таким образом, исследования изменения характеристик шума при эксплуатации судовых тепловых двигателей является актуальной задачей и **целью** представленной работы.

Изложение основного материала. Характерной тенденцией развития крупнотонажных балкеров и танкеров последних лет постройки является использование в составе судовых электростанций сравнительно мощных – 500...800 кВт – дизель-генераторов [2]. Количество дизель-генераторов обычно 3..4. Такая сравнительно высокая суммарная мощность судовой электростанции обусловлена наличием специализированных систем на танкерах и балкерах. Дизель-генераторы поставляются на судно компаниями-поставщиками полностью укомплектованными с газоходами, которые комплектуются глушителями шума.

Принципом работы большинства глушителей шума является снижение скорости отработавших газов при их внезапном расширении. Глушители выполняются в виде последовательно соединенных камер различного диаметра. При этом температура отработавших газов снижается незначительно.

Аналогичного эффекта снижения скорости можно достичь, если поток отработавших газов, проходящий по глушителю, использовать для подогрева например питательной воды для котельной установки судна. Для этого целесообразно в конструкции глушителя предусмотреть теплообменную поверхность (рис.1) [3].

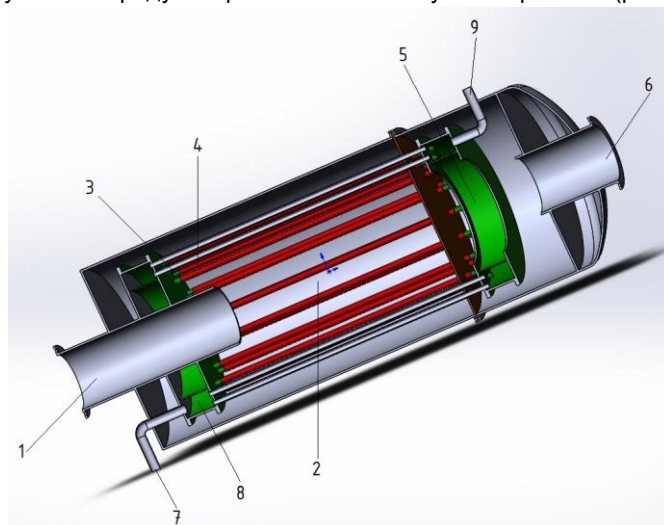


Рис.1. Котел-глушитель дизель-генератора: 1- входной патрубок, 2 – входная камера, 3 - внутренняя оребренная труба теплообменной поверхности, 4 – внешняя труба теплообменной поверхности, 5 – выходная камера, 6 – выходной патрубок, 7 – входной патрубок для воды, 8 – торообразный водораспределяющий канал, 9 – выходной патрубок для воды

Теплообменная поверхность выполнена продольно обтекаемой по схеме «труба-в-трубе». Для повышения эффективность ее работы на ребрах внутренней трубы предложено выполнить луночные системы (рис. 2). Это позволит снизить аэродинамическое сопротивление при течении, интенсифицировав таким образом теплоотдачу и снизив скорость газов.



Рис.2. Внутренняя оребренная труба теплообменной поверхности с шахматным расположением лунок

Методом математического моделирования исследованы три варианта расположения лунок на ребре – линейное, шахматное и коридорное. Получено, что снижение шума при линейном расположении лунок достигает дополнительно до 6,8 дБ, коридорном – до 11 дБ, шахматном – до 13,3 дБ в зависимости от режимов работы судовой электростанции.

Такое снижение аэродинамического шума при работе газораспускной системы позволило снизить максимальную амплитуду колебаний системы до 7%, что должно положительно сказаться на эффективности и надежности ее работы.

Еще одной тенденцией развития судовых систем утилизации теплоты является внедрение систем утилизации теплоты отработавших газов дизель-генераторов. На газоходах устанавливаются или паровые котлы небольшой паропроизводительности, или экономайзеры, осуществляющие подогрев питательной воды перед утилизационным котлом главного двигателя или вспомогательным котлом. Поэтому, полученную горячую воду в теплообменной поверхности глушителя целесообразно направлять в утилизационные котлы дизель-генераторов, что увеличит их производительность дополнительно до 11%, в утилизационный котел главного двигателя или во вспомогательный котел. В зависимости от рейсовой линии судна это даст возможность обеспечить тепловой энергией общесудовых потребителей в балластных переходах, или частично на танкерах в переходах с разогревом груза.

Вывод. Проведенные исследования изменения характеристик шума при эксплуатации утилизационных котлов-глушителей дизель-генераторов крупнотонажных танкеров и балкеров показал возможность их дополнительного снижения до 13,3 дБ за счет интенсификации процессов теплопередачи.

REFERENCES

- [1] Артемов, Г.А., Волошин, В.П., Захаров, Ю.В., Шквар А.Я. (1987) Судовые энергетические установки (1987). – Л.: Судостроение
- [2] Significant Ships, (2000-2017). The Royal Institution of Naval Architects
- [3] Кузнецов В.В., Кузнецова С.А., Кузнецов Г.В. (2019) Глушник. Патент України на корисну модель №135360

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ХАРАКТЕРИСТИК ШУМУ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ УТИЛІЗАЦІЙНИХ КОТЛІВ-ГЛУШНИКІВ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРІВ НА ТАНКЕРАХ ДЕДВЕЙТОМ 39670 Т І БАЛКЕРАХ ДЕДВЕЙТОМ 69900 Т

Кузнецова С.А. канд. техн наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ¹,
Бучик І.О.¹, Денісов В.О.¹ студенти магістратури;

Анотація. Для підвищення ефективності судових енергетичних установок великотоннажних танкерів і балкерів розглянутий варіант зниження рівня шуму при роботі газовипускних систем судових електростанцій. Отримано, що завдяки виконанню глушників шуму з теплообмінними поверхнями можливе додаткове зниження шуму складає до 13,3 дБ в залежності від режимів роботи судових електростанцій.
Ключові слова: рівень шуму, глушник, теплообмінна поверхня, утилізаційний котел, дизель-генератор

INVESTIGATION OF NOISE CHARACTERISTICS CHANGES IN DURING THE OPERATION OF WASTE-HEAT BOILER-SILENCERS OF DIESEL GENERATORS ON TANKERS WITH A DEADWEIGHT OF 39670 T AND BULK CARRIERS WITH A DEADWEIGHT OF 69900 T

Kuznetsova S.A. cand. of tech. sciences, associate professor of the Department of ESPP and HE,
Buchik I.O., Denisov V.O., Voronich O.M. graduate students;

Annotation. To increase the efficiency of ship power plants of large-capacity tankers and bulk carriers, the option of reducing the noise level during the operation of gas exhaust systems of ship electric power plants is considered. It was found that when performing silencers with heat-exchange surfaces, an additional noise reduction of up to 13.3 dB is possible depending on the operating modes of ship power plants.
Key words: noise level, silencer, heat exchange surface, waste heat boiler, diesel generator

УДК 621.311.22

АНАЛІЗ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДЛЯ ТАНКЕРІВ, ПОРОМІВ ТА КОНТЕЙНЕРОВОЗІВ З УРАХУВАННЯМ КЛІМАТИЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РЕЙСОВИХ ЛІНІЙ

Кузнецова С.А. канд. техн наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ,
Довбуш А.М., Гудима О.М., Вороніч О.М студенти магістратури;
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;
Україна, місто Миколаїв;
kuznetsova_s_a@ukr.net

Анотація На прикладі судових енергетичних установок танкерів, поромів та контейнеровозів розглянуті системи утилізації теплоти, проведено аналіз та обґрунтування складу цих систем з урахуванням сучасних тенденцій вдосконалення судових дизельних двигунів, характеристик суден, районів плавання.
Ключові слова: утилізаційні теплообмінники; дизельні двигуни; підвищення ефективності СЕУ.

Актуальність Україна має усі необхідні передумови розвитку морського та річкового транспортного флоту. Це підтверджується і головними тенденціями всесвітніх транспортних перевезень - збільшення вантажообігу за 2018 рік. Так тільки через порти Миколаївський, Одеський, Південний, Чорноморська та «Трансінвестсервіс», протягом минулого року пройшли 110млн тон вантажу [1]. Усі вони знаходяться південному регіоні України, який має не тільки порти а і суднобудівні, судноремонтні заводи, а також підприємства, що здійснюють проектування та установи які готують кадри для усіх цих сфер. Тому вивчення досвіду проектування та експлуатації сучасних суден з метою підвищення ефективності роботи СЕУ за рахунок систем утилізації є актуальним.

Проблема Основними напрямками вдосконалення судових енергетичних установок (СЕУ) є підвищення ефективності та забезпечення екологічних показників [5]. Обидва напрямки впливають на склад систем утилізації. Постійне вдосконалення судових дизельних двигунів провідних фірм виробників суттєво впливають на параметри газів та стиснутого повітря за турбонагнітачами [2, 3, 4]. Наявність додаткових елементів скрубєрів теж знижує температурний потенціал газів та додатково підвищує опір газовипускної системи у цілому. Параметри навколишнього повітря впливають на потужності систем підігріву вантажу, систем кондиціонування, опалення. Тому

при обґрунтуванні систем утилізації необхідно враховувати усі ці фактори для забезпечення ефективної та надійної роботи установки.

Мета Обґрунтування елементів систем утилізації теплоти для танкерів, поромів та контейнеровозів з урахуванням районів плавання.

Вивчення та аналіз елементів СЕУ цих типів суден з урахуванням габаритів суден, вантажу виявлені однотипності та особливості. Так танкери: хімовози дедевейтом до 30 тис. тон, продуктовози дедевейтом до 100 тис т, для перевезення сирої нафти до 300 тис т. Склад їх енергетичних установок зазвичай стандартний це двотактний МОД з прямою передачею потужності на гвинт фіксованого кроку, 3-4 дизель-генератора, допоміжний котел, а ось утилізаційні котли та комбіновані використовуються тільки при наявності певної потужності як головних двигунів (ГД) від 7500 до 17500 кВт так і дизельних двигунів для приводу електрогенераторів від 650 до 1500 кВт. В якості ГД зазвичай використовують двигуни фірми MAN серії G та S діаметром поршня від 50 до 80 см, а дизельні двигуни для приводу електрогенераторів фірм Hyundai – H21/34 H, MAN – L23/30H.

Це пояснює тепловий потенціал газів за турбокомпресором цих двигунів з урахуванням використання скрубєрів та рекомендованою температурою газів на вході до них 190...200°C для ГД - 1362...3704 кВт, а для дизельних двигунів для приводу електрогенераторів 244...575 кВт. Продуктивність утилізаційних частин котлів від ГД складає від 600...1400 кг/год та 175...250 кг/год від дизельних двигунів для приводу електрогенераторів при тиску 0,6...0,7 МПа.

Використання теплоти наддувного повітря ГД 3800...8970 кВт при його охолодженні до температури 45...55°C дозволить або отримати пару тиском 1300...2800 кг/год 0,6...0,7 МПа, або для підігріву живильної води перед утилізаційними та комбінованими котлами до 90...110 °C що призведе до збільшення паропроодуктивності на 300...800 кг/год. Ці заходи дозволять знизити паропроодуктивність паливної частини комбінованих котлів та допоміжних котлів та зменшить витрати пального.

Для поромів дедевейтом 4... 12 тис т. склад енергетичної установки дуже різноманітний. Це пов'язано з перевезенням тільки вантажів (го-го) чи вантажів та пасажирів (го-гах). Так для суден типу го-го характерна енергетична установка у складі одного МОД з прямою передачею потужності на гвинт регульованого кроку, 3-4 дизель-генератора, допоміжний (ДК) та утилізаційні (УК) котли використовуються тільки при наявності певної потужності головних двигунів (ГД) від 5000 до 13000 кВт, дизельних двигунів для приводу електрогенераторів від 600 до 900 кВт. В якості ГД використовують MAN серії L, K та S діаметром поршня від 40 до 70 см потужністю 5000...13500кВт. Паропроодуктивність УК 500 – 2000 кг/год тиском 0,7 МПа збільшення паропроодуктивності при використанні теплоти наддувного повітря 2000...9280 кВт при отриманні пари -966...2692 кг/год , а при підігріві живильної води на 250...900 кг/год.

Пароми го-гах в якості ГД використовують 2.. 4 СОД, що передають потужність через редуктори на дві лінії валу з гвинтами регульованого чи фіксованого кроку, з 2..3 дизель-генератора з потужністю дизельних двигунів для приводу електрогенераторів від 1000 до 1500 кВт. та окремими допоміжним та утилізаційним котлами. Утилізаційні котли встановлюються на ГД, паропроодуктивність цих котлів дуже часто складає 2/3 або дорівнює продуктивності ДК, що пояснюється значними витрати пари на забезпечення комфорту пасажирів. В якості ГД використовуються двигуни фірм Mak, Hyundai, Wärtsilä, а також MAN потужностями 4500...10000 кВт, продуктивність УК складає 500...1000 кг/год. Використання теплоти наддувного повітря ГД для цих суден ефективно використати для отримання гарячої води для опалення та гарячого водопостачання кают, а також камбузу і т.п.

Контейнеровози де, що відрізняються користувачами теплової енергії у виді пари тому зараз найчастіше використовують комбіновані котли продуктивністю 1200/550...3500/2500 для отримання пари що використовують теплоту газів за ГД, та економайзери на двигуни дизель-генераторів продуктивність 200...400 кг/год парою 0,3...0,4 бар. Склад енергетичної установки дуже нагадує танкери, а ось потужності вище: ГД – 6000...60000 кВт, дизельних двигунів для приводу електрогенератора 800...4500 кВт така потужність пов'язана з наявністю рефрежераторних контейнерів. Використання теплоти наддувного повітря може бути застосовано при рейсах в північних широтах та у районах підвищених вимог до викидів CO NOx та рециркуляцією газів.

При рейсах з температурою повітря менше 8°C потрібно підключення систем опалення для цього раціонально використовувати утилізаційних котлів дизель-генераторів на які зазвичай є газотрубними. Для підвищення їх ефективності пропонується застосування закрутки газового потоку, та як елемент аксіально-лопатковий завіхрювач Отримані результати показують, що інтенсифікація тепловіддачі з використанням одного аксіально-лопаткового завіхрювача досягає до 14%, а паропроодуктивність до 11%.

Висновки 1. Головними елементами систем утилізації теплоти: для танкерів є комбіновані котли на головні двигуни потужністю 7500...17500 кВт та утилізаційні для дизель-генераторів 650...1500 кВт; для паромів типу го-го застосовують утилізаційні котли при потужності ГД 5000...13000 кВт; для паромів **го-гах** застосовують утилізаційні котли при потужності ГД 4500...10000 кВт; на контейнеровозах застосовується комбіновані котли на ГД потужністю 6000...60000 кВт, а УК ДГ 800...4500 кВт при отриманні пари 0,3...0,4 МПа.

2. Підвищення ефективності систем утилізації планується за рахунок застосування отриманню пари тиском до 0,7 МПа чи підігрів живильної води для котлів до температури 110 °C.

3. Застосування аксіально-лопаткового завіхрювача для утилізаційних котлів дизельгенераторів, що інтенсифікація тепловіддачі з використанням одного аксіально-лопаткового завіхрювача дозволяю підвищити паропродуктивність на 100...450 кг/год.

Список літератури

1. Найбільший вантажеобіг за 2018 рік. Взято з: <https://landlord.ua/news/nazvano-top-5-naibilshykh-portiv-ukrainy/>
2. МАК. Взято з: <https://www.caterpillar.com/ru/company/brands/mak.html>.
3. Levander, O., (2004). Advanced Machinery Solutions for RoPax Vessels.
4. Significant Ships, (2014-2017). The Royal Institution of Naval Architects.
5. Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI. MAN Diesel&Turbo. (2016).

АНАЛИЗ И ОБОСНОВАНИЕ СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ДЛЯ ТАНКЕРОВ, ПАРОМОВ И КОНТЕЙНЕРОВОЗОВ С УЧЕТОМ КЛИМАТИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ РЕЙСОВОЙ ЛИНИИ

Кузнецова С.А. канд. техн наук, доцент кафедры ЕСЕУ и ТО,

Довбуш А.М., Гудыма А.Н., Воронич О.М студенты магистратуры;

Аннотация На примере судовых энергетических установок танкеров, паромов и контейнеровозов рассмотрены системы утилизации теплоты, проведен анализ и обоснование состава этих систем с учетом современных тенденций совершенствования судовых дизельных двигателей, характеристик судов, районов плавания.

Ключевые слова: утилизационные теплообменники; дизельные двигатели; повышение эффективности СЭУ.

ANALYSIS AND JUSTIFICATION OF HEAT RECYCLING SYSTEMS FOR TANKS, FERRY BOATS AND CONTAINERS ACCORDING TO CLIMATE FEATURES FLIGHT LINES

Kuznetsova S.A. cand. of tech. sciences, associate professor of the Department of ESPP and HE,

Dovbush A.M., Gudyma A.N., Voronich O.M. graduate students;

Annotation Using the example of ship's power plants for tankers, ferries and container ships, heat recovery systems are considered, the analysis and justification of the composition of these systems is carried out taking into account current trends in improving ship diesel engines, ship characteristics, and navigation areas.

Key words: utilization heat exchangers; diesel engines; improving the efficiency of the SPP.

УДК 629.5.069

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕУ КОНТЕЙНЕРОВОЗІВ МІСТКІСТЮ ДО 7 ТИС. ТЕУ

Юшкевич М.А. студент магистратури;

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;

Україна, місто Миколаїв;

m.yushkevych@gmail.com

Анотація. Проаналізовано склад суднової енергетичної установки та методи по підвищенню її ефективності. Розглянуті шляхи модернізації енергетичної установки з урахуванням вимог ІМО стосовно вмісту екологічно-шкідливих елементів в газах, що відводяться у атмосферу.

Ключові слова контейнеровози; випускні гази; методи підвищення ефективності.

Актуальність. Україна переживає зараз не найкращі часи у сфері суднобудування та судноплавства, але є всі шанси змінити цю ситуацію. Для цього необхідно розглянути взаємопов'язані сфери, без яких процес відродження вітчизняного морського транспорту просто неможливий. Це замкнутий цикл - проектування, будівництво, експлуатація та ремонт суден. Окремою частиною цього процесу є проектування нових або модернізація вже існуючих суднових енергетичних установок під сучасні вимоги ІМО та класифікаційних товариств. Це обумовлює **актуальність** даної роботи

Об'єктом представленого дослідження є контейнеровозні судна. За даними [2] станом на 2018 рік контейнеровози складають 13.1 % від світового транспортного та займають третє місце після балкерів (42.5%) та танкерів-продуктовозів (29.2%).

Згідно до сучасних тенденцій, в світі з'являється попит на великотоннажні судна та зростає контейнеромістська спроможність. Але це не є дуже зручним для України, оскільки, навіть найбільші порти можуть прийняти судна з обмеженими габаритами

Данні по пропускній спроможності портів зображенні в таблиці 1.

Табл. 1 Пропускна спроможність порту з обробки контейнерів

Назва порту	Пропускна спроможність порту з обробки контейнерів, тис TEU	Технічні х-ки суден, що можуть заходити до порту (осадка/довжина/ширина), м
Чорноморський	1150	14/305/50
Одеський	930	14/305/48,2
Південний	750	18,5/328,6/54,1
Маріупольський	50	8/240/30
Ізмаїльський	44,5	7/150/30
Миколаївський	20	10,3/215/32,5
Херсонський	12,8	7,6/230/30,2
Ренійський	4	7/150/22

Проаналізувавши дані з [3], обрано судна з максимальною контейнеромісткістю 7000 TEU .

В таблиці 2 зображенні найменше і найбільше значення габаритних показників контейнеровозів та приймальна кількість контейнерів

Табл.2 Порівняльна таблиця мінімальних та максимальних габаритних розмірів розглянутих контейнеровозів

№	Показник	Одиниці вимірювання	Найменше значення	Найбільше значення
1	Довжина найбільша	м	255	305,5
2	Ширина		32,2	49
3	Висота		19,1	32,6
4	Осадка		12,5	15,56
5	Кількість TEU	шт	4045	7025

Розглянувши 25 контейнеровозів зроблено висновок, що найпопулярнішим двигуном є МОД фірми MAN B&W K98MC-C (8/25) з 7-11 циліндрами, з номінальною потужністю від 36500 до 77600 кВт. Найпопулярнішими первинними двигунами для СЕС є СОД MAN B&W L27/38, L28/32, L32/40. В якості головного котла здебільшого використовується комбінований котел фірм Kangrim та Aalborg.

Розглянув склад СЕУ приходимо до висновку, що необхідно виконати додаткові дослідження стосовно підвищення ефективності установок і розробці заходів по доробці для виконання вимогам ІМО.

Отже **метою** даної роботи підвищення ефективності СЕУ контейнеровозів за рахунок використання теплоти відпрацьованих газів, а також забезпеченню виконання вимог ІМО по кількості NO_x та СО у складів відпрацьованих газів.

Основною задачею на даному етапі роботи є оцінка ефективності використання теплоти відпрацьованих газів ГД і ДГ для підвищення ефективності СЕУ.

Для цього розглянуто склад типової СЕУ для даних контейнеровозів:

- головний двигун – MAN B&W 12K98MC-C з номінальною потужністю $N_e = 65930$ кВт та частотою обертання $n = 100,2$ об/хв [1];
- до складу судової електростанції входять 4 дизель-генератори з первинними двигунами MAN B&W 7L32/40 з потужністю $N_e^{ДГ} = 3000$ кВт та частотою обертання $n = 750$ об/хв [1];
- допоміжна котельна установка містить комбінований котел Kangrim з паропродуктивністю 4000 кг/год по паливній частині та 3000 кг/год по утилізаційній.

Розрахунки теплового балансу енергетичної установки показали, що при встановленні парових котлів на дизель-генератори потрібність пари енергетичною установкою в баластному переході цілком задовольняються роботою утилізаційної котельної установки у складі котлів головного та допоміжних двигунів. Іншим варіантом є встановлення на газоходи дизель-генераторів економайзерів, які використовуються для підігріву живильної води перед комбінованим котлом. В останньому випадку економічний ефект досягається економією палива комбінованого котла, а термін окупності капіталовкладень при модернізації допоміжної котельної установки не перевищує чотирьох років. Вимоги ІМО можуть бути забезпечені при встановленні скрубберів на головні та допоміжні двигуни та частковій рециркуляції відпрацьованих газів при заході в райони з підвищеними вимогами до NO_x. Зниження паропродуктивності паливної частини комбінованого котла встановленням утилізаційних котлів дизель-генераторів теж дозволить зменшити кількість відпрацьованих газів, що позитивно вплине на сумарну кількість шкідливих елементів від роботи судової енергетичної установки.

Висновок. Встановлення економайзерів на газоходи дизель-генераторів контейнеровозів дозволяє підвищити економічні та екологічні показники судової енергетичної установки.

Список літератури

1. MAN B&W Diesel: K98MC project guide: two-stroke engines. (2010). Denmark: Copenhagen.
2. REVIEW OF MARITIME TRANSPORT. (2018). New York, United Nations Publications.
3. Significant ships. (2000-2017). London, The Royal Institution of Naval Architects.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЭУ КОНТЕЙНЕРОВОЗОВ ВМЕСТИМОСТЬЮ ДО 7 ТЫС. ТЕУ

Юшкевич М.А. студент магистратуры;

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова;

Украина, город Николаев

Аннотация. Проанализирован состав судовой энергетической установки и методы по повышению ее эффективности. Рассмотрены пути модернизации энергетической установки с учетом требований ИМО относительно содержания экологически вредных элементов в газах, отводимых в атмосферу.

Ключевые слова: контейнеровозы; выпускные газы; методы повышения эффективности.

INCREASE OF EFFICIENCY OF SEU CONTAINERS BY A CAPACITY UP TO 7 THOUSANDS. TEU

Yushkevich M.A. Master's student;

Admiral Makarov National University of Shipbuilding;

Annotation. In this scientific work was reviewed the problem of inappropriate use of exhaust gases as secondary energy resources. The composition of the ship power plant (SPP) of container vessels is analyzed and the methods for increasing its efficiency are found. The use of additional equipment to increase the efficiency of the use of exhaust gas by the SPP is technologically and economically justified.

Key words: container ships; exhaust gases; methods for increasing efficiency.

УДК 628.165:621.44

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОБІМНІКІВ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ТАНКЕРІВ-ПРОДУКТОВОЗІВ ТИПУ PEARL ТА АВТОМОБІЛЬНО-ПАСАЖИРСЬКИХ ПОРОМІВ ДЕДВЕЙТОМ 4600Т

Кузнецова С.А. канд. техн наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ,

Холявко П.Г., Черненко Д.А. студенти магистратури.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;

Україна, місто Миколаїв;

kuznetsova_s_a@ukr.net

Анотація. Надійна та ефективна робота головних двигунів, дизель-генераторів та інших елементів енергетичної установки залежить від параметрів повітря у машинному відділенні. Вони також впливають на стан здоров'я команди, а для автомобільно-пасажирських поромів і на безпечність та комфорт пасажирів. Тому система кондиціювання, що підтримує тепловологовий режим повітря у відділеннях та каютах потребує вдосконалення.

Ключові слова: теплообмінник, система кондиціювання, інтенсифікація, поверхня, зниження потужності вентиляторів.

Актуальність Безпека та розвиток країн дуже пов'язані з їх енергетичною незалежністю. На жаль Україна не може забезпечити себе власними енергоносіями, тому закупає їх. Транспортування рідкого палива морем при застосуванні танкерів – продуктовозів один з економічних та надійних способів доставки. Розвиток автотуризму призводить до необхідності використання поромів для комфортного та швидкого транспортування пасажирів та їх автомобільного транспорту. На півдні України розташовані Південний, Одеський, Миколаївський порти, що обслуговують такі судна, але є обмеження по габаритах. Особливість обох типів суден у додаткових навантаженні на систему кондиціювання: танкерам-продуктовозам доречно приймати вантаж у портах Саудовської Аравії, Ірані, ОАЕ та Кувейті де ціни на нафтопродукти є найширшими [2] та температура навколишнього повітря сягає 20 до 43°C на протязі року [3, 6], для автомобільно-пасажирських поромів додаткове навантаження виникає за рахунок підтримки комфортних умов у каютах під час рейсу та у місцях перебування людей на характерних лініях між островами Греції, Іспанії, Японії, Канади. Температури навколишнього повітря у цих районах наступні: 18...35°C для Греції та Іспанії, 8...32°C – Японія та -20...+23°C - Канада [3, 6]. Тому дослідження пов'язані з підвищенням

ефективності теплообмінників систем кондиціонування є актуальною, і дозволять знизити навантаження на дизель генератори.

Проблема Зараз для систем конденсації використовуються теплообмінники з трубчасто-пластинчастим поверхнями з: накатними, навитими, круглими насадними без відворотів, круглими або прямокутними з виворотами та пластинчастими ребрами [5]. Використання оребрених поверхонь підвищує теплообмін, але й збільшує опір. Інший спосіб підвищення теплообміну є завихрення потоку повітря. Але необхідно при обранні інтенсифікації сукупно розглядати збільшення теплообміну та опору теплообмінних поверхонь. Використовуючи досвід експлуатації різних інтенсифікованих поверхонь необхідно обґрунтувати нову, у якій зростання коефіцієнту теплопередачі переважає зростання опору.

Метою роботи є підвищення енергоефективності теплообмінних апаратів за рахунок використання нових інтенсифікованих поверхонь з меншим опором, для зниження потужності вентиляторів системи кондиціонування.

Одним з найбільш розповсюджених способів інтенсифікації теплообміну є оребрення зовнішньої поверхні труб при умові направлення в міжтрубний простір теплоносія з низьким значенням коефіцієнта тепловіддачі. Оребрення досягається вирівнювання термічних опорів на протилежних сторонах теплообмінної поверхні; крім того, площа теплообмінної поверхні, яка контактує з повітрям, може бути збільшена в 7...20 раз і більше, що компенсує відносно невисокі коефіцієнти тепловіддачі зі сторони повітря. При цьому, слід враховувати зростання затрат на прокачування теплоносія. Застосовують лопатні завихрювачі, переривчасті шнекові завихрювачі з різною формою центрального тіла та ін. Слід зазначити, що одночасно з збільшенням коефіцієнта тепловіддачі на 30...40 % має місце підвищення гідравлічного опору в 1,5 – 2,5 рази. Турбулізуючі вставки у вигляді діафрагм розміщують в трубі на певній відстані одна від одної. При наявності таких вставок перехід до турбулентної течії в трубах відбувається при $Re = 140$ (для труб без вставок при $Re = 2300$), що дозволяє підвищити коефіцієнт тепловіддачі в 2-3 рази.

Певний ефект інтенсифікації тепловіддачі може бути отриманий при використанні витих труб. В порівнянні з гладкотрубними пучками, які поперечно омиваються при однакових числах Re інтенсивність тепловіддачі в пучках витих труб вище на 60...70 %. Проте в 2 рази вище і гідравлічний опір [1, 4.]

Із приведених вище видів інтенсифікаторів для подальшого дослідження обрані: поперечні ребра круглого профілю з ступенем оребрення $\phi = 9,0$, та круглі труби з інтенсифікаторами – кільцеві виїмки на внутрішній поверхні гладкої труби (рис.1) та гвинтова накатка (рис.2)

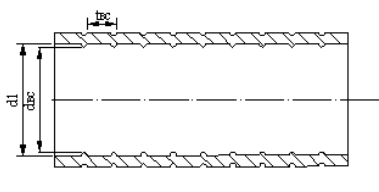


Рис.1 Труба з кільцевими виїмками

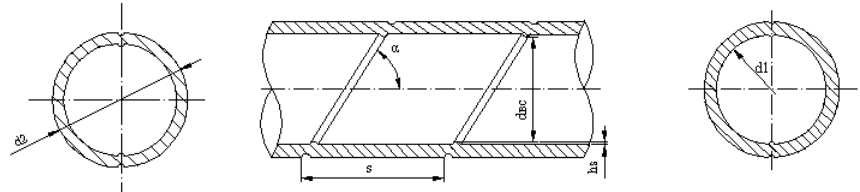


Рис.2 Труба з двоуходовою гвинтовою накаткою

В якості показників ефективності процесів тепловіддачі розглядатимуться числа Рейнольдса та Нуссельта. Результати наступні: порівняно з оребреною трубою при однакових числах $Re=5000...20000$ числа Nu збільшуються для труби з гвинтовою накаткою в 1,07...1,12 раз, а для труб з кільцевими виїмками в 1,14...1,20 раз, а при $Re=30000...60000$ числа Nu збільшуються для труби з гвинтовою накаткою в 1,20...1,27 раз, а для труб з кільцевими виїмками в 1,35...1,41 раз. Тобто планується підвищення коефіцієнту теплопередачі підвищення для труб з гвинтовою накаткою до 1,3 разів, а для труб з кільцевою виїмкою до 1,7. Тобто з теплообмінної частини ці поверхні дуже перспективні, але опір цих поверхонь буде майже у 2 рази вище. Тому відношення зростання теплообміну до опору складе до 0,65...0,85. Враховуючи вище наведене пропонуємо розглянути інші по формі труби.

Для зниження опору запропоновано дослідити еліптичну трубу, враховуючи що повний коефіцієнт опору при обтіканні циліндра складає 0,9...1,2, а при обтіканні еліпса коефіцієнт опору складає 0,37...0,48. Таким чином, за основу теплообмінної поверхні приймаємо еліптичний профіль, а в якості інтенсифікатора використовуємо трикутну виїмку (рис.3).

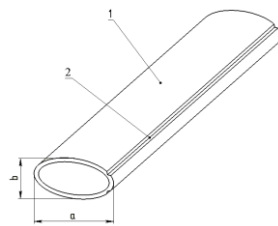


Рис.3 Еліптична труба з трикутною виїмкою

Оцінку ефективності запропонованого теплообмінного профілю методом математичного моделювання та обробка отриманих даних показала, що при обтіканні теплообмінної поверхні еліптичного перерізу з трикутними виїмками в кормовій частині можливе зниження гідродинамічного опору до 3,2 разів, що забезпечить значення коефіцієнту опору на рівні 0,28...0,33, що значно нижче, ніж при обтіканні гладкої труби.

Крім того, при використанні запропонованого профілю теплообмін покращується до 1,20 раз. Тому відношення зростання теплообміну до зростання опору складе до 1,28...1,63. Тобто обираємо еліптичну поверхню з трикутною виїмкою.

При умові незмінності габаритів теплообмінних поверхонь потужність вентиляторів може змінитися на 15...18% , що для танкеру знизиться на 18...27 кВт год, а для поромів до 90...250 кВт год

Висновки

1. Підвищення ефективності теплообмінників системи кондиціонування планується за рахунок використання нових інтенсифікованих теплообмінних поверхонь з еліптичної труби з трикутною виїмкою.

2. Застосування цих поверхонь дозволяє підвищити теплообмін до 1,2 рази за рахунок зниження опору, що дозволяє підвищити швидкість.

3. За умови збереження габаритів теплообмінників але зниження опору потужність вентиляторів системи кондиціонування може бути знижено на 5...18%.

Список літератури

1. Бажан, П.И., Каневец, Г.Е., Селиверстов, В.М. (ред.). (1989). Справочник по теплообменным аппаратам. Машиностроение.
2. Волошина, С. В., Костакова, Л. Д., Логвиненко, Н. І. (2017). Світовий ринок нафтопродуктів: тенденції розвитку і перспективи для України. Ефективна економіка, № 12. Взято з: <http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=5998>.
3. Географія. Мислення, що змінює світ. Взято з: <http://www.geograf.com.ua>
4. Гортышов, Ю.Ф., Олимпиев, В.В., Попов, И.А.. (2002). Эффективность промышленно перспективных интенсификаторов теплоотдачи: Обзор. Анализ. Рекомендации. Энергетика, №3, 102-118.
5. Радченко, М.І., Радченко, А. М., Коновалов, Д.В., Радченко, Р.М. (ред.). (2014). Теплообмінники систем кондиціонування та рефрежирації. Миколаїв: НУК.
6. Погодні умови в заданому регіоні. Взято з: <https://ua.sinoptik.ua>

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННИКА ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ ТАНКЕРОВ-ПРОДУКТОВОЗОВ ТИПА PEARL И АВТОМОБИЛЬНО-ПАССАЖИРСКИЙ ПАРОМ ДЕДВЕЙТОМ 4600Т

Кузнецова С.А. канд. техн наук, доцент кафедры ЕСЕУ и ТО,
Холявко П., Черненко Д.А. студенты магистратуры.

Аннотация. Надежная и эффективная работа главных двигателей, дизель-генераторов и других элементов энергетической установки зависит от параметров воздуха в машинном отделении. Они также влияют на состояние здоровья команды, а для автомобильно-пассажирских паромов и на безопасность и комфорт пассажиров. Поэтому система кондиционирования, которая поддерживает тепловлажностный режим воздуха в отделениях и каютах нуждается в совершенствовании.

Ключевые слова: теплообменник, система кондиционирования, интенсификация, поверхность, снижение мощности вентиляторов.

FUEL ENERGY EFFICIENCY OF HEATING SYSTEMS AT MODERNIZATION SYSTEMS OF AIR CONDITION REPEAT FOR TANKER-PRODUCT CARRIERS TYPE PEARL TA AUTOMOBILE PASSENGER POROMIV WITH A 4600T DEATH

Kuznetsova S.A. cand. of tech. sciences, Associate Professor of the Department of ESPP and HE,
Kholiyavko P.G., Chernenko D.A. students of magistrature;

Annotation. Reliable and efficient operation of the main engines, diesel generators and other elements of the power plant depends on the air parameters in the engine room. They also affect the health status of the team, and for car and passenger ferries, and the safety and comfort of passengers. Therefore, the air conditioning system, which supports the heat-moisture regime of air in the compartments and cabins, needs to be improved.

Key words: heat exchanger, air conditioning system, intensification, surface, fan power reduction.

УДК 621.4:620.9

ВИКОРИСТАННЯ ПОТЕНЦІАЛУ КРІОГЕННОЇ ЕНЕРГІЇ НА КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «ISLA BELLA»

Казьмін Владислав Ігорович, магістрант,
спеціальність суднові енергетичні установки та устаткування;
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
kazmin.vladyslav@gmail.com

У статті розглянуті тенденції розвитку суднобудування і компоновання енергетичної установки. Здійснено аналіз вторинних енергетичних ресурсів головного двигуна контейнеровозу «Isla Bella». Розраховано загальний потенціал кріогенної енергії та запропоновано шлях її використання.

Ключові слова: світові тенденції суднобудування, суднова енергетична установка, термоакустика, LNG-паливо, кріогенна енергія.

Вступна частина

Зараз основні тенденції в суднобудуванні – будівництво суден, які працюють на зрідженому природному газі. Він і дешевший за інші види палива і промислові судна на ЗПГ можуть ходити в акваторіях, які мають обмеження по викидам.

Шкідливі викиди оксидів сірки запропоновано унормувати відповідно до вмісту сірки в паливі, а викиди оксидів азоту - виходячи з типу судового дизеля (рис.1). При цьому в ряді районів світового океану було запропоновано встановити більш суворі обмеження, присвоївши таким районам особливі статуси.

Правилами встановлено, що допустимий вміст сірки в паливі, що використовується для потреб судових двигунів, повинен бути не більше 3,5%. У районах контролю викидів вміст сірки в паливі не повинен перевищувати з 1 січня 2015 р. 0,1 %, а до цієї дати – 1,0 %. До таких районів на сьогодні відносяться райони Балтійського, Північного і Карибського морів, а також Північноамериканський район. У Світовому океані викидів сірки в паливі не повинні перевищувати 0,5 % з 1 січня 2020 року.

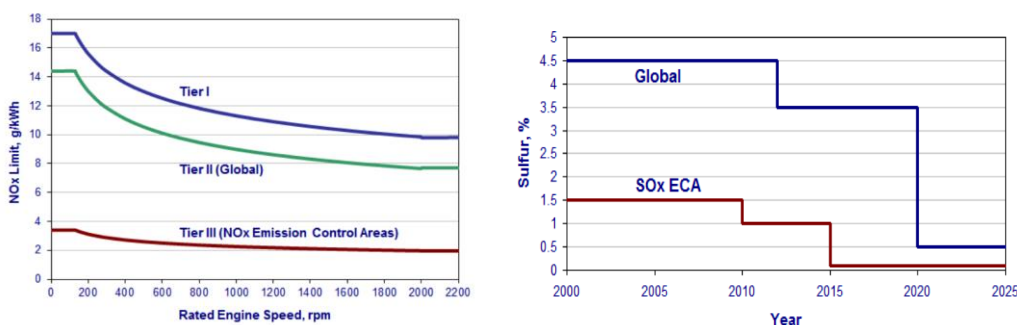


Рис. 1 Обмеження ІМО відносно викидів від судових двигунів

Контейнеровоз «Isla Bella» забезпечує скорочення викидів вуглецю на 30% в порівнянні з новими судами такого ж розміру, що працюють на традиційному паливі. Крім скорочення викидів вуглекислого газу, судно забезпечує значне зменшення викидів окису азоту і окису сірки. маючи двопаливний головний двигун, судно може працювати або на традиційному паливі, або на ЗПГ (рис. 2). Коли використовується тільки ЗПГ, викиди окису сірки майже повністю усуваються. Компанії General Dynamics NASSCO і TOTE Maritime створили на той час перший контейнеровоз «Isla Bella», що використовує як паливо ЗПГ. Після здачі судна, воно стало найбільш екологічним такою водотоннажністю в своєму класі.

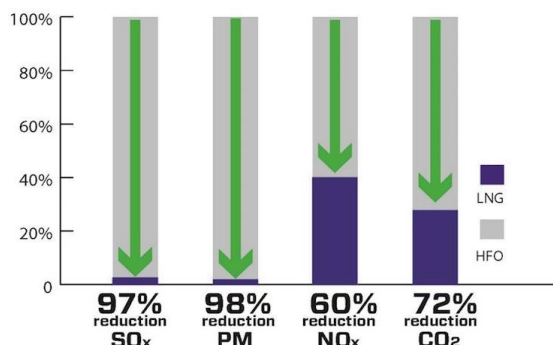


Рис. 2 Порівняння викидів двигуна, який працює на HFO та на LNG

Судно має коротку рейсову лінію в Північноамериканському районі (Jacksonville - Puerto Rico) протяжністю близько 2 000 кілометрів (рис.3).

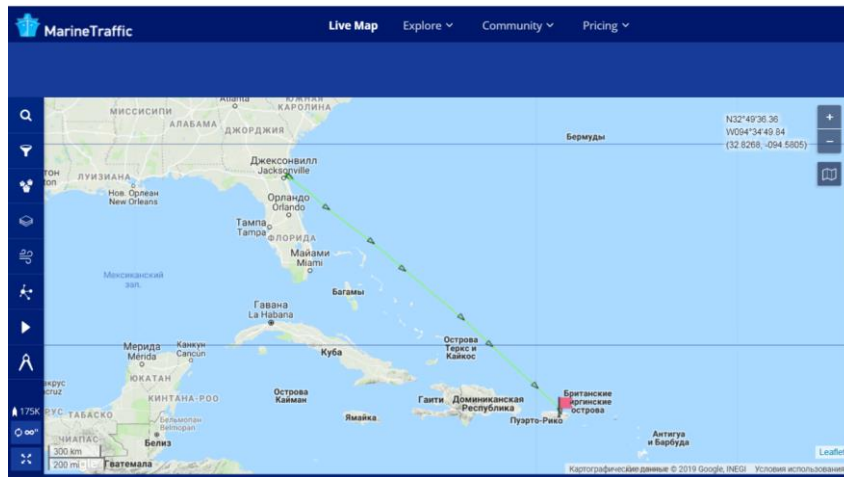


Рис. 3 Рейсова лінія судна ISLA BELLA

Загальний потенціал криогенної енергії для даного судна з запропонованим головним двигуном: Потенціал криогенної енергії LNG палива без фазового переходу звичайний рекуперативний теплообмінник.:

$$Q_{\text{ПГ}}^{\text{P}} = c_{\text{рм}} * G_{\text{ПГ}} * (T_{\text{max}} - T_{\text{min}}) = 3,59 * 0,862 * (135 - 111) = 74 \text{ кВт}$$

де $G_{\text{ПГ}}$ – витрата газу на головний двигун, кг/с; $c_{\text{рм}}$ – питома теплоємність метану, кДж/кг*К; T_{max} , T_{min} – максимальна і мінімальна температури паливного газу, К.

Потенціал криогенної енергії LNG палива з урахуванням енергії фазового переходу потребує спеціальних за конструкцією теплообмінників:

$$Q_{\text{ПГ}}^{\text{F}} = G_{\text{ПГ}}r + c_{\text{рм}}G_{\text{ПГ}}(T_{\text{oc}} - T_{\text{max}}) = 0,862 * 510 + 3,59 * 0,862 * (298 - 135) = 944 \text{ кВт}$$

Отже, загальний потенціал криогенної енергії:

$$Q_{\text{LNG}} = Q_{\text{ПГ}}^{\text{F}} + Q_{\text{ПГ}}^{\text{P}} = 944 + 74 = 1\,018 \text{ кВт}$$

Висновок

Враховуючи наявний температурний рівень ВЕР сучасних СЕУ, а також потенційні можливості термоакустичних технологій, можна вважати доцільним їх застосування в складі судових енергетичних установок. Нижче на рисунку 4 наведено графік значень можливої кількості використаної енергії залежно від температури оточуючого середовища, а отже і перепаду температур від потужності обраного головного двигуна судна.

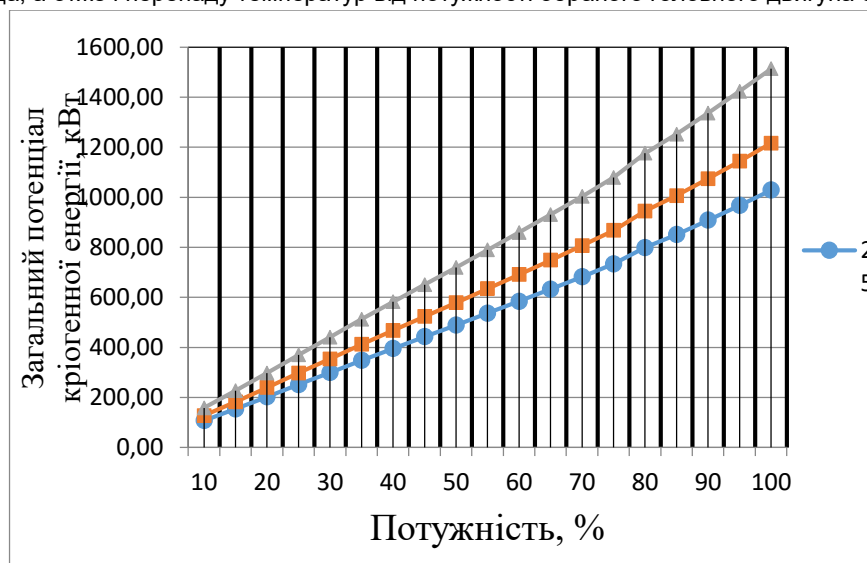


Рис. 4 Графік залежності загального потенціалу криогенної енергії

Література

- 1) Nick Savvides (2015). Significant Ships of 2015. Royal Institution of Naval Architects. London.
- 2) Man Energy Solutions (2019). www.marine.man-es.com

3) Овсянников М.К., Петухов В.А. (1986). Судовые дизельные установки: Справочник. Ленинград: Судостроение.

Использование потенциала криогенной энергии на контейнеровозе «Isla Bella»

Казьмин В.И.

В статье рассмотрены тенденции развития судостроения и компоновки энергетической установки. Осуществлен анализ вторичных энергетических ресурсов главного двигателя контейнеровоза «Isla Bella». Рассчитан общий потенциал криогенной энергии и предложены пути ее использования.

Ключевые слова: мировые тенденции судостроения, судовая энергетическая установка, термоакустика, LNG-топливо, криогенная энергия.

Using The Potential Of Cryogenic Energy On The Container Ship «Isla Bella»

Kazmin V.I.

The article discusses the development trends of shipbuilding and the composition of a power plant. The analysis of secondary energy resources of the main engine of the container ship «Isla Bella» was carried out. The total potential of cryogenic energy is calculated and ways of its use are proposed.

Keywords: global shipbuilding trends, marine power plant, thermoacoustics, LNG fuel, cryogenic energy.

УДК 621.4:620.9

АНАЛІЗ ПОТЕНЦІАЛУ СКИДНИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ НА СУДНАХ З КРІОГЕННИМИ ПАЛИВАМИ

Жеребецький Олександр Андрійович, магістрант;

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;

Україна, місто Миколаїв;

zhrebetsky.alexandr@gmail.com, kvv001@gmail.com

Анотація. В роботі проведено аналіз наявних тенденцій в суднобудуванні та особливостей використання двопаливних двигунів. Розрахунки показали потенційну ефективність термоакустичних технологій для енергозаощадження в СЕУ. На прикладі енергетичної установки судна APL Temasek (13 900 TEU) розраховано потенціал криогенної енергії.

Ключові слова: суднові енергетичні установки; вторинні енергоресурси; термоакустика; скраплений природний газ; криогенна енергія.

Аналіз наявних тенденцій в суднобудуванні та доцільність використання LNG

Обмеження в судових паливах вмісту сірки на рівні 0.5-3.5% у тяжких паливах та 0.1% у судовому дизельному паливі (рис.1.) змушують судновласників та суднобудівників шукати шляхи вирішення цієї проблеми. На даний момент більшість судових двигунів працюють на дизельному пальному – та вже у 2020 році ці двигуни не зможуть відповідати вимогам ІМО. Для того, щоб не перевищувати вміст сірки у відхідних газах необхідно модернізувати обладнання. Перший варіант це встановлення скрубєрів – додаткових «фільтрів» у системі відхідних газів, що дозволяє отримувати необхідні результати. Другий варіант – використання більш екологічного виду палива – скрапленого природного газу (LNG).



Рис. 1. Обмеження вмісту сірки

Скраплений природний газ (LNG) використовувався як суднове паливо багато років та головним чином на газовозах. Воно спалювалось у допоміжних котлах чи використовувалося як паливо для дизель-генераторів, що працювали на подвійному видах палива. Протягом останнього десятиріччя кількість суден, що використовують скраплений природний газ помітно збільшилася.

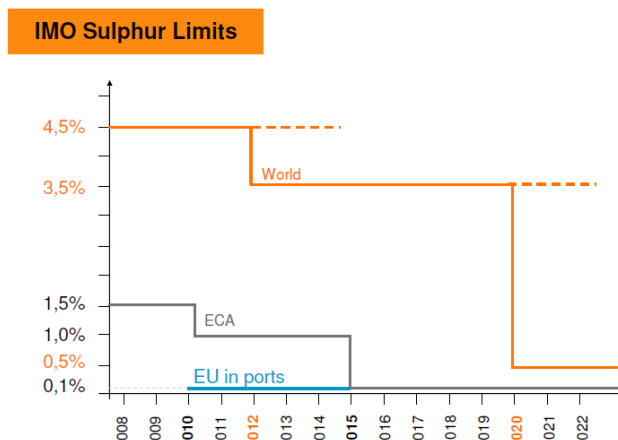


Рис.2. Графік змін цін на різні види палив

Видобування природного газу збільшується та його цінність на світовому ринку зростає. Продаж LNG з кожним роком зростає на 6-8%. Природний газ найбільш екологічний з усіх видів органічних палив та в зв'язку з посиленням контролю за викидами, його використання становиться все більш актуальним. Результати показують (рис.2.), що природний газ завжди мав більш конкурентоздатну ціну ніж інші органічні палива, та його ціна постійно була нижчою ніж будь які інші окремі альтернативні види палив.

При переході з мазуту на природний газ проблеми, що посилюються все більш жорсткими регулюваннями викидів, можуть бути вирішені (рис.3). Коли двигун на подвійному типі палива працює на природному газі, досягаються наступні цілі:

- Зменшені викиди CO₂ приблизно на 30% завдяки низькому вмісту вуглецю, порівняно з іншими рідкими паливами;
- Викиди NO_x зменшені приблизно на 85% завдяки процесу згоряння збідненої суміші, що використовується у двигунах на подвійному паливі;
- Викиди SO_x майже остаточно ліквідовані, так як природний газ не містить сірки;

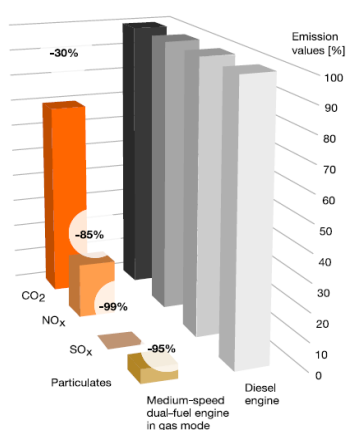


Рис.3. Діаграма викидів на HFO та LNG

Двигуни на подвійному паливі працюють на газі та відповідно до циклу Отто можуть виділяти невелику кількість вуглеводнів, що часто називають просок метану. Незгорілі вуглеводні зазвичай вважають за парникові гази. Наприклад двигуни на подвійному паливі компанії Wärtsilä, що працюють на газі мають на 12-30% менше парникових газів у викидах ніж двигуни цієї компанії, що працюють на дизельному пальному. Газ є найчистішим вуглеводнем також з точки зору викидів парникових газів

Проблема вибору між SO_x скруберами та LNG доволі непроста. Обидві альтернативи потребують додаткових інвестицій. Судна з LNG в більшості випадків буде дорожчою альтернативою, через ціну паливної

системи LNG. З одного боку судна з LNG завжди дорожчі за судна на важкому паливі так як оснащені елементами додаткової очистки викидів, але з іншого боку це означає, що експлуатаційні витрати для LNG повинні бути нижчі для того, щоб зробити використання LNG вигідним.

СЕУ контейнеровозу APL Temasek 13,900TEU

APL Temasek перший в серії з 10-ти контейнеровозів місткістю 13,900TEU, що замовлені компанією "Neptune Orient Lines" (NOL). Судно сконструйовано компанією "Hyundai Samho Heavy Industries Co., Ltd (HSHI) та було доставлено замовнику в березні 2013 року. Є одним з найбільших та найбільш екологічних суден, що були сконструйовані для флоту NOL.

Для того, щоб виконувати вимоги IMO щодо викидів сірки у 2020 році на данному судні використовується сучасний двопаливний двигун WinGD 12X92DF. Це дає змогу майже уникнути викидів сірки завдяки роботі двигуна на природному газі. Також відпадає необхідність встановлення додаткової системи очищення скидних газів або скрубберів. Окремі розрахунки різних систем двигуна зроблені у програмі "GTD". [2]

Найкращий спосіб збільшити ефективність судна з двотактним двигуном – утилізувати відпрацьованого тепла двигуна. Відпрацьоване тепло акумулюється в основному з енергії відхідних газів. Технології з силовими турбінами, наприклад з паровою турбіною в комбінації з високоефективними турбонагнітачами та котлами (рис.4.), використовуються в

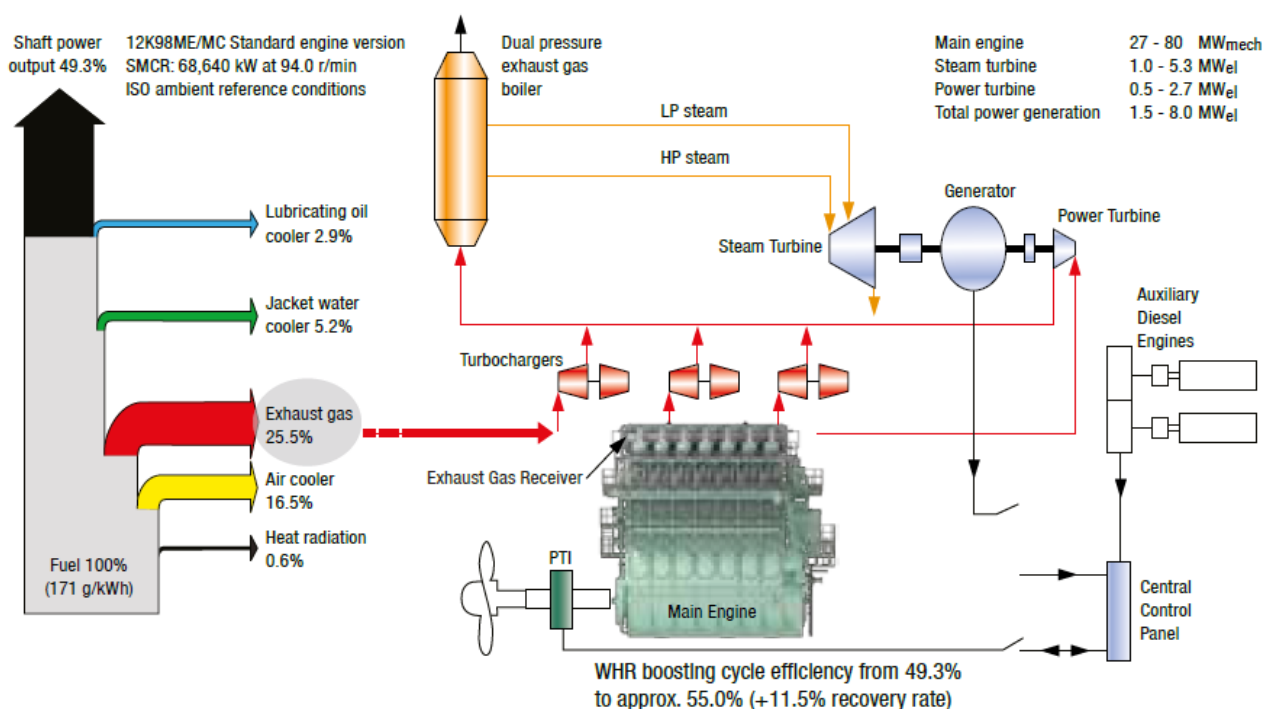


Рис.4. Схема утилізації

системі з загальною ефективністю 55%. Це дає змогу збільшити на 10% ефективність порівняно з ефективністю стандартної системи без системи використання енергії відхідних газів. Таким чином зменшується використання палива на 10% та викиди CO₂. Найвищий теоретичний показник ефективності даної системи наближається до 60%. Система використання вторинних енергоресурсів може включати в себе методи зниження викидів NO_x та рециркуляцію відхідних газів. В таких випадках ефективність системи досягає 58%. З 2009 року інтерес до систем використання вторинних енергоресурсів значно збільшився, особливо протягом періодів коли почали збільшуватися ціни на паливо.

Двигун, що працює на скрапленому природному газі має спеціальну паливну систему (рис.5.)

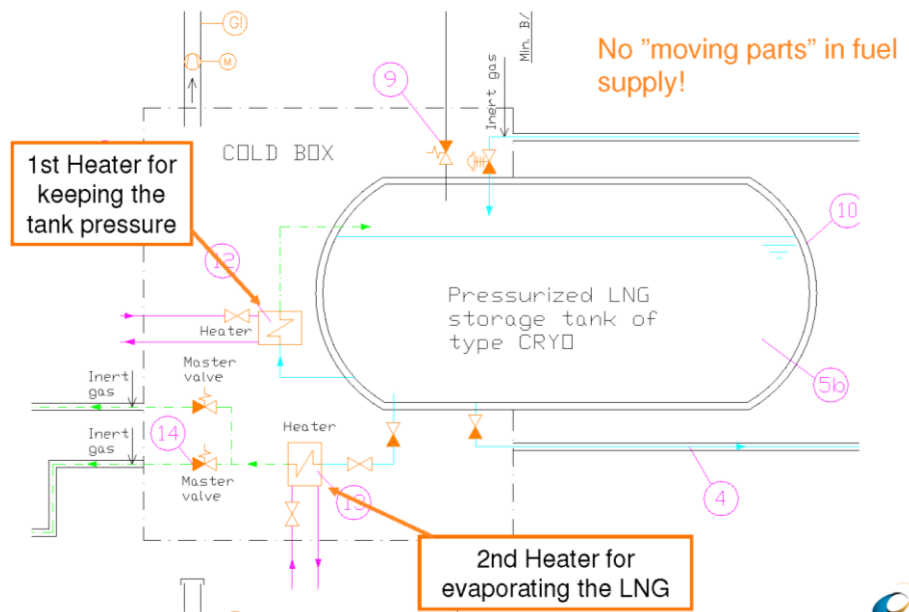


Рис.5. Схема паливної LNG системи

Розрахунок потенційної криогенної енергії.

Кількість теплоти, яка втрачається з відхідними газами:

$$Q_r^3 = G_r c_{pr} (T_r - T_{oc}) = 130.5 * 1.05 * (486 - 298) = 25,760 \text{ кВт}$$

де G_r – витрата відхідних газів, кг/с; c_{pr} – питома теплоємність продуктів згоряння, кДж/кг*К; T_r , T_{oc} – відповідно температури відхідних газів і оточуючого середовища, К.

Втрата теплоти з відхідними газами:

$$Q_r = Q_r^3 - Q_r^{yk} = 25,760 - 4,522 = 21,239 \text{ кВт}$$

Витрата газу на головний двигун:

$$G_{\PiГ} = b_e * N_e = 0.1388 * \frac{52,785}{3,600} = 2,035 \text{ кг/с}$$

де b_e – питома витрата газу, кг/кВт*час; N_e – потужність ГД, кВт;

Потенціал криогенної енергії LNG палива без фазового переходу – звичайний рекуперативний теплообмінник.:

$$Q_{\PiГ}^p = c_{pm} * G_{\PiГ} * (T_{max} - T_{min}) = 3.59 * 2.035 * (135 - 111) = 175.35 \text{ кВт}$$

де $G_{\PiГ}$ – витрата газу на головний двигун, кг/с; c_{pm} – питома теплоємність метану, кДж/кг*К; T_{max} , T_{min} – максимальна і мінімальна температури паливного газу, К.

Потенціал криогенної енергії LNG палива з фазовим переходом, потребує спеціальних за конструкцією теплообмінників:

$$Q_{\PiГ}^r = G_{\PiГ} r + c_{pm} G_{\PiГ} (T_{oc} - T_{max}) = 2,035 * 510 + 3.59 * 2,035 * (298 - 135) = 2,229 \text{ кВт}$$

де r – теплота пароутворення метану, 510 кДж/кг.

Загальний потенціал криогенної енергії:

$$Q_{LNG} = Q_{\PiГ}^r + Q_{\PiГ}^p = 2,229 + 175 = 2,404 \text{ кВт}$$

Таблиця 1. ВЕР головного двигуна при роботі на природному газі

Теплоносій або джерело ВЕР	Кількість теплоти, кВт	Температура, °С/К
Відхідні гази ГД	21,239	180/453
Теплообмінник надувного повітря	20,915	32/305
Система охолодження двигуна	5,080	80/353
Маслоохолоджувач ГД	3,360	61/334
Криогенна енергія	2,404	-162/111

Аналізуючи результати розрахунків, які наведені на (Рис.6) можна побачити, що велика частина теплових ВЕР СЕУ не використовується.

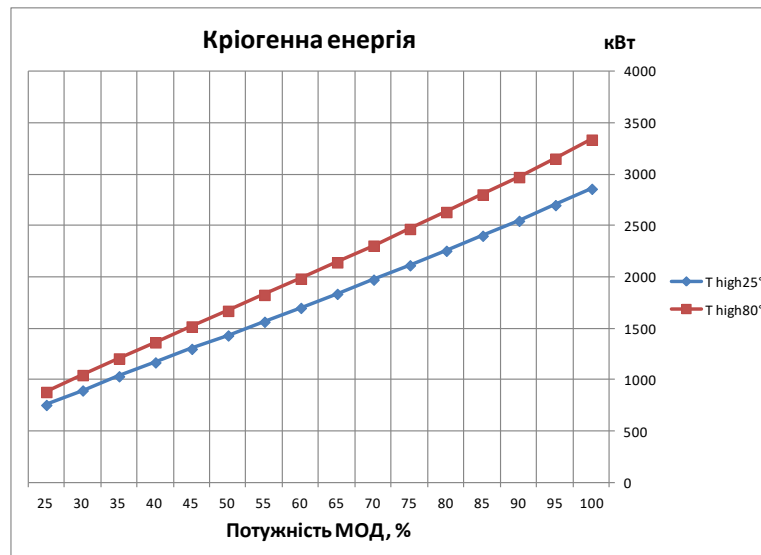


Рис.6. Кріогенна енергія

Це можна пояснити рядом причин:

- відсутні прямі потреби у низькопотенційній тепловій енергії на даному судні;
- відсутні технічні можливості та ефективні технології для ефективної утилізації, або регенерації низькотемпературних ВЕР на судні;
- бракує технологій ефективної утилізації ВЕР які можна реалізувати в складі СЕУ.

Висновки:

- великий обсяг ВЕР СЕУ не використовується;
- в газовій паливній системі ГД є надлишок теплової енергії низького температурного рівня і кріогенна енергія.
- для їх утилізації пропонується використовувати термоакустичні технології.

Враховуючи наявний температурний рівень ВЕР сучасних СЕУ, а також потенційні можливості термоакустичних технологій, можна вважати доцільним їх застосування в складі суднових енергетичних установок.

Найбільш доцільними можна вважати наступні технічні рішення на базі ТАТМ:

- суднові системи кондиціонування та рефрижерації, системи осушення повітря в спеціальних приміщеннях;
- спеціальні системи охолодження електронних блоків кораблів та суден;
- кріогенні вантажні системи на судах газозолах;
- паливні системи на судах з LNG та LPG паливами;
- технологічні системи суден FPSO, системи регенерації технологічних ВЕР шляхом підвищення їх температурного рівня.

ЛІТЕРАТУРА

- [12]. Коробко В.В.(2014). Можливі шляхи використання термоакустичних теплових машин в системах СЕУ. *Наук. вісник Херсонської державної морської академії*, 2 (11), 69-76.
- [13]. INSTALLATION INSTRUCTIONS & CONCEPT GUIDANCE, W12X92DF, Net GD, <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x92df/>
- [14]. Waste heat recovery system (whrs) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI, (2011). *Tech. rep., MAN Diesel and Turbo*, Copenhagen, Denmark, Retrieved from <https://www.mandieselturbo.com>

REFERENCES

- [12]. Korobko V.V.(2014). Mozhly`vi shlyaxy` vy`kory`stannya termoakusty`chny`x teplovy`x mashy`n v sy`stemax SEU. [Possible ways of using thermoacoustic heaters in SPP systems]. *Naukovy`j visny`k Xersons`koyi derzhavnoyi mors`koyi akademiyi*, 2 (11), 69-76.
- [13]. INSTALLATION INSTRUCTIONS & CONCEPT GUIDANCE, W12X92DF, Net GD, <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x92df/>
- [14]. Waste heat recovery system (whrs) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI, (2011). *Tech. rep., MAN Diesel and Turbo*, Copenhagen, Denmark, Retrieved from <https://www.mandieselturbo.com>

Zherebetsky O.A

Analysis of waste heat energy potential on ships with cryogen fuel

Annotation. *In this work an analysis of current trends in shipbuilding and features of using dual fuel engines was carried out. Calculations showed the potential possibilities of thermo acoustic technologies for energy saving in marine power plants. On example of APL Temasek (13 900 TEU) ship's power plant the calculation of potential cryogen energy was made.*

Keywords: marine power plants; secondary energy resources; thermoacoustic; liquefied natural gas; cryogen energy

Жеребецкий Александр Андреевич

Анализ потенциала сбрасываемых энергоресурсов на судах с криогенными топливами

Аннотация. *В работе проведен анализ существующих тенденций в судостроении и особенности использования двухтопливных двигателей. Расчеты показали потенциальные возможности термоакустических технологий для энергосбережения в СЭУ. На примере энергетической установки судна APL Temasek (13 900 TEU) рассчитан потенциал криогенной энергии.*

Ключевые слова: *судовые энергетические установки; вторичные энергоресурсы; термоакустика; сжиженный природный газ; криогенная энергия.*

УДК 621.43

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ДІАГНОСТИКИ СУДНОВОГО ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Пирисунько М.А., викладач, Перерва І.В., студент, Яловий В.А., студент
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Херсонська філія Херсон, Україна
maximka1786@gmail.com

Анотація. *Систематичне спостереження за технічним станом судна і всіх його елементів, в тому числі і суднового енергетичного устаткування, є одним із основних обов'язків екіпажу. Як показує практика, до 50% всіх відмов дизелів викликано втратою працездатності паливної апаратури, більше половини з яких припадають на відмови форсунок. Причому, технічний стан форсунок істотно впливає на економічні та екологічні показники роботи дизеля.*

Ключові слова: *діагностика, дизель, технічний стан*

Своевременное выявление предпосылок к возникновению тех или иных нарушений в работе судового энергетического оборудования определяет безопасность плавания судна и его экономическую эффективность. Исходя из этого создание эффективных, простых в применении и оперативных в получении достоверной информации методов диагностирования состояния энергетического оборудования при эксплуатации судна является важной и актуальной задачей [1].

Как показывает практика, до 50% всех отказов дизелей вызвано потерей работоспособности топливной аппаратуры, более половины из которых приходится на отказы форсунок. Причем, техническое состояние форсунок существенно влияет на экономические и экологические показатели работы дизеля.

Одним из основных направлений в обеспечении надежности судовой техники является развитие методов и средств диагностирования ДВС.

Развитие методов и выбор эффективных средств теплового диагностирования судовых дизелей и их систем газоотвода является актуальной задачей для водного транспорта, соответствует требованиям Международной морской организации (Международная конвенция по охране человеческой жизни на море, Международный кодекс по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнения) [2].

Для создаваемых двигателей обязательным условием стало соответствие их экологическим нормам. Двигатели должны полностью соответствовать приложению VI Международной конвенции MARPOL 73/78 направленной на радикальное снижение оксида серы и оксидов азота в отработанных газах судовых двигателей.

В настоящее время тепловой и теплонапряженное состояние становится одним из основных ограничений в обеспечении надежности тепловых двигателей и установок, так как оказывает определяющее влияние на образование трещин в крышках и втулках цилиндров, доньшках поршней, скорость газовой коррозии и долговечность клапанов, разрушения прокладок между крышками и блоком цилиндров, режим смазки и угар масла, интенсивность изнашивания в сочетании «втулка цилиндра - поршневой комплект» и, в итоге - на ресурс и экономичность судовых дизелей.

Существующие методы контроля за работой двигателя основаны на оценке теплового напряжения по ряду косвенных показателей: среднего индикаторного давления, положения указателя нагрузки (топливной рейки), температуры выпускных газов, охлаждающей воды и масла, выходящего из головок поршней [3].

К числу наиболее распространенных методов оценки технического состояния дизеля относится индицирование рабочего процесса. Однако оно дает недифференцированную оценку состояния деталей ЦПГ, механизма газораспределения дизеля и др., требует дальнейшего весьма квалифицированного анализа результатов диагностирования [4].

На практике наиболее широкое распространение получили такие методы диагностирования технического состояния дизелей, как параметрический, по герметичности рабочих полостей, по тепловому состоянию, виброакустический, инструментальный, по составу продуктов износа трущихся деталей в смазываемом маслом, по составу отработавших газов и стробоскопический.

При использовании параметрического метода выполняют периодическое или непрерывное измерение одного или нескольких диагностических параметров дизеля, которыми могут быть: удельный расход топлива; температура отработанных газов по цилиндрам; коэффициент избытка воздуха; температура втулок цилиндров, поршней и других деталей; давление сжатия; максимальное давление сгорания или среднее индикаторное давление; акустические и вибрационные характеристики; расход воздуха или перепад давления воздуха на различных участках воздушного или выпускного тракта зазоры в трущихся парах.

Метод диагностирования по герметичности рабочих полостей обычно применяют для оценки технического состояния систем, деталей ЦПГ, гидро- и пневмоприводов дизеля и др. При этом выполняется проверка плотности систем, устройств деталей дизеля во время гидравлических испытаний; опрессовка плунжерных пар топливных насосов контроль рабочего давления в системах и сравнение его с предельно допустимыми значениями и др. Этот метод достаточно прост и поэтому получил широкое распространение в практике эксплуатации дизелей.

Диагностирования по тепловому состоянию, оцениваемого температурой и скоростью нагрева определенных узлов и деталей, применяется для выявления технического состояния трущихся соединений, систем охлаждения и смазки, редукторов и других агрегатов и устройств дизеля.

Сущность виброакустического метода диагностики заключается в определении энергии акустического сигнала, растущего с увеличением зазора деталей ударяются. Воспринимается установленными в определенных местах датчиками результирующий акустический сигнал раскладывается на составляющие гармоники по частоте с последующей оценкой энергии вибрации в каждой выделенной полосе. Виброакустический метод отличается универсальностью и может быть использован для большого числа сопряженных деталей. Недостатком этого метода является трудность надежного разделения полезных сигналов-помех [5].

Диагностирования инструментальным методом выполняют на неработающем дизеле или без его разборки, или с частичной разборкой некоторых его узлов (например, для снятия форсунок, раскрытием фильтров, люков и др.). Техническое состояние узлов дизеля оценивается при этом непосредственно по результатам контроля значений сносных основных деталей, измеренных с помощью простых приборов, инструментов и приспособлений. Используя этот метод, можно диагностировать подшипники, передачи, приводы, механизм газораспределения дизелей и др. Инструментальный метод диагностики является наиболее трудоемким и ограниченным в возможностях, так как производимые при этом измерения невозможно автоматизировать.

Метод диагностирования по концентрации продуктов износа трущихся деталей в смазываются маслом используется для определения интенсивности износа основных деталей дизелей. Он позволяет также получать информацию об исправности действия средств очистки масла, необходимость смены масла и т.п.

Диагностирования по анализам отработанных газов дизелей применяют для оценки исправности и качества работы топливной аппаратуры, качества регулирования фаз газораспределения, сносных в деталях механизма газораспределения и деталях ЦПГ.

Выводы: проанализированы разные методы диагностирования судового теплоэнергетического оборудования, что определяет безопасность плавания судна и его экономическую эффективность.

REFERENCES:

1. Безюков, О. К., & Кардаков, А. А. (2009). Средства для контроля теплового состояния деталей остова судовых дизелей. *Журнал университета водных коммуникаций*, 12(2), 83-90.
2. Чайнов, Н. Д. (2008). *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва: Машиностроение.
3. Fisher, R.W., Brown, N.A. (2005), Factors affecting the underwater noise of commercial vessels operating in environmentally sensitive areas. OCEANS.
4. Возницкий, И. В., & Пунда, А. С. (2010). *Судовые двигатели внутреннего сгорания*. СПб: МОРКНИГА.
5. Гогин, А. Ф., Кивалкин, Е. Ф., & Богданов, А. А. (1988). *Судовые дизели (основы теории, устройство и эксплуатация)*. Москва: Транспорт.

Pyrysunko Maxim, Pererva Ivan, Yalovyi Viacheslav

Analysis of diagnostic methods of ship's heat and power equipment

Abstract. Systematic monitoring of the technical condition of the vessel and all of its elements, including marine power equipment, is one of the main responsibilities of the crew. As practice shows, up to 50% of all diesel failures are caused

by the loss of operability of fuel equipment, more than half of which are injector failures. Moreover, the technical condition of the nozzles significantly affects the economic and environmental performance of the diesel engine.

Keywords: *diagnostics, diesel, technical condition.*

Пирисунько М.А., Перерва И.В., Яловой В.А.

Анализ методов диагностики судового теплоэнергетического оборудования

Аннотация. *Систематическое наблюдение за техническим состоянием судна и всех его элементов, в том числе и судового энергетического оборудования, является одной из основных обязанностей экипажа. Как показывает практика, до 50% всех отказов дизелей вызвано потерей работоспособности топливной аппаратуры, более половины из которых приходится на отказы форсунок. Причем, техническое состояние форсунок существенно влияет на экономические и экологические показатели работы дизеля.*

Ключевые слова: *диагностика, дизель, техническое состояние.*

УДК 629.424.168

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ВОДОПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЇ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕУ

Бордачов Д.І., Тендітний С.Ю., Веремеев О.В., Ігнатенко Ф.А.

магістранти енерготехнічного факультету

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна

В даний час велика увага приділяється використанню водопаливних емульсій. Цей новий вид палива стає загальновідомим і набуває широкого поширення на транспорті. Водопаливні емульсії проходять випробування як на карбюраторних двигунах, так і на дизелях. Існує кілька методів, приготування ВПЕ. Наприклад, в бак заливається вже готова емульсія, яка здатна зберігатися без значного розшарування кілька діб. Розроблено способи безпосереднього приготування емульсії перед її вживанням в енергетичних установках, які знаходять поширення на флоті та у залізничному транспорті.

Габарити і продуктивність установок для приготування емульсій відповідають судовим вимогам і вписуються в загальну компоновку машинних відділень. Габарити і продуктивність установок для приготування емульсій відповідають судовим вимогам і вписуються в загальну компоновку машинних відділень. Проведені глибокі теоретичні дослідження впливу ВПЕ на робочий процес. Створені перші напівпромислові установки для отримання емульшованого палива з автоматичним дозуванням води. На флотах є деякий досвід роботи судових дизелів на емульшованому паливі. Кілька суден постійно працюють на ВПЕ.

При роботі дизелів на важких сортах палив можуть погіршитися якість розпилювання, сумішоутворення і згоряння палива, зрости температура випускних газів і димність, збільшитися корозійний знос деталей циліндро-поршневої групи і паливної апаратури. Внаслідок цього необхідно розробляти нові методи вдосконалення процесу згоряння важких палив в дизелях. Застосування водопаливних емульсій дозволяє частково вирішити виникаючі проблеми при використанні важких палив.

Наявність води в паливі прийнято вважати небажаним, так як вода знижує теплоту згоряння палива і підвищує температуру його застигання, а крім того, двигун може працювати нестабільно. Все це справедливо в тому випадку, якщо вода присутня в паливі в шаровому вигляді або нерівномірно вводиться разом з робочою сумішшю в камеру згоряння. Для отримання однорідної суміші необхідно рівномірно розподілити воду в паливі і притому таким чином, щоб спектр крапель води в паливі був оптимальним. Така суміш води і палива є емульсією.

В роботі наведені результати досліджень дизеля двухтактного судового типу 4RLB76 фірми Sulzer, що працює на емульшованому водою паливі. Як палив використовувалися дизельне паливо і важке дизельне паливо в'язкістю $\nu_T = 400 \text{ мм}^2/\text{с}$ при $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Оскільки водопаливна емульсія важкого палива має більш високу в'язкість, ніж саме важке дизельне паливо, то застосовувався підігрів емульсії до температури $t=130 \text{ }^\circ\text{C}$. При дослідженнях використано три системи підготовки та подачі емульсії в дизель 4RLB76, схеми яких представлені на рис. 1. Всі три системи забезпечують підготовку емульсії з близькими властивостями. Розподіл об'ємів крапель води в водопаливній емульсії, підготовленої в системі показано на рис. 2.

В процесі випробувань відзначено, що застосування різних систем підготовки емульсії не робить помітного впливу на параметри дизеля. Наведені на рис. 3 залежності параметрів дизеля 4RLB76 фірми Sulzer від навантаження, свідчать про те, при його роботі на водопаливній емульсії, що містить 20% води, основні показники роботи дизеля поліпшуються. Зокрема, температури газів на вході в турбіну $t_{вт}$ і на виході з турбіни при роботі дизеля на ВТЕ, що містить 20% води, виявилися на 10 °С нижче, ніж при роботі на дизельному паливі. Тиск кінця стиснення p_c і максимальний тиск згоряння p_z при роботі дизеля на дизельному паливі і ВТЕ виявилися практично однаковими. При роботі дизеля на ВТЕ, що містить до 20 % води, концентрація оксидів азоту NOx в ОГ знижується лише на 8% при одночасному зменшенні питомої ефективної витрати палива g_e .

Висновок: використання водопаливних емульсій призводить до покращення як ефективних так і екологічних показників СЕУ. Так питома витрата палива зменшується на 2...3%, проте викиди NOx зменшуються на 20...40%.

Література:

1. Вахромеев, О. С. (2009). Использование водотопливной эмульсии при эксплуатации судовых ДВС. *Вестник Астраханского Государственного Технического Университета*, 1, 223–225.
2. Кормилицин, В. И., Лысков, М. Г., & Румынский, А. А. (1992). Влияние добавки влаги в топку на интенсивность лучистого теплообмена. *Теплоэнергетика*, 1, 41–44.
3. Павлов, Б. П., Батуев, С. П., & Щевелев, К. В. (1983). *Подготовка водомазутных эмульсий для сжигания в топочных устройствах*. Ленинград: Недра.
4. <http://www.nwmtc.ac.ru>.
5. <http://www.energy-saving-technology.com/page-ru>.
6. <http://www.is.svitonline.com>.

УДК 629.424

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕУ ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

Голомовзий М.А., Фельчак О., Єлфімов В.В., Ксенжук В.Л.

магістранти енерготехнічного факультету

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна

Більше 50% теплової енергії, одержуваної при згорянні палива, сьогодні перетворюється на корисну роботу (рис 1), що забезпечує рух судна. Приблизно половина відпрацьованого тепла представляє додатковий ресурс енергії, яку теоретично можна використовувати на судні для виробництва пари та електроенергії, необхідних для обігріву та роботи допоміжного обладнання.

Найбільш ємною (25,5%) і привабливою залишається теплова енергія, вихлопних газів. Однак у зв'язку з удосконаленням робочого процесу двигунів і зменшенням питомої витрати палива температурний потенціал газів неухильно знижується і це створює певні труднощі в його використанні.

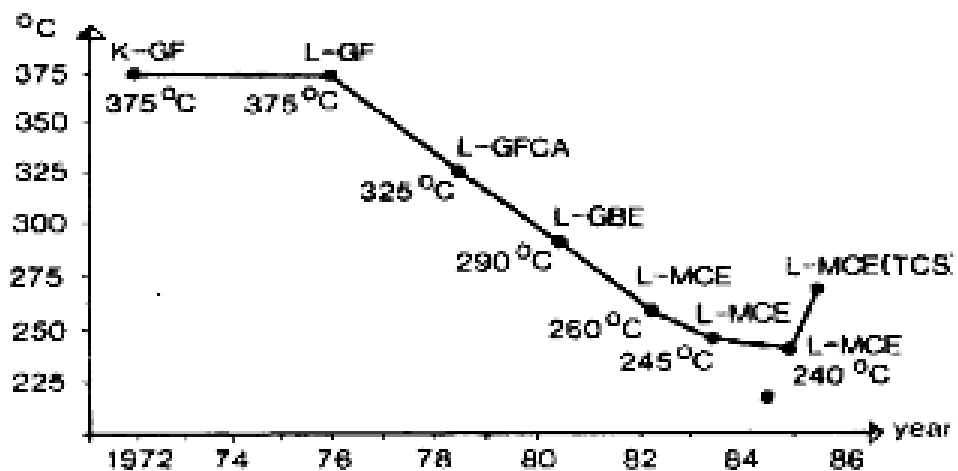


Рисунок 1 Зміна температури вихлопних газів за ГТК

Забезпечення парою або гарячою водою господарсько-побутових та інших споживачів на судах проводиться системами тепlopостачання, що складаються з джерел теплової енергії, трубопроводів і різних апаратів. Джерелами тепла на судах в ходовому режимі є утилізаційні котли, що працюють на випускних газах. Якщо їх продуктивність недостатня, підключають допоміжні котли, що працюють на рідкому паливі. На

суховантажних судах при використанні тепла випускних газів тільки в системах тепlopостачання, теплові схеми утилізації зазвичай виходять надмірними. Те ж саме має місце і на танкерах при використанні пари тільки на загальносудновій потребі.

Температурно-тепловий потенціал головного двигуна дозволяє використовувати частину теплоти відпрацьованих газів та інших вторинних енергоресурсів (надувного повітря, води зарубашкового простору та охолоджуючого масла) для виробництва додаткової механічної потужності. Таке виробництво можливо здійснювати у водо парових енергетичних установках, де робочим тілом є вода та водяний пар. При цьому теплоту пропонується використовувати для продукування пару в утилізаційному котлі, потім направляти пар в парову турбіну, де його енергія перетворюється в механічну роботу, яку можна направити на гребний гвинт через спеціалізований редуктор, або для роботи електричного генератора, що дозволить мати додаткове джерело електричної енергії на судні (коли в цьому є необхідність).

Також, розглянуте падіння тиску в байпасі вихлопних газів, що входить до складу ВТУ, може бути використане для виробництва електроенергії за допомогою силової турбіни. Основна схема та елементи ВТУ показані на рис. 2.

Водопарова теплоутилізуюча установка складається з різних компонентів, в ній може бути використана як самостійна так і комбінована схеми. Вибір типу системи залежить від попиту на електроенергію на борту судна (електричне навантаження на морі), рівномірності навантаження судна (години при різних навантаженнях основного двигуна на морі), прийняттого часу окупності пропонованого рішення ВТУ і простору, доступного на судні та деяких інших факторів.

Дуже важливою частиною вибору найбільш раціонального проекту ВТУ для судна є вибір оптимальної потужності головного двигуна і обертів на судні гребного гвинта, щоб забезпечити мінімально можливе споживання палива при найбільш використовуваних режимах роботи судна.

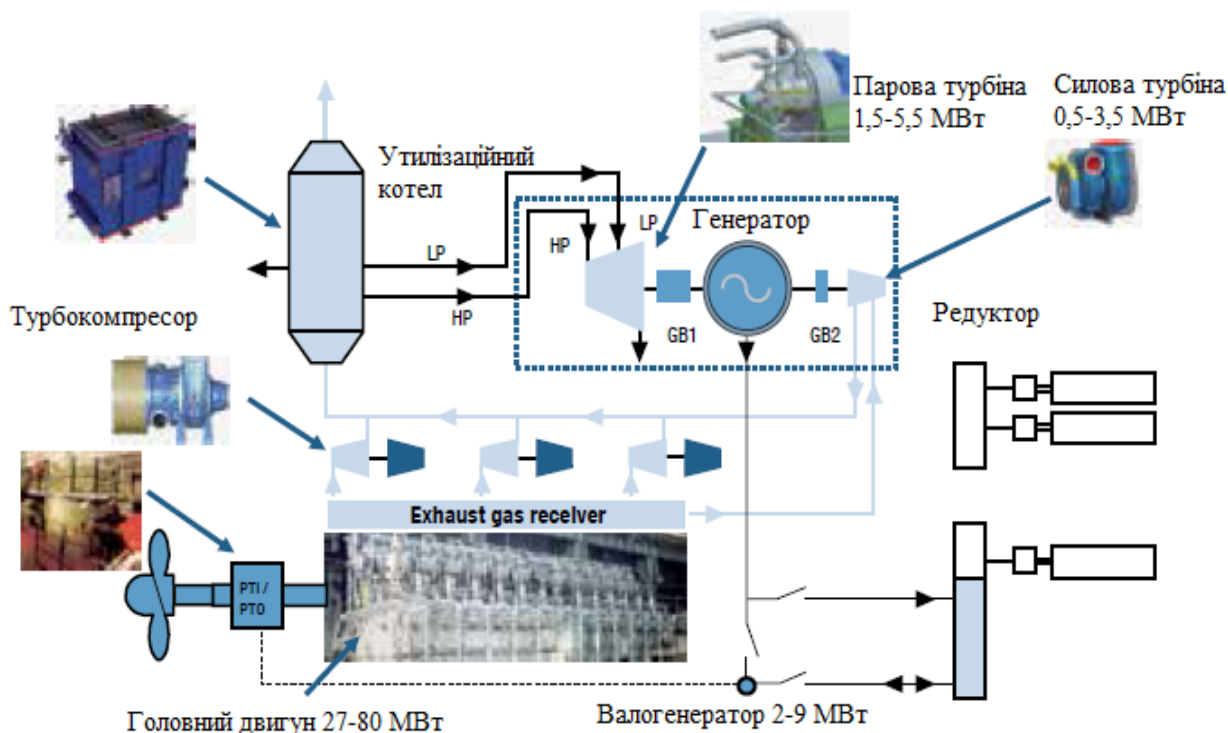


Рисунок 2 Основна схема та елементи водопарової теплоутилізуючої установки

Зв'язок між основним двигуном та ВТУ можна побачити на рис. 3, де показано також потік вихлопних газів між двигуном, турбокомпресором та утилізаційним котлом.

Для пристроїв ВТУ необхідні два з'єднання вихлопного каналу. Основою для цієї схеми з'єднань між двигуном та компонентами ВТУ є двосторонній зв'язок, оскільки спочатку керування повинно захищати двигун від неприйнятних умов, а по-друге – забезпечити максимальну доступну потужність для ВТУ. Таке управління відбувається за допомогою контролю параметрів обвідного потоку вихлопного газу, зберігаючи його у прийнятних межах.

Тип судна, розмір, діапазон швидкості, тип головного двигуна, його особливості, робочі параметри, електрична потужність, необхідна у морі, потреба в електричній потужності на судні (РПТ) та/або зняття потужності (РТО), наміри щодо використання відновленої енергії відпрацьованих газів, використання електричної потужності при різних режимах роботи валогенератора, необхідна кількість пари на морі, умови плавання (тропічні, ISO та арктичні) та деякі інші фактори.

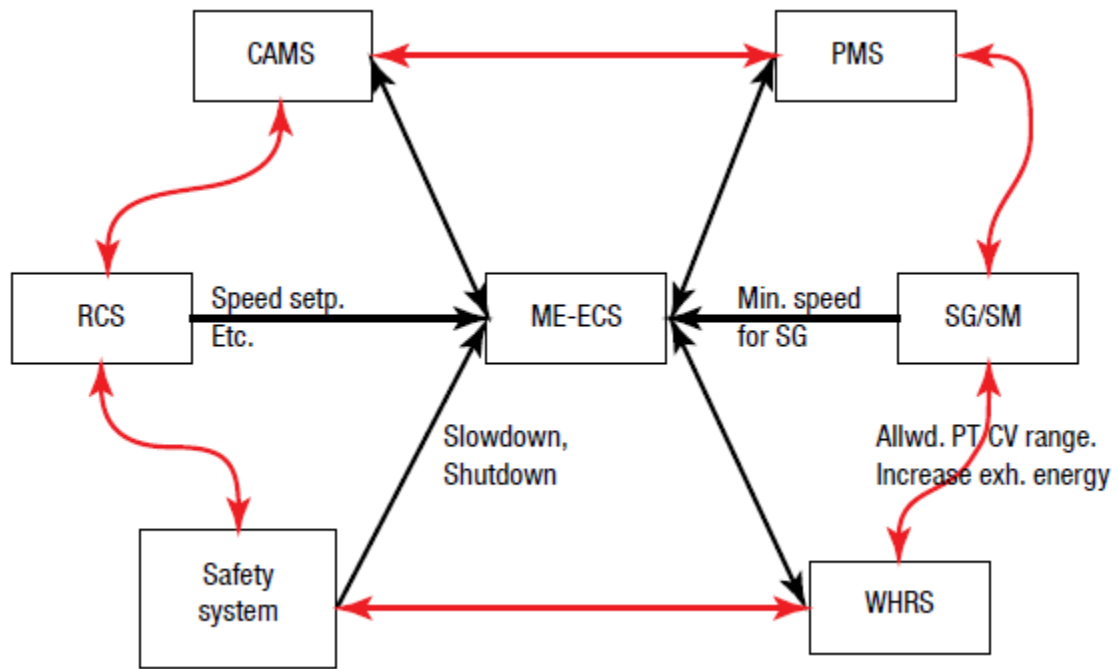


Рисунок 3 Схема системи контролю судів, яка зазвичай знаходиться на борту великого судна

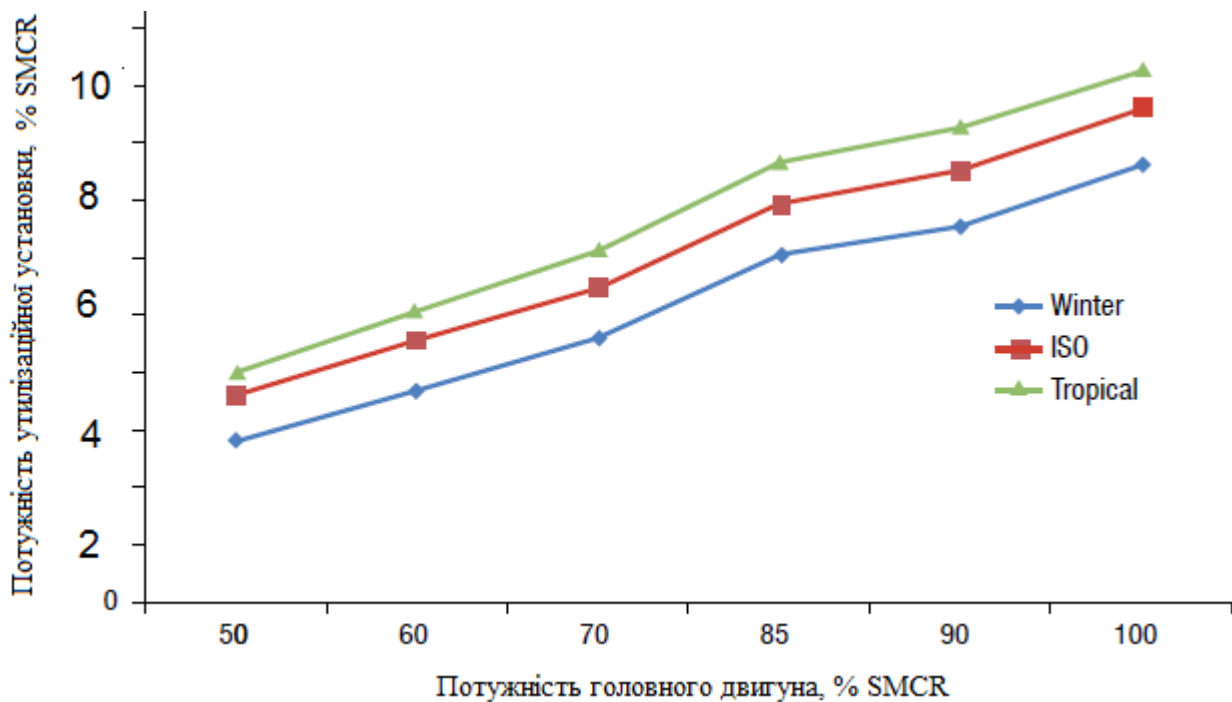


Рисунок 4 Кількість відновленої потужності

(Головний двигун MAN 10S90ME-C9.2, потужність 48510 кВт, байпасовано 11,6% відпрацьованих газів, доля відновленої потужності 8,6% при 90% SMCR, витрата пари: 1.0 тона/год)

Висновок:

Виробництво додаткової потужності 8-10 % від потужності головного двигуна еквівалентно зниженню питомої витрати палива суднової енергетичної установки до:

$$g_e^m = \frac{g_e \times Ne}{Ne + Nut} = \frac{0,182 \times 9957}{9957 + 900} = 0,167 \text{ кг/(кВт год)}$$

Зниження питомої витрати палива дозволить досягти підвищення ефективності експлуатації енергетичної установки судна.

Література:

1. *Man B&W G45ME-B9.3-T2 Project Guide. Electronically Controlled Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves.* (2013).
2. (2013, August). Retrieved from <http://www.mandieselturbo.com/>
3. Логачев, С. И., & Чугунов, В. В. (2001). *Мировое судостроение: современное состояние и перспективы развития.* Санкт-Петербург: Судостроение.
4. Новиков, А. И., Горбов, В. М., & Орлов, В. А. (2010). *Океан и океанотехника.* Севастополь: Кручинин Л.Ю.
5. Шостак, В. П., Гершанік, В. І., Кот, В. П., & Бондаренко, М. С. (2003). *Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт.* Миколаїв: УДМТУ.

УДК 629.424

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕУ ЗАСТОСУВАННЯМ СПИРТОВИХ ПАЛИВ В ДВЗ

Лобанов О.О., Логвиновський О.С., Підгура А.О.*магістранти енерготехнічного факультету**Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна*

Метанол і етанол за своїми фізико-хімічними властивостями близькі до бензинів. Зокрема, вони мають підвищену випаровуваність, порівняно невисокі щільність і в'язкість, прийнятні для двигунів з примусовим займанням октанові числа (91-92 одиниці по моторному методу).

Позитивною властивістю спиртів є наявність в їх молекулах атомів кисню. Тому спирти використовуються в якості оксигенатів (кисневмісних компонентів), що підвищують детонаційну стійкість бензинів і сприяють зниженню викидів сажі і монооксиду вуглецю як в бензинових двигунах, так і в дизелях.

Одним з найбільш перспективних спиртних палив для дизелів є метанол. Його виробництво можливо практично з будь-якої сировини, що містить вуглець. Для виробництва метанолу є великі сировинні ресурси, його вартість в порівнянні з іншими альтернативними паливами порівняно невисока. Крім того, метанол як паливо для дизелів дозволяє вирішити проблему зниження викидів оксидів азоту і, особливо, твердих. Це пояснюється тим, що при згорянні метанолу не виділяються проміжні продукти, з яких потім утворюються ароматичні і ацетиленові вуглеводні, які сприяють зародженню і росту часток сажі. У продуктах згоряння метанолу практично немає і сірчистих сполук.

Метанол може змішуватися з бензином в будь-яких пропорціях і служити основою для ефірної добавки – метилтретбутиловий ефіру (МТБЕ). Дослідженню роботи бензинових двигунів на сумішах бензину з метанолом (M15 – 15 % метанолу, M85 – 85 % метанолу та ін.), а також на чистому метанолі (M100) проведенні найбільшими американськими і європейськими двигунобудівними фірмами - Ford, General Motors, Pontiac, Chrysler, Mercedes-Benz Volkswagen, Fiat, Chevrolet, Volvo. В Японії роботи в даному напрямку проведено фірмами Mitsubishi, Honda, Toyota, Hyundai, Hino Motors. Позитивні якості метанолу – можливість його отримання з будь-якого вуглеводневої сировини (природний газ, вугілля, відходи міського сміття, біомаса і ін.), низька пожежонебезпека, а недолік – його висока токсичність. Паливо для двигуна ME-LGI класифікується за типом пари при 60 °С. Впорскування палива здійснюється за допомогою паливної форсунки (Booster Fuel Injection Valve (BFIV)) з використанням гідравлічного тиску 30 МПа для підняття тиску палива до тиску впорскування, роботу такої форсунки показано на рис. 1.

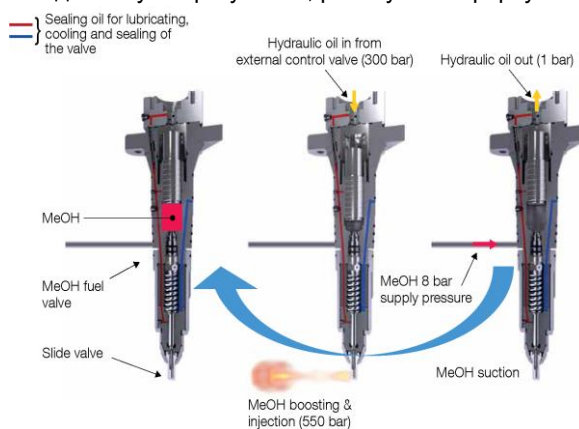


Рисунок 1. Принцип роботи паливної форсунки (BFIV) для метанолу

У той же час сторона охолодженого масляного насоса буде переключена на очищене системне масло, а контур масла буде промитий чистим маслом. Потім, чисте масло буде зібрано разом із забрудненим в резервуарі для охолодження масла, і система зможе продовжувати працювати лише тоді, коли в баку не буде виявлено метанолу. Метанол має температуру спалаху 11 °С, що не відповідає безпеці мореплавства на морі (SOLAS). Однак, використовується подвійна конструкція стін всіх метанольних компонентів, і всі витоки контролюються і збираються в подвійному бар'єрі. Обробляти метанол у процесі паливопідготовки набагато легше, ніж LNG.



Рисунок 2 Кришка циліндрів, оснащена інжекторами паливних підсилювачів та блоком керування LGI (всі труби паливного блоку є двостінними)

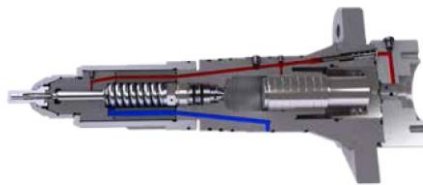


Рисунок 3. Форсунка для впорскування метанолу (інжектор з маслом охолодження (нижній канал) і герметезуюче масло (верхній канал))

Щоб забезпечити правильну температуру BFIV, масло охолоджується в теплообміннику, який з'єднаний, наприклад, з низькотемпературною системою охолодження. Коли вводять паливо, стан згорання контролюється за допомогою датчиків середнього тиску (pressure mean indicator (PMI)), що знаходяться в кожній кришці циліндра. Тиск нагнітання становить приблизно 50 МПа. Три режими згорання контролюються.

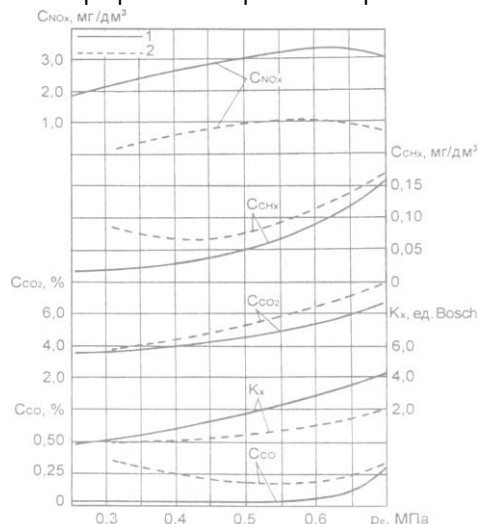


Рисунок 4. Залежність змісту в відпрацьованих газах оксидів азоту C_{NOx} , монооксиду C_{CO} і діоксиду C_{SO_2} вуглецю, вуглеводнів $C_{снх}$, димності K_x від навантажувального режиму (середнього ефективного тиску p_e) дизеля D21A1, що працює на дизельному паливі (1) і на метанолі з запальний дозою дизельного палива (2) на режимі з $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$

Висновок: для покращення екологічних показників сучасних МОД є можливість використовувати альтернативні палива. Серед них метанол, для використання даного виду палива існує підготовлена база у вигляді

існуючих двигунів MAN LGI. Одночасно, використання метанолу дає можливість покращити екологічні характеристики ДВЗ, а також слугує альтернативою нафтовим паливам.

Література:

1. Dual-Fuel ME-GIE Successfully Runs on Ethane . (2017, May 29). Retrieved from <http://powerplants.man.eu/media-download/press-releases/news-detail/2017/05/16/dual-fuel-me-gie-successfully-runs-on-ethane>.
2. MANCHAC SUN: Methanol-fuelled methanol carrier. (2017). *Significant Ships of 2016*.
3. CEAS Engine Data report 7S50ME-LGIM (methanol) with high load tuning. (n.d.). Retrieved from <http://marine.man.eu/two-stroke/ceas>.
4. Fuel Flexibility Done Right MAN B&W ME-GI-S and MAN B&W ME-LGI-S for stationary applications. (2017, June 22). Retrieved from http://powerplants.man.eu/docs/librariesprovider7/technical-papers/5510-0169-00ppr_low.pdf?sfvrsn=28.
5. Тимошевский, Б. Г., Ткач, М. Р., Доценко, С. М., & Галынкин, Ю. Н. (2014). Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридной установкой непрерывного действия. *Двигатели Внутреннего Сгорания*, 2, 57–62.
6. Ткач, М. Р., Тимошевский, Б. Г., & Галынкин, Ю. Н. (2014). Эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридными установками непрерывного действия . *Авиационно-Космическая Техника и Технология*, 9(116), 36–44.

УДК 621.434.432

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕУ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ МЕТАЛОГІДРИДНИХ ПАЛИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Шалапко Д.О. к.т.н., ст. викладач, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон

Топчий Р.В., Горб В.В., Жолобак М.І. магістранти, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон

Анотація. У роботі наведено результати дослідження одного із шляхів підвищення ефективності СЕУ, яким є використання водневих паливних елементів та металогідридних. Запропоновано використання технології металогідридних акумуляторів для підвищення енергетичної ефективності СЕУ та резервування джерел енергії судна в цілому.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, водень, водневі паливні елементи.

Водень H_2 - безкольоровий нетоксичний газ без смаку та запаху, молекулярна маса 2,016; маса 1 м^3 - 0,09 кг. Водень - найбільш легкий газ, він у 14,5 разів легше повітря. Вища теплота згорання молекулярного водню - 141700 кДж/кг або 12750 кДж/м³.

Вища теплота згорання на 18% перевищує нижчу, внаслідок чого під час спалювання безсірчастих газів з високим вмістом водню та глибокого (нижче точки роси) охолодження продуктів згорання з використанням теплоти конденсації водяної пари, яка входить до складу продуктів згорання, можна досягти досить високих коефіцієнтів корисної дії теплотехнічного устаткування. Жаропродуктивність молекулярного водню майже на 200 °С вища за жаропродуктивність метану і дорівнює 2235 °С. Водень відзначається високою реакційною здатністю.

Гази, які містять велику кількість водню, мають велику швидкість розповсюдження полум'я, що може приводити до проникнення зони горіння у змішувальний газопровід, тобто до проскоку полум'я. У зв'язку з цим для попередження подібного явища необхідно забезпечити високу швидкість виходу суміші з пальника.

При використанні газу з високим вмістом водню необхідно ретельно забезпечувати герметичність комунікацій для запобігання витоку газу.

Водень сорбується поверхнею металів і здатен вступати з ними у нестійкі сполуки з утворенням гідридів.

Водень досить широко застосовується для виробництва синтетичного аміаку, метанолу, гідрогенізації важких нафтопродуктів та смол з метою отримання моторного палива, а також в інших технологічних процесах.

Як моторне паливо водень володіє поряд специфічних властивостей, які необхідно враховувати при розробці паливних систем двигунів і організації їх робочих процесів [5].

При високою масою теплоті згорання ($120,1\text{ МДж/кг}$) об'ємна теплота згорання газоподібного водню складає всього $10,8\text{ МДж/м}^3$, а зрідженого $8,4\text{ МДж/л}$. Це затрудняє зберігання водню, особливо на установках наземного транспорту.

Основним недоліком отримання водню з природного газу є залежність від поставок сировини, запаси якого розподілені всього між кількома регіонами світу (Близький Схід - 40,8%, Росія - 26,7%, Іран - 15,2%, Катар - 14,7%). Серйозну проблему становлять і викиди в атмосферу великих кількостей CO_2 , утилізація котрого вимагає значних

капітальних витрат і експлуатаційних витрат, що істотно підвищує вартість кінцевого продукту. Крім цього, метод парової конверсії метану погано адаптується для малої продуктивності для децентралізованого виробництва водню (наприклад, заправочних станцій, автономних енергосистем і т.п.). Ще одним недоліком методу є наявність у водні домішок оксидів вуглецю, що висуває додаткові вимоги до його очищення.

Слід зазначити, що з точки зору екології стратегія виробництва водню з природного палива мало чим відрізняється від їх безпосереднього спалювання. Якщо в останньому випадку шкідливі викиди в атмосферу з'являються на стадії використання палива, то в першому ми маємо практично ті ж викиди, але на стадії отримання водню. Тому основними компонентами нових технологій виробництва водню з вуглеводнів є процеси уловлювання супутніх газів, в першу чергу CO_2 . В якості прикладу можна навести останні розробки по парової конверсії вугілля. Крім цього, важливим непрямым фактором тут є підвищення ефективності використання палива. Водневі енергетичні технології володіють в цьому відношенні рядом переваг у порівнянні зі спалюванням копалин горючих.

Оскільки різниця питомої витрати палива на номінальному експлуатаційному режимі та режимах відмінних від нього суттєва (досягає 18 г/(кВт год), доцільно експлуатувати двигун на найбільш економних режимах. Коли виникає потреба в зменшенні потужності головного двигуна, його доцільно довантажити валогенератором, електричну потужність якого пропонується направити на отримання водню шляхом електролізу води. Водень, що продукується пропонується зберігати у металогідридних акумуляторах і використовувати для продукування електричної енергії на борту судна. Для підвищення ефективності продукування енергії, пропонується використовувати паливні комірки.

Електролізери «NEL» фільтрпресного типу (рис. 1) для роботи при атмосферному тиску випускаються різної продуктивності - від 2 до 500 м³/год водню. У залежності від необхідної потужності кількість комірок в електролізері може змінюватися від 5 до 140.

Електролізери малої потужності працюють без зовнішньої циркуляції електроліту. Охолодження електролізера здійснюється за рахунок віддачі тепла його зовнішньою поверхнею. Для підвищення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні апарату електролізери укладені в кожух, через який продувається повітря. У електролізерах великої потужності організована примусова циркуляція електроліту через холодильник за допомогою насоса.

У електролізерах великої потужності є середня камера для охолодження електроліту і пристрої для його примусової циркуляції і фільтрації. У електролізерах меншої потужності камера для охолодження електроліту може розташовуватися також на кінці – електролізера.

З комірок газу по нахиленим трубкам відводяться в газовіддільник. Лужна частина з газовіддільника надходить в бак, звідки через фільтр за допомогою насоса, виконаного без сальникових ущільнень, по трубопроводу подається до осередку електролізера. Газовіддільник служить також для вирівнювання тиску газів в анодному і катодному відділеннях комірок. В електролізері може підтримуватися надлишковий тиск до 500 мм вод. ст. (0,05 МПа) Електролізер працює на 25% розчині КОН при 75 °С, напруга на комірки одно 2,1...2,3 в, при цьому витрата електроенергії постійного струму складає 4,1...4,6 кВт·год/м³ H₂.



Рисунок 1 Електролізер фірми «Ерлікон»

Характеристики декількох моделей біполярних електролізерів «NEL» типу А різної продуктивності наведені у табл. 1

Таблиця 1 Технічні показники електролізерів «NEL»

Тип електролізера	A150	A300	A500
Максимальна кількість комірок	20	40	50
Продуктивність по водню, м ³ /год	150	300	500
Габарити, мм			
довжина	2000	2500	3000
ширина	1500	1500	1500
висота	2000	2500	3000
Маса, кг	5000	80000	10000

Навантаження на електролізери може бути підвищена на 10% у порівнянні з номінальним. В залежності від потреби в водні, кількість комірок в електролізерах може бути змінена для забезпечення продуктивності агрегату в межах 2...500 м³/год H₂.

Охолодження, промивка і часткова сушка газів проводяться в колоні з насадкою, нижня частина якої служить приймачем живильної води. Живильна вода за допомогою насоса безперервно циркулює через колони і холодильник, а частина її подається на живлення електролізера. Охолоджуюча вода з теплообмінника надходить на попереднє охолодження газів в газовіддільник.

Висновок: використання водневих паливних елементів дозволяє підвищити ефективність СЕУ на 5...7% за допомогою трансформації енергії відхідних газів в електричну енергію, а також забезпечити додаткове навантаження на електромережу судна під час зменшення потреби мережі.

REFERENCES:

1. Szwaja, S., & Grab-Rogalinski, K. (2009). Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine. *Int. J. Hydrogen Energy*, 34(10), 4413-4421.
2. Матиевский, Д Д, & Вагнер, В А. (1985). Осуществление присадки водорода к топливу и ее влияние на показатели работы дизеля. *Двигателестроение*, 2, 53-56.
3. Тимошевський, Б Г, Ткач, М Р, & Шалапко, Д О. (2016). Поліпшення робочих характеристик дизельних двигунів за допомогою додавання водню. *Водный транспорт*, 2(25), 24-28.
4. Тимошевський, Б Г, Ткач, М Р, & Шалапко, Д О. (2017). Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури. *Вісник Херсонського національного технічного університету*, 3(62), 233-237.
5. Ткач, М Р, Тимошевський, Б Г, & Галинкін, Ю М. (2017). Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов судовых малооборотных двигателей, работающих на альтернативном топливе. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2, 8-13.

Шалапко Д.О., Топчий Р.В., Горб В.В., Жолобак М.І.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЭУ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТАЛЛОГИДРИДНЫХ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Аннотация. В работе приведены результаты исследования одного из путей повышения эффективности СЭУ, которым является использование водородных топливных элементов и металлгидридных. Предложено использование технологии металлгидридных аккумуляторов для повышения энергетической эффективности СЭУ и резервирование источников энергии судна в целом.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, водород, водородные топливные элементы.

Shalapko D, Topchiy R, Gorb V, Zholobok M

ENHANCEMENT OF THE EFFICIENCY OF SEU AT THE CONSIDERATION OF THE USE OF METALLIC HYDROGEN FUEL ELEMENTS

Abstract. The paper presents the results of an investigation of one of the ways to increase the efficiency of the SPS, which is the use of hydrogen fuel cells and metal hydride. The use of technology of metal hydride accumulators for increasing energy efficiency of SPS and reserving of vessel's energy sources in general is proposed.

Key words: internal combustion engine, hydrogen, hydrogen fuel cells.

СЕКЦІЯ № 2. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У ЕЛЕМЕНТАХ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

УДК 621.431.74

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ МЕТОДОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА В МАЛОБОРОТНЫХ ДВУХТАКТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ФИРМЫ WINGD

Белоусов Е.В., к.т.н., доцент¹, Зинченко Д.А., к.т.н., доцент², Савчук В.П., к.т.н., доцент³, Белоусова Т.П., старший преподаватель⁴, Рыбальченко Н.Е., аспирант⁵

^{1,2,3,5}Херсонская государственная морская академия,

⁴Херсонский национальный технический университет

¹ ewbelousov67@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8185-8209>, ² zinchenko010@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-7333-7347>, ³ postsavchuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5266-850X>, ⁴ tbbelousovane@gmail.com,

⁵ kolryb73@gmail.com

Аннотация. Рассмотрена возможность улучшения эксплуатационных показателей двигателя путем повышения давления ГТ перед клапанами. При повышении давления располагаемый угловой промежуток становится больше необходимого для обеспечения заданной цикловой подачи. В результате чего производится регулирование подачи топлива путем изменения времени открытия газового клапана, с регулированием по началу или по концу подачи.

Ключевые слова: смесеобразование, газовое топливо, малооборотный двигатель, газовый клапан.

Вступление. Ужесточение экологических норм по содержанию в отработавших газах судовых двигателей токсичных веществ и парниковых газов, сделали использование природного и нефтяного газов привлекательной альтернативой традиционным моторным топливам. И это не смотря на дополнительные технические трудности, связанные с их использованием. Проблема перевода усугубляется тем, что в силу особенностей организации рабочего процесса, в двухтактных газодизельных двигателях возможно только внутреннее смесеобразование, осуществляемое на такте сжатия. При этом двигатели должны сохранять возможности работы на традиционных жидких топливах (ЖТ) во всем диапазоне нагрузочно-скоростных режимов. В настоящее время лидирующие позиции в области создания двухтопливных малооборотных двигателей разделяют между собой фирмы MAN и WinGD, первая из которых разработала линейку двигателей с подачей газового топлива (ГТ) в рабочее пространство двигателя под высоким давлением в конце такта сжатия, а вторая под низким давлением в начале такта сжатия.

После анализа различных концепций создания газодизельного малооборотного двигателя, проведенных фирмой Wärtsilä в начале 2011 года, было принято решение развивать технологию подачи ГТ в двигатель под низким давлением. Первые исследования были выполнены на испытательной базе в Итальянском городе Триесте в 2013 году. Для работы на ГТ в качестве основного был переоборудован дизель, получивший обозначение RT-flex50DF [1].

Основная часть. В начале 2015 года Швейцарское подразделение корпорации, компания Wärtsilä Switzerland Ltd., отвечающая за разработку и производство малооборотных двухтактных двигателей, было объединено с Китайской государственной судостроительной корпорацией (China State Shipbuilding Corporation – CSSC) и переименована в Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD), которая продолжила разработки дизельных и газодизельных двигателей под брендом WinGD. Газодизельные версии были разработаны на базе дизельных двигателей серии W-X и представляют собой двухтопливные двигатели с запальным воспламенением газозвоздушной смеси. В настоящее время налажен выпуск пяти моделей W-X52DF W-X62DF, W-X72DF, W-X82DF и W-X92DF с диаметрами цилиндров от 52 до 92 см [2-4].

В этих двигателях газ подается в цилиндр после того как все органы газообмена оказываются закрытыми, но давление остается еще сравнительно низким. На практике клапана для подачи газа устанавливаются на некоторой высоте от продувочных окон, чтобы обеспечить необходимое время на заполнение цилиндра газом. Поступление ГТ на такте сжатия позволяет подавать его в цилиндры под относительно низким давлением 1,0...1,6 МПа. В процессе сжатия газ хорошо перемешивается с воздухом и воспламеняется с помощью запальной порции топлива. По сравнению с ЖТ использование данной технологии позволяет снизить образование NO_x на 90 %, что объясняется более равномерным распределением температур по камере сгорания. Это, в свою очередь, позволяет выполнять требования Международной морской организации IMO Tier-III по выбросам NO_x без какой-либо последующей обработки отработавших газов после двигателя.

Однако системам низкого давления свойствен ряд недостатков к числу которых относятся:

- возможность возникновения детонации и как следствие более высокие требования к качеству ГТ;
- неизбежное просачивание газо-воздушной смеси через поршневые кольца в подпоршневое пространство на такте сжатия, а также вероятность попадания газа в подпоршневое пространство в случае повреждения газового клапана;
- ограничения по мощности двигателя при работе на ГТ на уровне 80 % от номинала, замедленная реакция на изменение нагрузки.

Детальный анализ преимуществ и недостатков известных методов организации внутреннего смесеобразования с двухтактных малооборотных газодизельных двигателях позволяет сделать вывод, что, очевидно, существуют промежуточные решения, связанные с подачей ГТ в рабочий цилиндр на разных участках процесса сжатия. При этом смещение процесса смесеобразования относительно процесса сжатия может позволить избавиться от недостатков присущих системам низкого давления.

В основу исследования легло предположение, что использование среднего давления для подачи газа в рабочий цилиндр позволит, с одной стороны, уменьшить затраты на сжатие ГТ, с другой стороны сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре до момента ее воспламенения, что позволит уменьшить вероятность возникновения детонации и прорыва газо-воздушной смеси в подпоршневое пространство.

Для анализа возможности смесеобразования на различных участках процесса сжатия авторами была разработана расчетная модель, позволяющая получить значение массовых расходов ГТ через газовый клапан заданного сечения [5]. Основной особенностью модели является необходимость учитывать протекание смесеобразования в условиях меняющегося в процессе сжатия противодействия. Была проведена серия расчетных экспериментов применительно к двигателю W-X62DF, в каждом из которых давление перед газовым клапаном принималось увеличенным на 1,0 МПа.

Было установлено, что с увеличением давления ГТ перед клапаном, располагаемый участок, на котором возможна подача ГТ увеличивается и превышает необходимый для подачи заданной цикловой порции. В этом случае появляется возможность сдвигать участок смесеобразования относительно процесса сжатия, регулируя его подачу поначалу или концу. В свою очередь, регулирование по концу подачи позволяет сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре.

Для практического применения более удобной формой представления полученных в ходе исследования результатов, является совмещенная диаграмма, на которой основные показатели процесса топливоподачи представлены как функция хода поршня. Такая диаграмма может оказаться полезной для решения задач, связанных выбором оптимального участка для организации смесеобразования. В частности, она дает четкое представление о том, на какой высоте втулки цилиндра необходимо установить газоподающие модули, чтобы обеспечить заданный режим подачи ГТ. С помощью данной диаграммы можно так же определить максимальное давление перед клапаном газопдающего модуля, при котором представляется возможным обеспечить заданную цикловую подачу, а также определить какой характер будет носить истечение газового топлива из соплового канал докритический или закритический. Для рассматриваемого в данной работе случая совмещенная диаграмма, построенная с шагом изменения давления в 0,2 МПа, представлена на рис. 1. Аналогичные диаграммы могут быть построены и для других типов двигателей с использованием разработанной методики.

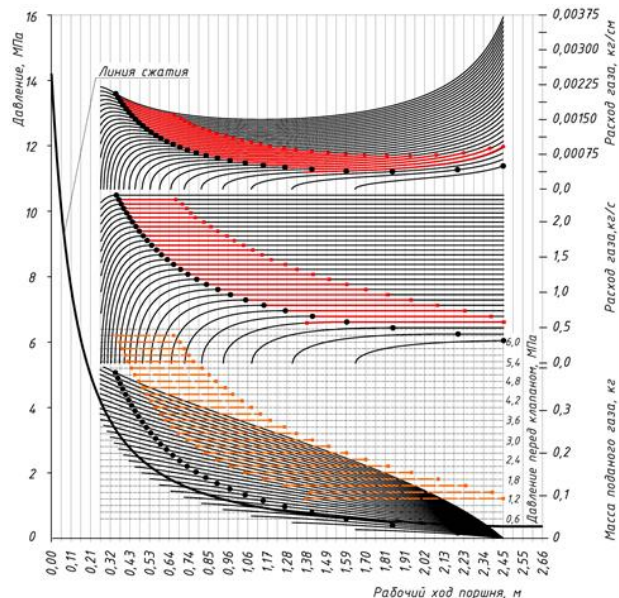


Рисунок 1 – Совмещенная диаграмма подачи ГТ как функция хода поршня: ● – точка перехода характера истечения ГТ из закритической области в докритическую; ■ – границы участка подачи ГТ в лежачие в закритической области при условии закрытия газового клапана в момент смены режима истечения

На расчетное поле режимов подачи ГТ наложены угловые промежутки, обеспечивающие полную цикловую подачу в закритической области при условии максимального сокращения времени пребывания газо-воздушной смеси в цилиндре двигателя на такте сжатия.

Выводы. Повышение давления ГТ перед клапанами можно рассматривать как метод улучшения эксплуатационных показателей двигателя. При повышении давления располагаемый угловой промежуток становится больше необходимого для обеспечения заданной цикловой подачи. В результате в газовых двигателях появляется возможность производить регулирование подачи путем изменения времени открытия газового клапана с регулированием по началу или по концу подачи, а также смешанное регулирование.

С увеличением давления часть хода поршня, на которой происходит закритическое истечение ГТ, увеличивается, в результате чего противодействие в рабочем цилиндре не влияет на расходные характеристики газовых модулей. Это позволяет значительно упростить процесс определения необходимого времени открытия газовых клапанов для обеспечения необходимой цикловой подачи.

Наиболее рациональным методом регулирования для данного класса двигателей представляется смешанное регулирование, при котором момент окончания подачи определяется точкой смены характера истечения с закритического в докритическое, а момент начала подачи зависит от необходимой величины цикловой порции для обеспечения заданного нагрузочно-скоростного режима работы двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Wettstein, R. (2014). *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine*, AJOUR Conference. Odense, Denmark: AJOUR.

[2] Nylund, I. & Ott, M. (2013). *Development of a Dual Fuel Technology for Slow-Speed Engines*, 27th CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion Power Generation Rail Traction. China, Shanghai: CIMAC.

[3] Ott, M. (2015). *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology*, WinGD low-speed engines Licensees Conference 2015. Switzerland, Interlaken: DNV-GL.

[4] Nylund, I. (2014). Low pressure at low speed. Marine. *In Detail, Dual-Fuel Technology, Wärtsilä*, 6 p.

[5] Белоусов Е.В., Грицук И.В., Вербовский В.С. (2018) Определение углов открытия и закрытия газовых клапанов при организации внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2, 21-25.

Belousov E.V., Zinchenko D.A., Savchuk V.P., Belousova T.P. Rybalchenko N.E.5

Substantiation of rational methods for regulating of gas fuel injection in low-speed two-stroke gas-diesel engines of the company WINGD

The possibility of engine performance improving by increasing the pressure of the turbine in front of the valves is considered. With increasing pressure, the available angular gap becomes larger than necessary to ensure a given injection rate. As a result, the fuel supply is regulated by changing the opening time of the gas valve, with regulation at the beginning or at the end of the supply.

Key words: mixture formation, gas fuel, low-speed engine, gas valve.

Білоусов Є.В., Зінченко Д.О., Савчук В.П., Білоусова Т.П. Рибальченко М.Є.

Обґрунтування раціональних методів регулювання циклової подачі газового палива в малооборотних двотактних газодизельних двигунах фірми WINGD

Розглянуто можливість поліпшення експлуатаційних показників двигуна шляхом підвищення тиску ГТ перед клапанами. При підвищенні тиску наявний кутовий проміжок стає більшим необхідного для забезпечення заданої циклової подачі. В результаті чого відбувається регулювання подачі палива шляхом зміни часу відкриття газового клапана, з регулюванням по початку або по кінцю подачі.

Ключові слова: сумішоутворення, газове паливо, малооборотний двигун, газовий клапан.

УДК 621.438

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МОТОРНИХ МАСЕЛ

Тимошевський Б.Г. д-р. техн. наук, проф.¹, Боровик І.О. магістрант²,

Коваль А.В., магістрант³, Чуйко К.І. магістрант⁴

^{1,2,3,4} Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

¹ borys.tymoshevskiy@nuos.edu.ua

Анотація. Проведено аналіз сучасних способів підвищення надійності двигунів. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що одним з перспективних способів є покращення експлуатаційних

показників моторного масла. Установлено, що поліпшення гідролітичної стабільності і миючих властивостей масла дозволить істотно збільшити тривалість його роботи.

Ключові слова: масло, присадка, надійність.

Масло, що використовується в ДВЗ виконує кілька функцій, до числа яких в першу чергу відносяться [1]:

1. Зниження тертя і зменшення зносу в усіх його видах, включаючи і корозію;
2. Охолодження шляхом відведення тепла з зон тертя;
3. Видалення продуктів зносу і забруднюючих домішок;
4. Забезпечення ущільнення циліндро-поршневої групи в зоні поршневих кілець.

Виходячи з викладеного, а також, з огляду на високий рівень форсування сучасних двигунів, моторні масла повинні мати наступні експлуатаційні властивості і характеристики [2]:

- забезпечувати необхідну в'язкість і стабільні в'язкісно-температурні характеристики, низьку випаровуваність;
- якісно протистояти впливу високих тисків в зонах тертя, мати високі противоізносні властивості, які забезпечують тривалу роботу циліндрів, поршневих кілець, підшипників та ін .;
- висока термостабільність і опір окисленню, щоб протистояти окисленню і утворенню в маслі високомолекулярних сполук і їх відкладення в двигуні;
- детергентно-диспергуючі властивості, які забезпечують збереження двигуна чистим, особливо в зоні циліндро-поршневої групи і в картері;
- наявність в маслі достатнього резерву лужності для нейтралізації кислот, що викликають сірчисту корозію;
- антикорозійні властивості, що запобігають іржавінню і хімічній корозії підшипникових сплавів і полірованих поверхонь шийок валів тощо.

З розвитком моторобудування підвищуються вимоги до моторних масел за рівнем миючих властивостей, тобто здатності запобігати відкладенням на деталях двигуна, і термоокисної і гідролітичної стабільності. Особливо це відноситься до масел для суднових дизельних двигунів, специфіка роботи яких пов'язана з накопиченням в них, з одного боку, сажі, продуктів окислення і взаємодії присадок, а також продуктів неповного згоряння палива і шлаків, що утворюються при роботі двигунів на холостому ході, знижених теплових режимах, пов'язаних з погіршенням процесу згоряння і конденсацією парів води. Поліпшення гідролітичної стабільності і миючих властивостей масла дозволить істотно збільшити тривалість його роботи.

Відомі довгопрацюючі моторні масла, що містять в своєму складі пакети присадок, що включають детергентну суміш сульфоната і/або алкілфенолята лужноземельних металів з алкілсаліцілатом лужноземельного металу, причому кожен детергент має практично однакове лужне число. Недоліками цих моторних масел є їх висока зольність (більше 2%). Відомо моторне масло на основі мінерального базового масла, що містить пакет присадок, що включає лужний алкілсаліцілат кальцію, лужний сульфонат кальцію, діалкілдитіофосфат цинку, алкенілсукцінімід поліетиленполіамін, модифіковане борною і монокарбоною кислотами, і поліметилсилоксан. Зазначене масло характеризується не досить хорошими антиокисними і миючими властивостями.

Ціль роботи є розробка пакета присадок і дизельного масла, що містить цей пакет, що володіє більш високою гідролітичною стабільністю і миючими властивостями.

Одним з можливих варіантів вирішення цієї проблеми є використання пакету присадок до дизельних мастил, що містить алкілсаліцілат кальцію і цинкову сіль ефірів дітіофосфорної кислоти, додатково вводять беззольний сукцінімідний дисперсант, а в якості алкілсаліцілата кальцію - малозольний алкілсаліцілат кальцію, який має лужне число 50...70 мг КОН/г, і надлужний алкілсаліцілат кальцію, який має лужне число більше 300 мг КОН/г. Пропонується також дизельне масло на нафтовій основі, що містить вищевказаний пакет присадок в кількості 3...12 мас.%. При обраному співвідношенні компонентів в пакеті присадок ефект посилення гідролітичної стабільності масла, що містить цей пакет, максимальний.

Надлужний алкілсаліцілат кальцію отримують алкилюванням фенолу альфаолефінами, нейтралізацією алкілфенолу гідроокисью натрію, карбоксилування отриманого алкілфенолята натрію, розкладанням отриманого в результаті карбоксилування алкілсаліцілата натрію соляною кислотою з метою отримання алкілсаліцілових кислот, нейтралізацією алкілсаліцілових кислот і карбонатацією нейтрального алкілсаліцілата кальцію діоксидом вуглецю в присутності промотора і надмірної кількості гідроксиду кальцію, отриманий продукт має лужне число 300 мг КОН/г. Отримання малозольного алкілсаліцілата кальцію полягає в нейтралізації алкілсаліцілових кислот суспензією вапна-гідрата в маслі, отриманий продукт має лужне число 50...70 мг КОН/г. Цинкова сіль ефірів дітіофосфорної кислоти являє собою продукт послідовної взаємодії алкілфенолу або суміші спиртів з п'ятисірчистим фосфором і оксидом цинку або продукт послідовної взаємодії суміші ізопропілового і бутілового спиртів з п'ятисірчистим фосфором і оксидом цинку, з вмістом цинку не менше 10,5 мас.% і фосфору - не менше 10 мас.%. В якості сукцінімідної присадки застосовується з'єднання поліізобутилен-бісукциніміда.

Результати випробувань на моторному установці ІМ-1 [3] підтвердили ефективність застосування даного масла з присадками. При спільному використанні вищевказаних компонентів в складі пропонуваного пакета присадок вдається отримати такий результат – поліпшити гідролітичну стабільність і миючу здатність масла, що містить пакет, що в свою чергу збільшує термін зміни масла і міжремонтний пробіг двигуна.

Висновки Визначено, що використання пакету присадок, що містить алкілсаліцілат кальцію і цинкову сіль ефірів дітіофосфорної кислоти, додатково вводять беззолний сукцінімідний дисперсант, а в якості алкілсаліцілата кальцію - малозольний алкілсаліцілат кальцію дозволить поліпшити гідролітичну стабільність і миючу здатність масла, що в свою чергу збільшує термін зміни масла і міжремонтний пробіг двигуна.

Література

- [1] Возницкий, И. В. (2007). *Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1*. С.Пб.: Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова.
- [2] Возницкий, И. В. (2007). *Практические рекомендации по смазке судовых дизелей*. С.Пб.: Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова.
- [3] Лейметер, Т. Д., Радченко, Л. А., Жумлякова, М. А., Тыщенко, В. А. & Власова, Е. М. (2014). Патент России RU2507244. Федеральная служба по интеллектуальной собственности.

REFERENCES

- [1] Voznickij, I. V. (2007). *Sudovye dvigateli vnutrennego sgoraniya. Tom 1*. St. Petersburg: Izd-vo GMA im. adm. S. O. Makarova.. (in Russian).
- [2] Voznickij, I. V. (2007). *Prakticheskie rekomendacii po smazke sudovyh dizelej*. St. Petersburg: Izd-vo GMA im. adm. S. O. Makarova.. (in Russian). [3] Lejmeter, T. D., Radchenko, L. A., Zhumlyakova, M. A., Tyshenko, V. A. & Vlasova, E. M. (2014). Patent Rossii RU2507244. Federalnaya sluzhba po ntelktualnoj sobstvennosti. (in Russian).

Tymoshevskiy B.G., Borovyk I.O., Koval A.V., Chuiko K.I.

Increased reliability of marine engines by improving the operating properties of engine oils

The analysis of modern ways of increase of reliability of engines is carried out. As a result of the analysis, it was found that one of the promising ways is to improve the performance of engine oil. It has been found that improving the hydrolytic stability and washing properties of the oil will significantly increase the operating time.

Keywords: oil, additive, reliability.

Тимошевский Б.Г., Боровик И.А., Коваль А.В., Чуйко К.И.

Повышение надежности судовых двигателей путем улучшения эксплуатационных свойств моторных масел

Проведен анализ современных способов повышения надежности двигателей. В результате проведенного анализа было установлено, что одним из перспективных способов является улучшение эксплуатационных показателей моторного масла. Установлено, что улучшение гидролитической стабильности и моющих свойств масла позволит существенно увеличить время работы.

Ключевые слова: масло, присадка, надежность.

УДК 66.067.1.621.72

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ НА ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Р.М. Радченко, к.т.н., доцент¹, А.А. Зубарев, ст. викладач¹, В.В. Бойчук, науковий співробітник¹, О.В. Остапенко, к.т.н., доцент¹, А.В. Коновалов, к.т.н., науковий співробітник¹, Я. Зонмін, доцент², С.Г. Фордуй, к.т.н., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження³

¹Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,

²Цзяньсунський університет науки і технології,

³PepsiCo, Inc., CTS ESSA,

¹Україна, Миколаїв;

²КНР, Цзеньцзянь;

³Україна, Київ

nirad50@gmail.com

Анотація. *Паливна економічність газопоршневих двигунів погіршується з підвищенням температур зовнішнього повітря на вході в радіатор системи оборотного охолодження наддувної газоповітряної суміші на вході в робочі циліндри та повітря на вході наддувного турбокомпресора. Особливістю когенераційних газопоршневих модулів установок комбінованого виробництва електричної енергії, тепла і холоду є експлуатація переважно на часткових навантаженнях відповідно до графіків споживання електричної енергії, тепла та холоду. Ефективність охолодження повітря когенераційного газопоршневого модуля на часткових навантаженнях проаналізовано на прикладі установка автономного енергозабезпечення, яка включає два когенераційних газопоршневих двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, що виконані у вигляді когенераційних модулів з теплообмінниками для відведення теплоти випускних газів, наддувної газоповітряної суміші,*

охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила на нагрів води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера, що охолоджує припливне повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором двигуна. Через значні теплоприпливи від працюючих двигунів та іншого обладнання, а також через огорожі машинного відділення зовні до охолодженого в центральному кондиціонері повітря у машинному відділенні, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором, температура повітря на вході турбокомпресора доволі висока: 25...30 °С. При підвищених температурах зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження газоповітряної суміші та повітря на вході наддувного турбокомпресора паливна економічність двигуна погіршується, що свідчить про необхідність ефективного охолодження повітря. Ефективність охолодження повітря газопоршневого модуля оцінювали за зменшенням витрати газоподібного палива і зростанням електричної потужності двигуна. Для цього були оброблені дані моніторингу паливної ефективності газопоршневого двигуна з сумісного впливу температур зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження газоповітряної суміші та повітря на вході турбокомпресора з метою отримання даних з їхнього роздільного впливу на часткових навантаженнях та визначення шляхів подальшого вдосконалення системи охолодження повітря газопоршневого модуля.

Ключові слова: тригенераційна установка, абсорбційна бромистолітєва холодильна машина, витрата палива, електрична потужність.

Актуальність теми.

При підвищених температурах повітря на всмоктуванні турбокомпресора (ТК) і наддувної газоповітряної суміші (ГПС) на вході в циліндри газопоршневого двигуна (ГПД) його паливна економічність погіршується, що свідчить про доцільність охолодження повітря [1-3].

Особливістю когенераційних газопоршневих модулів (ГПМ) установок автономного енергозабезпечення є експлуатація переважно на часткових навантаженнях відповідно до графіків споживання електроенергії, тепла та холоду.

Метою роботи є отримання даних з впливу температури зовнішнього повітря $t_{\text{вп}}$ на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС і повітря на вході в турбокомпресор $t_{\text{вх}}$ на паливну економічність ГПД на часткових навантаженнях для визначення шляхів її підвищення.

Результати дослідження.

Аналіз ефективності охолодження повітря когенераційного газопоршневого модуля (ГПМ) розглянуто на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення ТОВ "Сандора" (м. Миколаїв), яка включає два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність 1400 кВт, теплова потужність 1500 кВт). Теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила використовується для нагріву води, теплота якої трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (потужність 2000 кВт) для технологічних потреб і центрального кондиціонера (ЦК) охолодження припливного повітря машинного відділення (МВ), звідки воно всмоктується ТК двигуна (рис.1).

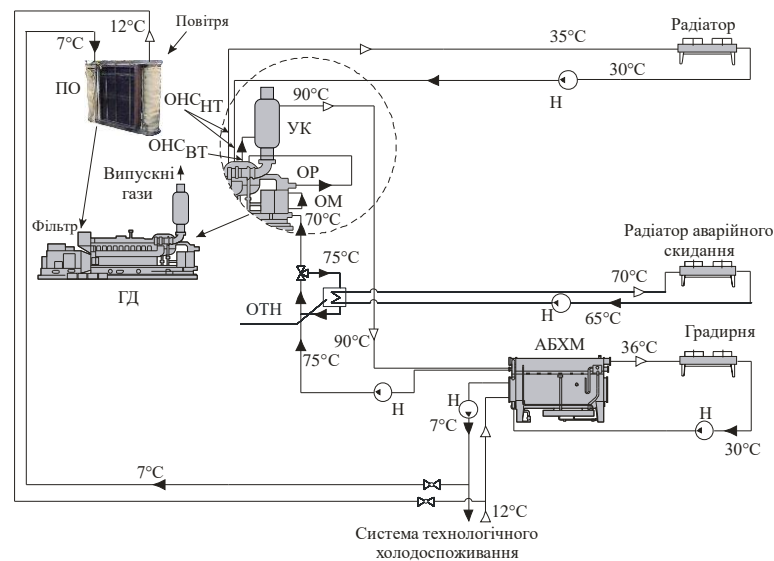


Рис. 1. Схема тригенераційної установки заводу "Sandora": ОМ – охолоджувач масла; ОР – охолоджувач рубашки двигуна; УК – утилізаційний котел; Г – глушник; ОНПвт і ОНПнт – високо- і низькотемпературний охолоджувачі наддувного повітря; Ф – фільтр; Н – насос

Аналіз даних моніторингу газового двигуна JMS 420 GS-N.L показав низьку ефективність традиційного охолодження всього припливного повітря MB, звідки воно всмоктується ТК двигуна, оскільки при підвищених температурах зовнішнього повітря через значні теплоприпливи з MB до повітря на вході ТК його температура доволі висока: 25...30 °С.

Ефект від охолодження повітря ГПД аналізували за зміною електричної потужності N_e і об'ємної витрати газу B_e як показників паливної економічності ГПД. Фірма-виробники ГПД, як правило, не дають в доступних інформаційних джерелах даних зі зміни N_e і B_e в залежності від кліматичних умов експлуатації. Обробка даних зі зміни N_e і B_e , отриманих в процесі моніторингу ГПД, викликає певні труднощі через сумісний вплив на N_e і B_e температур зовнішнього повітря $t_{вп}$ на вході в радіатор і повітря на вході ТК ГПД $t_{вх}$. Тому була розроблена методика обробки даних по N_e і B_e з урахуванням впливу окремо температур зовнішнього повітря на вході в радіатор $t_{вп}$ і повітря на вході ТК $t_{вх}$.

Результати моніторингу паливної економічності ГПД представляли у вигляді залежності потужності двигуна $N_e = f(t_{вх})$ та об'ємної витрати природного газу $B_e = f(t_{вх})$ від температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК ГПД при різних температурах зовнішнього повітря $t_{вп}$ на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС (рис. 2 і 3).

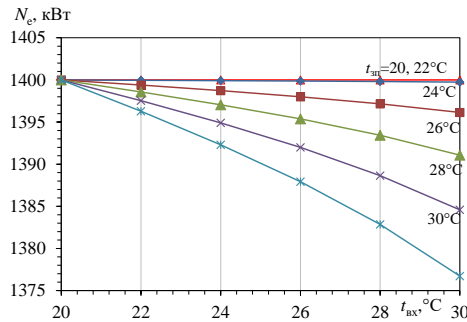


Рис. 2. Зміна електричної потужності ГПД N_e в залежності від температури на вході ТК $t_{вх}$ при експлуатації на частковому навантаженні $N_e = 1000-1100$ кВт і різних температурах зовнішнього повітря на вході радіатора $t_{вп}$: Δ – 20 °С, \diamond – 22 °С; \blacksquare – 24 °С; \blacktriangle – 26 °С; \times – 28 °С; ж – 30 °С

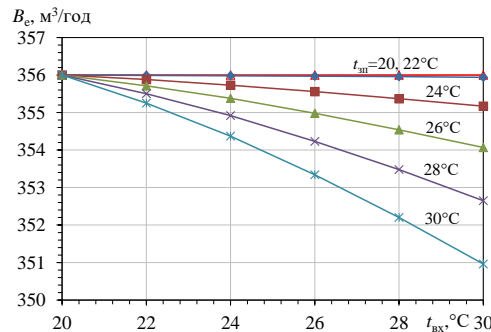


Рис. 3. Зміна об'ємної витрати газу ГПД B_e в залежності від $t_{вх}$ при різних температурах $t_{вп}$

Метою обробки даних $N_e = f(t_{вх})$ і $B_e = f(t_{вх})$ є знаходження зміни потужності ГПД dN_e і витрати газу dB_e при зміні температури $t_{вх}$ повітря на вході ТК на 1 °С, тобто $dN_e/dt_{вх}$ і $dB_e/dt_{вх}$. При цьому окремі масиви даних моніторингу $N_e = f(t_{вх})$ і $B_e = f(t_{вх})$ формувалися при різних, та практично незмінних температурах $t_{вп}$, а коливання температури $t_{вп}$ обмежувались діапазоном в 1 °С. Це давало можливість досліджувати вплив температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК при різних температурах $t_{вп}$ на вході радіатора (рис. 4-7).

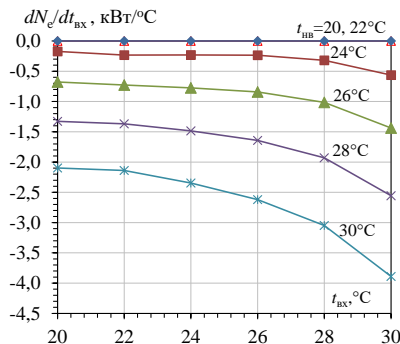


Рис. 4. Зміна електричної потужності ГПД $dN_e/dt_{вх}$ при зміні температури повітря на вході ТК $dt_{вх} = 1$ °С в залежності від $t_{вх}$ при різних $t_{вп}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ ($dt_{\text{вх}} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$) електрична потужність ГПД змінюється на величину $dN_e/dt_{\text{вх}} = 0,7\dots1,5 \text{ кВт}/^\circ\text{C}$ при $t_{\text{сп}} = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$ та на величину $dN_e/dt_{\text{вх}} = 2,0\dots4,0 \text{ кВт}/^\circ\text{C}$ при $t_{\text{сп}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ і $t_{\text{вх}} = 20\dots30 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4).

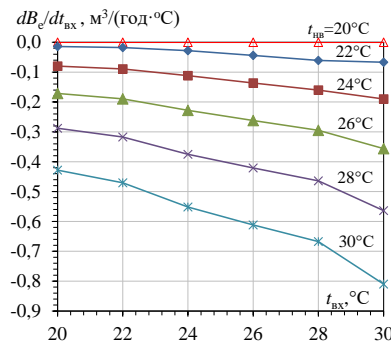


Рис. 5. Зміна об'ємної витрати газу ГПД $dB_e/dt_{\text{вх}}$ при зміні температури на вході ТК $\Delta t_{\text{вх}} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$ в залежності від $t_{\text{вх}}$ при різних $t_{\text{сп}}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ ($dt_{\text{вх}} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$) об'ємна витрата газу змінюється на $dB_e/dt_{\text{вх}} = (0,17\dots0,35) \text{ м}^3/(\text{год}\cdot^\circ\text{C})$ при $t_{\text{сп}} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ та на $dB_e/dt_{\text{вх}} = (0,4\dots0,8) \text{ м}^3/(\text{год}\cdot^\circ\text{C})$ при $t_{\text{сп}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ і $t_{\text{вх}} = 20\dots30 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 5).

Питому об'ємну витрату $b_{\text{ев}}$ газу визначали за його об'ємною витратою B_e і потужністю двигуна N_e як $b_{\text{ев}} = B_e / N_e$, $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ (рис. 6).

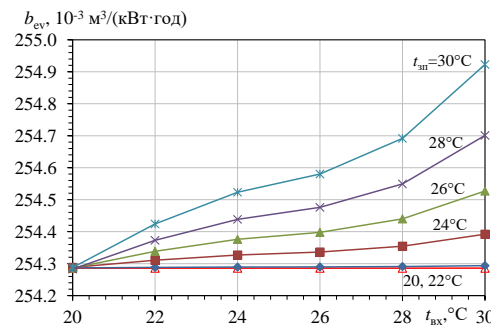


Рис. 6. Зміна об'ємної питомої витрати газу ГПД $b_{\text{ев}}$ від температури на вході ТК $t_{\text{вх}}$ при різних $t_{\text{сп}}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні температури повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ від 20 °С до 30 °С об'ємна питома витрата газу $b_{\text{ев}}$ зростає на величину $b_{\text{ев}} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ при температурі зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження наддувної ГПС $t_{\text{сп}} = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$ та на величину $\Delta b_{\text{ев}} = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ при $t_{\text{сп}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ і $t_{\text{вх}} = 20\dots30 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 6).

При зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ ($\Delta t_{\text{вх}} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$) питома витрата газу змінюється на величину $db_e/dt_{\text{вх}} = (0,01\dots0,04) \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год}\cdot^\circ\text{C})$ при $t_{\text{сп}} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ і на $db_e/dt_{\text{вх}} = (0,06\dots0,15) \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год}\cdot^\circ\text{C})$ при $t_{\text{сп}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ і $t_{\text{вх}} = 26\dots30 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 7).

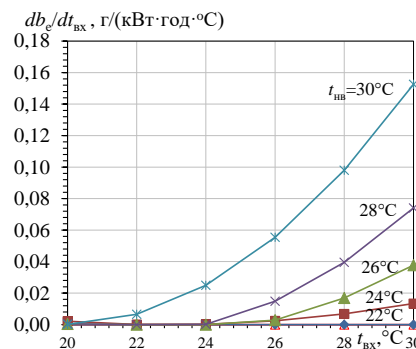


Рис. 7. Зміна масової питомої витрати газу ГПД $db_e/dt_{\text{вх}}$ при $\Delta t_{\text{вх}} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$ в залежності від $t_{\text{вх}}$ при різних $t_{\text{сп}}$

Висновок. За результатами обробки даних моніторингу паливної економічності газового двигуна JMS 420 GS-N.L отримано дані з роздільного впливу температури зовнішнього повітря $t_{\text{н}}$ на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС і повітря на вході в ТК $t_{\text{вх}}$ на паливну економічність ГПД на часткових навантаженнях.

Аналіз отриманих даних показав низьку ефективність традиційного охолодження всього припливного повітря МВ, через значні теплоприпливи з МВ до повітря на вході ТК і необхідність більш глибокого охолодження повітря на вході ТК та подачі охолодженого повітря безпосередньо на вхід ТК, щоб звести до мінімуму теплоприпливи до нього з МВ.

Список літератури

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. *GE Jenbacher Company Overview*. June 13, 2007. 39 p.
2. Elsenbruch T. *Jenbacher gas engines a variety of efficient applications* București, October 28, 2010, 73 p.
3. Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), January 2006., 495 p.

Radchenko R.M., Zubarev A.A., Boychuk V.V., Ostapenko O.V., Kononov A.V., Zongming Y., Forduy S.G.

ESTIMATION OF THE EFFICIENCY OF COOLING AIR AT THE INLET OF TRIGENERATION RECIPROCATING GAS PLANT ON PART LOADS

Abstract. *The fuel efficiency of the reciprocating gas engine deteriorates with the increase of ambient air temperatures at the inlet to the radiator of recirculating cooling water system for cooling the scavenge gas/air mixture at the inlet of the working cylinders and the air at the inlet of the scavenge air turbocharger. The peculiarity of cogeneration reciprocating gas modules of plants for combined production of electricity, heat and cold is the operation mainly at partial loads according to the schedules of consumption of electricity, heat and cold. The efficiency of cooling air of cogeneration gas module on the partial loads was analyzed on the example of an integrated power supply installation, which includes two cogeneration reciprocating gas engines JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, manufactured as the cogeneration modules with exchangers using the heat of exhaust gases, scavenge gas-air mixture, cooling water of the engine shirt and lubricating oil for heating water. Hot water heat is transformed by the AR-D500L2 Century absorption lithium-bromide chiller into a cold that is spent on technological needs and for the operation of a central air conditioner that cools the engine room intake air from where it is sucked by a scavenge air turbocharger.*

Because of significant heat influx from working engines and other equipment, as well as through the enclosures of the engine room from the outside to the air cooled in the central air conditioner in the engine room, from where it is sucked by a turbocharger, the air temperature at the inlet of the turbocharger is quite high: 25...30 °C. At elevated temperatures of the ambient air at the inlet of the radiator for cooling scavenge gas-air mixture and the air at the turbocharger inlet the fuel economy of engine is falling, which indicates the need for efficient cooling of air. The efficiency of cooling the air of the reciprocating gas module was estimated by reduction in the consumption of gas fuel and increase in electric power of the engine. For this purpose, the data of monitoring on the fuel efficiency of the reciprocating gas engine with the combined influence of the ambient air temperature at the inlet of the radiator and the air at the turbocharger inlet were processed to obtain data on their separate effects and to determine the ways to further improve the air cooling system of the reciprocating gas module.

Keywords: *cogeneration reciprocating gas module, integration energy system, absorption lithium-bromide chiller, fuel consumption, electric power*

Радченко Р.Н., Зубарев А.А., Бойчук В.В., Остапенко А.В., Коновалов А.В., Зонмін Я., Фордуй С.Г.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ ГАЗОПОРШНЕВОЙ УСТАНОВКИ НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ

Аннотация. *Топливная экономичность газопоршневых двигателей ухудшается с повышением температур наружного воздуха на входе в радиатор системы оборотного охлаждения наддувочной газозвоздушной смеси на входе в рабочие цилиндры и воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора. Особенностью когенерационных газопоршневых модулей установок комбинированного производства электрической энергии, тепла и холода является эксплуатация преимущественно на частичных нагрузках в соответствии с графиками потребления электрической энергии, тепла и холода. Эффективность охлаждения воздуха когенерационного газопоршневого модуля на частичных нагрузках проанализирована на примере установки автономного энергообеспечения, которая включает два когенерационных газопоршневых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, выполненных в виде когенерационных модулей с теплообменниками для отвода теплоты выпускных газов, наддувочной газозвоздушной смеси, охлаждающей воды рубашки двигателя и масла на нагрев воды. Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной AR-D500L2 Century в холод, который расходуется на технологические нужды и для работы центрального кондиционера, охлаждающего приточный воздух машинного отделения, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором двигателя.*

Из-за значительных теплопритоков от работающих двигателей и другого оборудования, а также через ограждения машинного отделения извне к охлажденному в центральном кондиционере воздуху в машинном отделении, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором, температура воздуха на входе турбокомпрессора довольно высокая: 25...30 ° С. При повышенных температурах наружного воздуха на входе радиатора охлаждения газозвушной смеси и воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора топливная экономичность двигателя ухудшается, что свидетельствует о необходимости эффективного охлаждения воздуха. Эффективность охлаждения воздуха газопоршневого модуля оценивали по сокращению расхода газообразного топлива и возрастанию электрической мощности двигателя. Для этого были обработаны данные мониторинга топливной эффективности газопоршневого двигателя при совместном влиянии температур наружного воздуха на входе радиатора охлаждения газозвушной смеси и воздуха на входе турбокомпрессора с целью получения данных по их отдельному влиянию и определения путей дальнейшего совершенствования системы охлаждения воздуха газопоршневого модуля.

Ключевые слова: когенерационный газопоршневой модуль, установка автономного энергообеспечения, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, расход топлива, электрическая мощность.

УДК 621.431.74

МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

В.О. Маулевич, Р. А. Варабнець, І.П. Крижановська
Одеський національний морський університет «ОНМУ»

Завдання, поставлене практикою експлуатації транспортних дизелів, полягає в необхідності розробки та вдосконалення методів контролю основних параметрів робочого процесу, що дозволяють здійснювати ефективну діагностику технічного стану транспортних дизелів в процесі експлуатації.

Вирішення цієї наукової задачі полягає в розробці методів визначення основних параметрів робочого процесу шляхом аналізу індикаторних діаграм і вібродіаграм паливної апаратури високого тиску за методикою, яка застосовується в системах DEPAS D4.0H. В якості основних завдань дослідження можна виділити наступні:

- визначення фази початку згоряння в робочому циліндрі з урахуванням шумів, що виникають при чисельному диференціюванні даних;
- визначення частоти обертання колінчастого валу без використання апаратних датчиків на маховику дизеля;
- визначення затримки самозаймання палива шляхом аналізу індикаторних діаграм і вібродіаграм вприскування палива;
- визначення середнього індикаторного тиску методом прирощених обсягів по індикаторній діаграмі з уточненим аналізом середнього тиску на елементарній ділянці;
- визначення індикаторної потужності циліндрів з використанням отриманих раніше значень частот обертання колінчастого валу і середніх індикаторних тисків.

Для визначення основних параметрів робочого процесу пропонується використовувати тільки аналіз визначених під час експлуатації індикаторних діаграм і вібродіаграм паливної апаратури високого тиску. Причому необхідно враховувати, що при чисельному диференціюванні багаторазово підвищується рівень шумів, пов'язаний з похибками вимірювання сигналів і їх дискретним поданням. Вплив шумів при аналізі першої похідної значно підвищує похибку визначення параметрів, пов'язаних з нею. Визначення параметрів, пов'язаних з аналізом похідних вищих порядків, взагалі неможливо без застосування спеціальних методів цифрової фільтрації. Методи визначення основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації, які застосовувалися раніше, не дозволяють досить ефективно вирішувати ці завдання. Повинні бути розроблені нові методи або вдосконалені існуючі, що становить суть актуальної наукової проблеми, вирішенню якої присвячена дана робота.

УДК 621.444

**АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗМЕНШЕННЯ КОНЦЕНТРАЦІЇ ТА КІЛЬКОСТІ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН
У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ СУДНОВИХ ДВЗ**

Соломенцев О.І., д.т.н, проф., Чабан Г.А., студент,

Таточенко Д.П., студент

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Херсонська філія Херсон, Україна

maximka1786@gmail.com

Анотація. *Інтенсивний розвиток світового судноплавства в останнє десятиліття призвів до будівництва якісно нового флоту з потужними енергетичними установками, експлуатація якого супроводжується зростанням його впливу на навколишнє середовище. У роботі приведено аналіз концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових ДВЗ.*

Ключові слова: *дизель, шкідливі речовини, оксиди азоту*

Морський транспорт - один з найважливіших компонентів суспільного і економічного розвитку, який поглинає значну кількість ресурсів і надає серйозний вплив на природне середовище. Послуги транспорту грають важливу роль в економіці і повсякденному житті людей. При всій важливості транспортного комплексу як невід'ємного елементу економіки необхідно враховувати його вельми значний негативний вплив на природні екологічні системи. Постійне зростання кількості суден і потужності їх двигунів призводить до збільшення об'єму палива, що спалюється ними, а отже, до збільшення викидів токсичних компонентів з відпрацьованими газами [1].

Все зростаюче забруднення атмосфери промисловими і транспортними викидами представляє одну з найбільш важливих і важко вирішуваних проблем сучасності.

В даний час вплив морського транспорту на навколишнє середовище - один із найбільш нагальних і актуальних проблем сучасного суспільства. Наслідки цього впливу позначаються не тільки на нинішньому поколінні, але і можуть відбитися і на майбутніх, якщо не здійснювати заходи по контролю, зниженню й усуненню наслідків впливу.

Морські порти є вираженими джерелами забруднення атмосферного повітря твердими і газоподібними речовинами. Винятково важливим показником ступеня впливу шкідливих викидів дизельних установок суден на навколишнє середовище є рівень їх приземних концентрацій в атмосферному повітрі в безпосередній близькості до суднових фарватерах, місцях скупчення суден, портів. Результати багатьох досліджень показують, що вміст в повітряному середовищі оксиду вуглецю, оксидів азоту, оксидів сірки перевищує гранично-допустимі максимально-разові концентрації для атмосферного повітря. Це свідчить про суттєве забруднення повітря морськими судами [2].

Велику роль в забрудненні атмосферного повітря грають дизелі морських суден, які як і раніше залишаються найбільш ефективними в енергетичному сенсі. Так при згорянні 1 кг дизельного палива виділяється 80-100 г токсичних компонентів (20-30 г оксиду вуглецю (II), 20-40 г оксидів азоту, 4-10 г вуглеводнів, 10-30 г оксидів сірки, 0,8-1, 0 г альдегідів, 3-5 г сажі). Маючи значно менші, порівняно з бензиновими двигунами, викиди CO і вуглеводнів, відпрацьовані гази дизелів мають досить високу токсичність, через підвищений вміст оксидів азоту, оксидів сірки, сажі і альдегідів.

Викид в атмосферу відпрацьованих газів є наслідком і необхідною умовою нормального функціонування двигунів внутрішнього згорання. Двигун, виробляючи механічну енергію за рахунок окислення палива повітрям, в процесі роботи здійснює тепломасообмін з навколишньою атмосферою. Він забирає повітря і споживає паливо, потім викидає відпрацьовані гази - суміш газоподібних продуктів повного згорання, надлишкового повітря і різних мікродомішок (газоподібних, рідких і твердих частинок). Негативні екологічні впливи токсичних компонентів відпрацьованих газів суднових дизелів представлені на рисунку 1.

Всі токсичні компоненти, які утворюються в суднових дизелях, за своєю природою їх виникнення можна розділити на дві основні групи. До першої групи належать продукти неповного згорання палива (монооксид вуглецю, вуглеводні, альдегіди, сажа). Токсичні компоненти другої групи утворюються в результаті повного окислення хімічних елементів, що входять до складу палива і повітря оксиди азоту NOx та сірки SOx. [3].

Основним токсичним компонентом ВГ дизелів, незалежно від типу, класу, розмірності і конструктивних особливостей, є оксиди азоту NOx. Вони утворюються в камері згорання дизеля шляхом окислення азоту, що міститься в повітрі, а також азоту з азотовмісних молекул палива. Визначальний вплив на емісію NOx надає температура в камері згорання. При цьому найбільш інтенсивно утворення оксидів азоту відбувається в першій фазі згорання до моменту досягнення максимальної температури згорання. Частка NOx в сумарних токсичних викидах становить 30-80% по масі і 60-95% по еквівалентній токсичності. Токсичність N₂O в сім разів вище токсичності NO. Близько 42% викидів оксидів азоту в атмосферу припадає на дизелі. Причому сорт палива, що спалюється не робить істотного впливу на утворення оксидів азоту в камері згорання. З оксидів азоту, що містяться в відпрацьованих газах дизелів, 80-90% припадає на монооксид азоту NO і 10-20% - на діоксид азоту. Вміст інших газоподібних оксидів азоту (N₂O, N₂O₂, N₂O₄, N₂O₅) в відпрацьованих газах мізерно малий. Монооксид азоту є

нестабільним компонентом. В атмосфері при нормальних умовах монооксид азоту NO окислюється до діоксиду NO_2 протягом від 0,5 до 100 годин, в залежності від концентрації в повітрі.

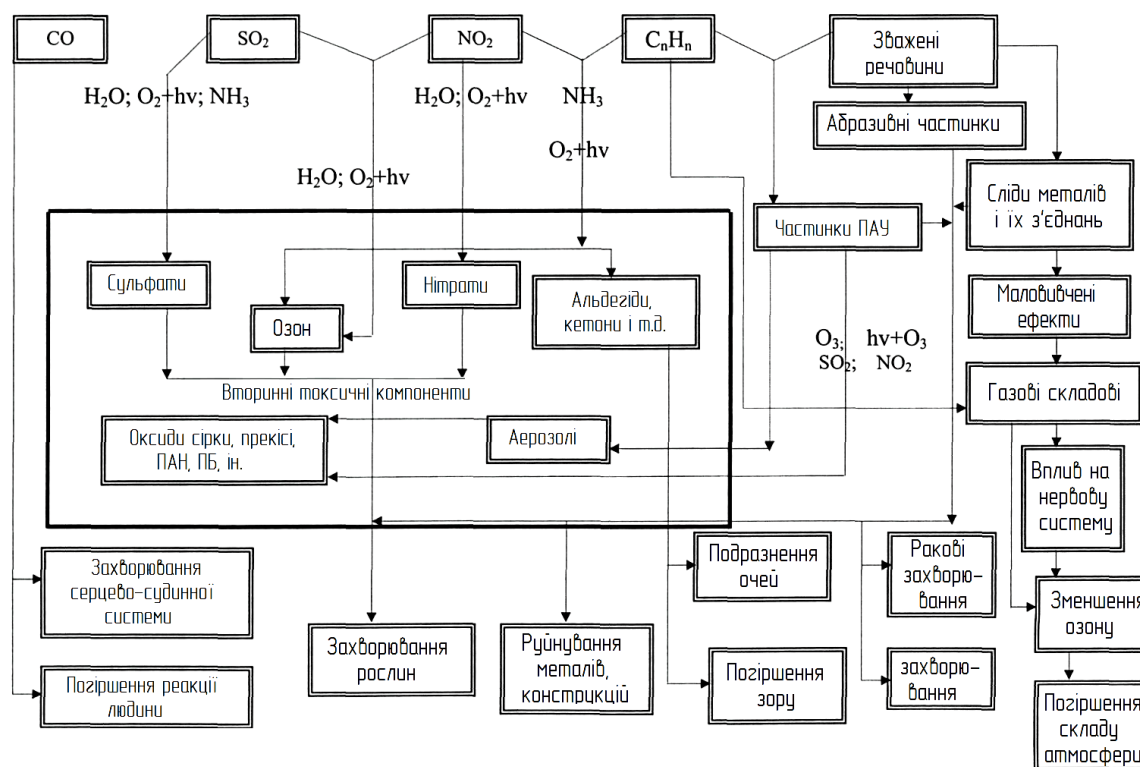


Рис. 1 Негативні екологічні впливи токсичних компонентів відпрацьованих газів суднових дизелів

Сучасні вимоги щодо обмеження викидів NO_x і SO_x регулюються положенням VI Конвенції МАРПОЛ, прийнятої Міжнародною морською організацією (ІМО). Вони стосуються спеціальних районів контролю за викидами (Emission Control Area – ECA), та спеціальних районів контролю за викидами сірки (Sulfur Emission Control Area – SECA), в яких норми викидів значно знижені (NO_x до 3,4 г/кВт*годину, SO_x до нуля), а кількість таких районів зростає з кожним роком.

Основними виробниками суднових малооборотних двигунів є компанії "MAN Energy" і "Wartsila". Причому, дизелі компанії "MAN Energy" займають, приблизно, 85% всіх малооборотних двигунів світового морського флоту і всього за період з 1982 р по 2018 р було побудовано понад 20 000 двигунів моделей MC/C [4].

З метою зниження вмісту компонента NO_x у відпрацьованих газах та забезпечення значень TIER III в 2016 році, компанія "MAN Energy" застосувала такі конструктивні зміни в наступних ME моделях двигунів - система електронного управління двигуном, яка забезпечує регулювання робочого процесу: кут випередження подачі палива, відкриття вихлопного та пускового клапанів, подачу циліндричної мастила. До переваг, у порівнянні з попередньою моделлю MC, моделі ME слід відзначити оптимізацію подачі палива в більш широкому діапазоні навантажень, зниження витрати циліндричної мастила за рахунок установки Alpha lubricators, поліпшення роботи на низьких навантаженнях, адаптація до роботи на паливах різної якості, можливість роботи двигуна на двох типах палива (dual fuel engines): вуглеводневому рідкому паливі і натуральному газі - моделі ME-GI, що різко знижує вміст SO_x на 92%, NO_x на 13%, CO_2 на 23% у відпрацьованих газах в порівнянні з попередньою моделлю.

Також застосовуються такі сучасні методи для поліпшення екологічності двигунів ME:

- VTA (variable turbine area) - змінна площа соплового апарату турбокомпресора;
- EGB (exhaust gas by-pass) - байпасування відпрацьованих газів;
- EGR (exhaust gas recirculation) - рециркуляція відпрацьованих газів, застосовується для зменшення викидів NO_x ;

- SCR (selective catalyst reduction) - система каталітичної обробки відпрацьованих газів з метою зниження вмісту NO_x ;

- система очищення відпрацьованих газів в скрубєрі для зниження вмісту SO_x ;
- застосування палива з низьким вмістом сірки.

З метою скорочення витрат на паливо і кількості шкідливих викидів з суден в атмосферу, починаючи з другої половини 2011 і по теперішній час флот світових компаній активно використовує режим ультра-малих ходів (8-10 вузлів) при експлуатаційному навантаженні головного в діапазоні 20 – 45 % MCR.

Висновок: проаналізовано склад відпрацьованих газів суднових ДВЗ, їх вплив їх токсичних компонентів на довкілля та проаналізовані методи зменшення їх кількості у відпрацьованих газах двигунів.

REFERENCES:

6. Fournier A. (2006). *Air Emission from Marine Vessels: Problems and Opportunities*, University of California Santa Barbara.
7. Голубев, И. Р., & Новиков, Ю. В. (1987). *Окружающая среда и транспорт: Учебное пособие*. Москва: Транспорт.
8. Никаноров, А.М., & Хоружая, Т. А. (2003). *Глобальная экология: Учеб, пособие*. Москва: Книга-сервис.
9. *Marine Engine IMO Tier II and Tier III* (2nd ed., Vol. Programme). (2009). MAN Diesel. Retrieved from https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/marine-engine-programmes/mep2017_2web.pdf?

Solomentsev Ihor, Chaban Heorhii, Tatochenko Dmytro

Analysis of methods to reduce the concentration and amount of harmful substances in the exhaust gases of marine ICE

Abstract. *The intensive development of world shipping in the last decade has led to the construction of a brand new fleet with powerful power plants, the operation of which is accompanied by an increase in its environmental impact. The paper presents an analysis of the concentration of harmful substances in the exhaust gases of marine ICE.*

Keywords: *diesel, harmful substances, nitrogen oxides.*

Соломенцев О.И., Чабан Г.А., Таточенко Д.П.

Анализ методов снижения концентрации и количества вредных веществ в отработанных газах судовых ДВС

Аннотация. *Интенсивное развитие мирового судоходства в последнее десятилетие привело к строительству качественно нового флота с мощными энергетическими установками, эксплуатация которого сопровождается ростом его влияния на окружающую среду. В работе приведены анализ концентрации вредных веществ в отработанных газах судовых ДВС.*

Ключевые слова: *дизель, вредные вещества, оксиды азота.*

УДК 621.438

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОКЕРОВАНОЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ У СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ СУДНОВИХ ДВИГУНАХ

Митрофанов О. С., канд. техн. наук, доц.¹, Назаренко І. С., магістрант², Гордієнко Є.О., магістрант³

^{1,2,3} Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова

^{1,2,3} Україна, Миколаїв

¹mitrofanov.al.ser@gmail.com, ²il.nazarenko@gmail.com

Анотація. *Проаналізовано сучасний стан та перспективи подальшого розвитку паливних систем середньообертових суднових двигунів. Визначено як найбільш перспективний шлях підвищення ефективних та екологічних показників використання насос-форсунок з електронним керуванням. Виділено основні переваги та недоліки використання насос-форсунок, а також можливі шляхи їх усунення.*

Ключові слова: *паливна система; насос-форсунка; паливний насос високого тиску; ефективні показники.*

Вступ. Паливна система суднових двигунів та її досконалість у значній мірі визначають ефективні, екологічні й інші експлуатаційні показники. Саме тому на сьогодні світові виробники двигунів приділяють значну увагу вдосконаленню існуючої паливної апаратури дизелів та розробці нових систем. Значний прорив у напрямку розвитку нових паливних систем забезпечило використання електроніки. Це дало змогу найбільш оптимально керувати процесом паливподачи, кутом випередження впорскування та іншими процесами залежно від навантаження двигуна.

Мета роботи полягає в аналізі новітніх напрямків розвитку паливних систем середньообертових суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), а також визначенні основних переваг та недоліків різних напрямків і шляхів подальшого вдосконалення для покращення ефективних та екологічних показників ДВЗ.

Основна частина

Паливні системи безпосередньої дії суднових двигунів можуть бути роздільними та нероздільними. Так, у роздільних системах паливний насос високого тиску ПНВТ та форсунка відокремлені один від одного, а у нероздільних вони об'єднані в єдиний механізм – насос-форсунку, що дозволяє забезпечити більш високі значення тиску впорскування. Тому використання системи з насос-форсунками має ряд переваг [1–3]:

– високий тиск упорскування, який може досягати 200 МПа;

- відсутність підвприску;
- зменшення кількості елементів паливної системи;
- різке відсічення подачі;
- менша закоксованість та більший ресурс розпилювача;
- менші витрати потужності;
- зниження запізнювання вприскування щодо нагнітання плунжера, що зменшує розкид кутів випередження вприскування по частотах та зменшує необхідний діапазон регулювання.

Однак у насос-форсунках є ряд недоліків, а саме:

- ускладнення конструкції кришки робочого циліндра за рахунок розміщення насос-форсунки та приводу до неї;
- збільшений діаметр форсункової частини;
- велике зниження тиску вприскування на часткових режимах роботи двигуна;
- ускладнені та менш точні умови регулювання рівномірності подачі по циліндрах;
- ускладнює демонтаж кришки робочого циліндра;
- система з насос-форсунками більш складна в експлуатації (потребує розбирання всієї системи з подальшим регулюванням при заміні розпилювача).

Так, забезпечення рівномірності подачі палива по циліндрах у багатоциліндрових дизелях може бути вирішено за рахунок застосування насос-форсунок, що мають клапани регулювання подачі палива з електромагнітним приводом (рис. 1) [4].

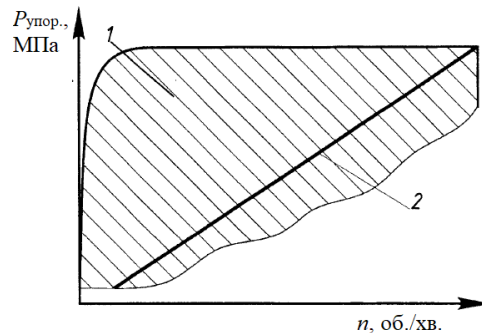


Рис. 1. Залежність тиску впорскування від частоти обертання: 1 – для паливних систем з електронним керуванням; 2 – для стандартних насос-форсунок з механічним приводом

Використання електромагнітних клапанів дозволяє регулювати початок та тривалість паливоподачі за рахунок пускового сигналу. Момент і тривалість пускового сигналу визначаються електронним блоком керування відповідно до режиму навантаження двигуна та умов навколишнього середовища. Для досягнення оптимальних характеристик роботи двигуна керування електронним блоком може здійснюватися без зворотного або зі зворотним зв'язком з дизелем. Необхідна швидкість спрацьовування електромагнітного клапана досягається застосуванням електроживлення з високою напругою і струмом, а оптимізація закону подачі палива здійснюється програмою, закладеною в електронний блок керування, який отримує та обробляє сигнали від датчиків частоти обертання, навантаження, тиску наддуву, температури палива і под. На підставі обробки отриманих сигналів програма визначає оптимальні для даного режиму роботи значення початку і кінця подачі палива та подає напругу на соленоїд приводу керуючого клапана форсунки.

Висновки

1. Виконано аналіз існуючих паливних систем з насос-форсунками багатоциліндрових дизелів. Визначені основні недоліки та переваги використання насос-форсунок.
2. Установлено, що на ефективну роботу двигуна при застосуванні насос-форсунок значний вплив має саме рівномірність подачі палива в циліндри дизеля на різних режимах роботи.
3. Визначено, що найбільш перспективним шляхом покращення рівномірності подачі палива по циліндрах двигуна є використання насос-форсунок з електромагнітними клапанами подачі палива.

Література

- [1] Грехов, Л. В. (2001). *Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина*. М.: Легион-Авто.
- [2] Грехов, Л. В., Иващенко, Н. А., & Марков, В. А. (2004). *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. М.: Легион-Авто.
- [3] Возницкий, И. В. (2005). *Топливная аппаратура судовых дизелей: конструкция, проверка состояния и регулировка*. С.Пб.: Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова.
- [4] Белоусов, Е. В. (2014). *Топливные системы современных судовых дизелей: учебное пособие*. Херсон: ХГМА.

REFERENCES

- [1] Grehov, L. V. (2001). *Toplivnaya apparatura s elektronnyim upravleniem dizeley i dvigateley s neposredstvennyim vpryskom benzina* [Fuel equipment with electronic control of diesel engines and engines with direct injection of gasoline]. Moscow: Legion-Auto [in Russian].
- [2] Grehov, L. V., Ivaschenko, N. A., & Markov, V. A. (2004). *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel equipment and diesel control systems]. Moscow: Legion-Auto [in Russian].
- [3] Voznitskiy, I. V. (2005). *Toplivnaya apparatura sudovyih dizeley: konstruktsiya, proverka sostoyaniya i regulirovka* [Fuel equipment of marine diesel engines: design, condition check and adjustment]. St. Petersburg: Izd-vo GMA im. adm. S.O. Makarova [Publishing House of the State Maritime Academy named after Admiral S.O. Makarova] [in Russian].
- [4] Belousov, E. V. (2014). *Toplivnyie sistemyi sovremennyih sudovyih dizeley: uchebnoe posobie* [Fuel systems of modern marine diesel engines: a training manual]. Kherson: KGMA [Kherson State Marine Academy] [in Russian].

Mytrofanov A.S., Nazarenko I.S., Gordienko E.A.

Analysis of the effectiveness of the use of electric fuel equipment in medium-speed marine engines

Abstract. *The current state and prospects of further development of fuel systems of medium-speed marine engines are analyzed. The use of electronically controlled pump nozzles was identified as the most promising way to increase effective and environmental performance. The main advantages and disadvantages of using pump nozzles, as well as possible ways to address them, are highlighted.*

Keywords: *fuel system; pump nozzle; high pressure fuel pump; effective indicators.*

Митрофанов А. С., Назаренко І. С., Гордиенко Е. А.

Анализ эффективности использования электроуправляемой топливной аппаратуры в среднеоборотных судовых двигателях

Аннотация. *Проанализировано современное состояние и перспективы дальнейшего развития топливных систем среднеоборотных судовых двигателей. Определен как наиболее перспективный путь повышения эффективных и экологических показателей использование насос-форсунок с электронным управлением. Выделены основные преимущества и недостатки использования насос-форсунок, а также возможные пути их устранения.*

Ключевые слова: *топливная система; насос-форсунка; топливный насос высокого давления; эффективные показатели.*

УДК 661.961

ОПТИЧНІ МЕТОДИ НЕРУЙНІВНОГО КОНТРОЛЮ ДЕТАЛЕЙ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

Ткач М.Р., д-р техн. наук,¹Проскурін А.Ю. канд. техн. наук, доц.²,
Галинкін Ю.М. канд. техн. наук³, Золотой Ю.Г. зав. лабораторією ⁴,
^{1,2,3,4} Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв

mykhaylo.tkach@nuos.edu.ua ¹ arkadii.proskurin@nuos.edu.ua, ² yurii.galynkin@nuos.edu.ua,³ goldspekl@ukr.net⁴

Анотація. *Удосконалено комплект обладнання, для визначення резонансних частот деталей судового машинобудування методом лазерної спекл-інтерферометрії. Зазначене обладнання використано при виконання шести етапів госпрозрахункової науководослідної теми, результати досліджень передані замовнику. Зазначене обладнання використано при виконання госпрозрахункової науководослідної теми та при виконанні перевірочних дослідів.*

Ключові слова: *турбінні лопатки, спекл-інтерферометрія, частота, форма.*

Більшість сучасних судових енергетичних установок містять у своєму складі турбопоршневі або газотурбінні двигуни. Лопатки турбін і їх робочі колеса експлуатуються в жорстких умовах, викликаних нерівномірністю газового потоку і високими температурами, тому такі деталі відносять до найбільш навантажених. Для поліпшення показників двигуна, до яких насамперед відносяться надійність, ресурс та енергетичну ефективність, розробники прагнуть досягти зниження динамічної навантаженості зазначених вузлів двигуна, так як значна частина дефектів у деталях виникає через дію змінних навантажень [1]. Змінні навантаження різко зростають в умовах резонансу, коли частота власних коливань деталі збігається з частотою вимушених коливань.

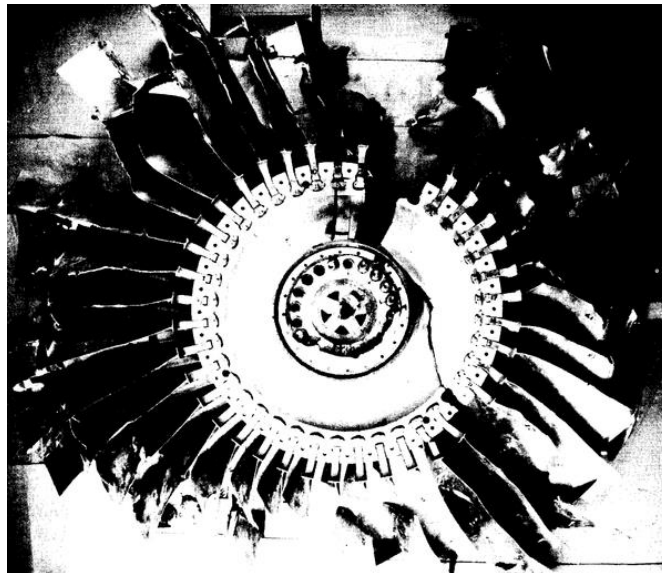


Рисунок 1 – Пошкоджений газотурбінний двигун [2]

При розробці і доведенні газотурбінних двигунів (ГТД) по міцності і надійності виникає необхідність в дослідженні власних частот і форм коливань як всієї конструкції, так і окремих її складових елементів. В даний час найбільш ефективними експериментальними методами дослідження резонансних коливань реальних конструкцій є лазерно-голографічні методи, зокрема методи голографічної і спекл-інтерферометрії [1]. В основі цього методу дослідження коливань лежить спекл-ефект, який полягає в тому, що при відображенні когерентного світла від дифузійної поверхні утворюється випадковий розподіл інтенсивності, званий спекл-полем. При цьому малі зміни положення поверхні дифузного об'єкта призводять до зміни спекл-поля в площині спостереження. Ці зміни в розподілі інтенсивності спекл-поля реєструються за допомогою телекамери і використовуються для вимірювання величини переміщення поверхні досліджуваного об'єкта. Спекл-інтерферометричний метод дозволяє проводити автоматизовані дослідження із записом експериментальних даних на ЕОМ з їх подальшою обробкою [3].

Розроблений у національному університеті кораблебудування експериментальний стенд дозволяє

- проводити збудження деталей у діапазоні від 3 Гц до 25 кГц;
- визначати виникнення резонансу частоти коливань;
- визначати форму коливань та фіксувати форму коливань у електронному форматі;
- проводити автоматичну фіксацію ряду форм у заданому діапазоні частоти з шагом від 0,1 до 10 Гц;
- проводити визначення кратності форми коливань.

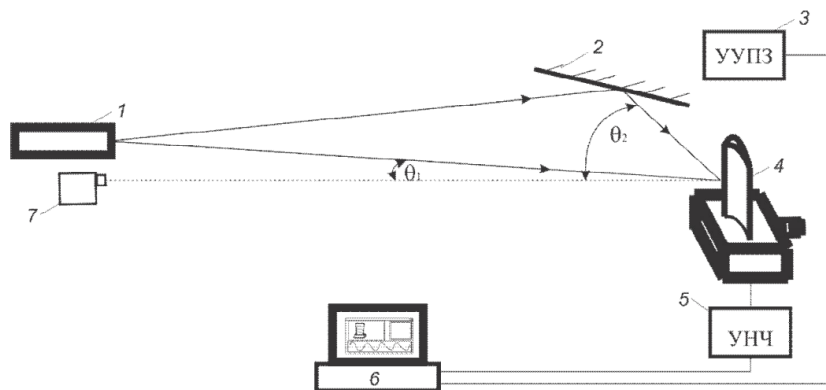


Рисунок 2 – Оптична схема установки [4]

Лопатка 4 встановлена в затискному пристрої з вмонтованим в неї пьезозбуджувачем. Як джерело світла служить лазер 1 потужністю випромінювання 50 мВт, $\lambda = 0,568$ мкм і довжиною когерентності близько 20 см. Розширений світловий пучок ділиться по фронту. Перша його частина висвітлює лопатку під деяким кутом θ_1 до напрямку спостереження. Друга частина випромінювання потрапляє на віброуючий з малої амплітудою ($\pm \lambda$) і частотою (3..5 Гц) дзеркало 2 і освітлює лопатку під кутом θ_2 . Таким чином, на світосприймаючій матриці відеокамери 7 виникає поле мерехтливих з низькою частотою спеклів. При збудженні резонансних коливань лопатки відбувається зміна контрасту спеклів в відповідності з виниклою коливальною формою. Визначення розподілу функції контрасту і відповідної форми коливань здійснюється спеціалізованою комп'ютерною програмою, розробленою у Національному університеті кораблебудування [4, 5].

Розроблене обладнання активно використовується для проведення студентських лабораторних робіт, верифікації результатів обробки теоретичних моделей, виконання госпдоговірних науково-дослідних на замовлення вітчизняних двигунобудівних підприємств. Так за останні три роки виконано шість етапів договору №2105 «Визначення вібраційних характеристик робочих лопаток компресору та турбіни ГТД ДА32 методом спекл-інтерферометрії реального часу» у рамках якого визначено спектр коливань для 112 лопаток компресору низького тиску, компресору високого тиску та силової турбіни сучасного газотурбінного двигуна вітчизняного виробництва, а також двох жарових труб.

Висновки. Удосконалено комплект обладнання, для визначення резонансних частот деталей суднового машинобудування методом лазерної спекл-інтерферометрії. Зазначене обладнання використано при виконання шести етапів госпрозрахункової науководослідної теми, результати досліджень передані замовнику.

Література

[1] Жужукин, А.И. (2017) Применение спекл-интерферометрии для исследования колебаний крупногабаритных конструкций газотурбинных двигателей [Текст]. *Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение»*, №3 С. 66-74.

[2] Airdisaster [Електронне посилання] / Режим доступу: https://en.wikipedia.org/wiki/File:UAL_232_Fan.png

[3] / Ткач М.Р., Золотой Ю.Г., Довгань Д.В., Жук И.Ю. (2011) Исследование форм собственных колебаний элементов ГТД методом голографической интерферометрии в реальном времени. *Авиационно-космическая техника и технология*. №8 (98),

[4] Ткач М.Р., Золотой Ю.Г., Довгань Д.В., Жук И.Ю. (2014) Влияние величины зажатия рабочих лопаток ГТД на частоту их собственных колебаний. *Авиационно-космическая техника и технология*, №8 (115), 2014 С. 1387...141.

[5] Ткач М.Р., Золотой Ю.Г., Довгань Д.В., Жук И.Ю. (2013). Автоматизация определения собственных частот и форм колебаний элементов турбин малой мощности. *Авиационно-космическая техника и технология*. №9 (106), С. 242...248.

REFERENCES

[1] Zhuzhukin, A.I. (2017) Primenenie spekl-interferometrii dlya issledovaniya kolebanij krupnogabaritnykh konstrukcij gazoturbinnnykh dvigatelej [Tekst]. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N.E. Baumana. Seriya «Mashinostroenie»*, №3 S. 66-74.

[2] Airdisaster [Elektronne posilannya] / Rezhim dostupu: https://en.wikipedia.org/wiki/File:UAL_232_Fan.png

[3] / Tkach M.R., Zolotoj YU.G., Dovgan' D.V., Zhuk I.YU. (2011) Issledovanie form sobstvennykh kolebanij elementov GTD metodom golograficheskoy interferometrii v real'nom vremeni. *Aviacionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*. №8 (98),

[4] Tkach M.R., Zolotoj YU.G., Dovgan' D.V., Zhuk I.YU. (2014) Vliyanie velichiny zazhatiya rabochih lopatok gtd na chastotu ih sobstvennykh kolebanij. *Aviacionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, №8 (115), 2014 S. 1387...141.

[5] Tkach M.R., Zolotoj YU.G., Dovgan' D.V., Zhuk I.YU. (2013). Avtomatizaciya opredeleniya sobstvennykh chastot i form kolebanij elementov turbin maloj moshchnosti. *Aviacionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*. №9 (106), S. 242...248.

Tkach M.R., Proskurin A.Yu., Halynkin Yu. M., Zolotoy Yu. H.

OPTICAL METHODS OF NON-DESTRUCTIVE CONTROL OF SHIP MOTOR DETAILS

The set of equipment for the determination of the resonant frequencies of ship engineering parts by laser speckle interferometry has been improved. The specified equipment was used in the implementation of six stages of self-financing research topic, the results of the research were transmitted to the customer. The specified equipment was used in the performance of self-financing research topic and in the performance of testing experiments.

Keywords: turbine blades, speckle interferometry, frequency, form

Ткач М.Р., Проскурин А.Ю., Галынкин Ю.М., Золотой Ю.Г.

ОПТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Усовершенствована комплект оборудования для определения резонансных частот деталей судового машиностроения методом лазерной спекл-интерферометрии. Указанное оборудование использовано при выполнении шести этапов хозрасчетной научно-исследовательской темы, результаты исследований переданы заказчику. Указанное оборудование использовано при выполнении хозрасчетной научно-исследовательской темы и при выполнении проверочных опытов.

Ключевые слова: турбинные лопатки, спекл-интерферометрия, частота, форма.

УДК 621.43.056

**ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В НИЗЬКОЕМІСІЙНІЙ КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГТД
З ВИКОРИСТАННЯМ ПЛАЗМОХІМІЧНИХ СТАБІЛІЗАТОРІВ**

Козловський Артем Вікторович, к.т.н. ¹, Сивоконь Віталій Дмитрович, магістрант ², Рязанцев Євген Вікторович, магістрант ³,

¹ Національний університет кораблебудування; ² Національний університет кораблебудування; ³ Національний університет кораблебудування

¹ Україна, м. Миколаїв; ² Україна, м. Миколаїв; ³ Україна, м. Миколаїв

¹ artem.kozlovskiy@nuos.edu.ua, ² v.sivokon26@gmail.com, ³ evheniy.riazantsev@gmail.com

Анотація. Проведено аналіз нестационарних процесів в низькоемісійній камері згоряння газотурбінного двигуна за допомогою сучасних інструментів обчислювальної гідродинаміки. Проведено теоретичні дослідження, які показали, що використання слабкострумівих плазмохімічних стабілізаторів в низькоемісійних камер згоряння ГТД дозволяє розширити діапазон стійкої роботи паливоспалювальним пристрої, а також знизити рівень викидів токсичних компонентів.

Ключові слова: газотурбінний двигун, камера згоряння, стабілізація горіння, плазмохімічний стабілізатор, математична модель.

Однією з проблем при експлуатації ГТД є виникнення режимів пульсаційного горіння в низькоемісійних камерах згоряння (КЗ). Значні коливання тиску робочого тіла в КЗ можуть призводити до руйнування елементів конструкції ГТД, зниження надійності їх роботи. Тому забезпечення стійкості процесів у низькоемісійних КЗ являє собою актуальне науково-прикладне завдання. Використання числового експерименту на основі сучасних засобів обчислювальної гідродинаміки для прогнозування режимів пульсаційного горіння на етапі розробки двигуна дозволить значно скоротити витрати на проектування та доведення двигуна [1,2].

Метою роботи є підвищення стійкості процесів горіння газоподібного палива та екологічності в низькоемісійних камерах згоряння ГТД за рахунок використання слабкострумівих плазмохімічних стабілізаторів.

На основі огляду вітчизняних і закордонних літературних джерел виконано аналіз механізмів виникнення пульсаційних режимів горіння в низькоемісійних КЗ ГТД і вплив цих режимів на експлуатаційні показники двигунів [3,4]. Розглянуто можливості підвищення стійкості процесів в сучасних низькоемісійних КЗ, що реалізують принципи горіння бідних паливо-повітряних сумішей, за рахунок використання слабкострумівих плазмохімічних стабілізаторів і аеродинамічного вдосконалювання проточних частин КЗ, а також обґрунтовано підходи до математичного моделювання нестационарних процесів в КЗ ГТД. Показана можливість використання методів обчислювальної гідродинаміки для прогнозування процесів плазмохімічної активації горіння паливо-повітряних сумішей. Аналіз розглянутих методів зменшення пульсацій тиску в паливоспалюючих пристроях дозволив сформулювати основні напрямки наукових досліджень з підвищення стійкості процесів горіння вуглеводневих палив в низькоемісійних КЗ ГТД.

Розроблено математичну модель нестационарних процесів в низькоемісійних КЗ ГТД із плазмохімічним стабілізатором, яка дозволяє враховувати вплив низькотемпературної повітряної плазми на аеродинаміку течії в КЗ та характеристики тепловиділення [5,6]. Створено методику числового експерименту з вдосконалення стійкості процесів горіння газоподібного палива в низькоемісійних КЗ із використання сучасних комплексів обчислювальної гідродинаміки, що дозволяє підвищити ефективність проектних і дослідно-доводочних робіт.

Для теоретичних досліджень нестационарних процесів в низькоемісійних КЗ ГТД із плазмохімічним стабілізатором запропонована методика числового експерименту.

Проведено теоретичні дослідження пульсаційних характеристик низькоемісійної КЗ ГТД потужністю 25 МВт, які дозволили визначити, що використання плазмохімічних стабілізаторів дозволяє розширити діапазон стійкої роботи паливоспалюючого пристрою, зменшити амплітуду пульсації тиску паливо-повітряної суміші, отже, знизити вібрації елементів КЗ і двигуна в цілому.

При підведенні продуктів плазмохімічних реакцій в кількості $\beta = 0,00087 \dots 0,0125$ (в частках від об'єму основної суміші) розрахункова спектральна потужність статичного тиску в перерізах жарової труби зменшилась в 1,5...2,0 рази (рис. 1).

Використання слабкострумівих плазмохімічних стабілізаторів дозволяє зменшити емісію токсичних компонентів. Так, при добавках плазмохімічних продуктів в розрахункові викиди оксидів азоту склали 34 – 66 ppm, у той час як розрахункова емісія оксидів азоту для базового варіанту низькоемісійної КЗ – 83 ppm.

Розроблено пропозиції щодо підвищення стійкості процесів горіння в низькоемісійних камерах згоряння. На підставі отриманих теоретичних і експериментальних даних розроблені практичні рекомендації з підвищення стійкості горіння в низькоемісійній КЗ ГТД потужністю 25 МВт. Запропоновано встановлення в центральний канал внутрішнього завихрювача пальникового пристрою плазмохімічного стабілізатора з метою зниження пульсацій тиску в зоні основного горіння й протуючого впливу на процеси поширення полум'я.

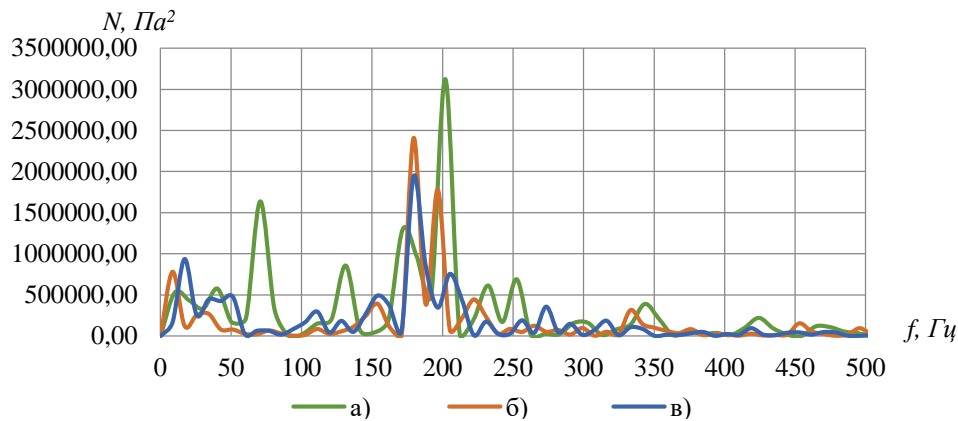


Рис.1. Спектральна потужність статичного тиску в перерізі жарової труби в районі третьої обичайки: а – базовий варіант; б – $\beta = 0,00087$; в – $\beta = 0,0125$

Впровадження рекомендацій з використання слабкострумівих плазмохімічних стабілізаторів та вибору раціональних геометричних співвідношень повітропідвідних каналів жарових труб у практику проектування газотурбінних двигунів дозволить зменшити пульсації тиску всередині камери згоряння та емісію токсичних речовин, знизити вібрацію елементів, викликану пульсаційним горінням, збільшити ресурс жарових труб КЗ і двигунів в цілому. Очікуваний річний економічний ефект за рахунок зменшення викидів токсичних компонентів дорівнює біля 1600 доларів США на один ГТД потужністю 25 МВт, що працює в складі компресорної станції.

Висновки: Проведено теоретичні дослідження пульсаційних характеристик низькоемісійної камери згоряння з попереднім перемішуванням паливо-повітряної суміші ГТД потужністю 25 МВт за допомогою інструментів обчислювальної гідродинаміки.

Розроблено практичні рекомендації з підвищення стійкості роботи КЗ із попереднім перемішуванням палива з повітрям для ГТД, що працюють на газоподібному паливі, що дозволяє зменшити спектральну потужність статичного тиску в перерізах жарової труби в 1,5–2,0 рази. Викиди оксидів азоту у вихідному перерізі камери згоряння можуть бути знижені до 34 ppm при збереженні рівня емісії оксидів вуглецю, що відповідає сучасним міжнародним екологічним вимогам.

REFERENCES

- [1] Herasymenko, V.P., & Nalesnyy, N.B. (2006) Vibratsiynе horinnyа v kamerakh zhoryannya HTD. Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustakuvannya, 5, 53-58.
- [2] Romanovskiy, H.F. & Serbin, S.I. (2000) Kamery z horyannya hazoturbinnikh dvyhunyiv: Navchalnyi posibnyk. Mykolayiv: UDMTU.
- [3] Angello, L.C., & Castaldini, C. (2004) Combustion Tuning Guidelines: Understanding and Mitigating Dynamic Instabilities in Modern Gas Turbine Combustors. Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Power for Land Sea and Air. GT2004-54081, 1-5.
- [4] Meher-Homji, & C.B., Zachary, & J. Bromley, A.F. (2010) Gas turbine fuels-system design, combustion and operability. 39th Turbomachinery Symposium TEXAS A&M UNIVERSITY, 1, 155-185.
- [5] Serbin S.I., & Kozlovskiy A.V., & Burunsuz K.S. (2016) Investigations of Nonstationary Processes in Low Emissive Gas Turbine Combustor with Plasma Assistance. IEEE Transactions on Plasma Science, Special Issue on Plasma-Assisted Technologies, 44(99), 2960-2964.
- [6] Serbin, S., & Kozlovskiy, A., & Burunsuz K., & Radchenko R. (2019) Study of burning stability in low emission gas turbine combustor. Monography of the faculty of mechanical engineering university of technology Koszalin. 09, 747-766.

Kozlovskiy Artem, Sivokon Vitaliy, Ryazantsev Evgeny

Investigation of workflows in a low-emission combustion chamber of GTE using plasma-chemical stabilizers

Abstract: The analysis of non-stationary processes in a low-emission combustion chamber of a gas turbine engine with the help of modern tools of computational hydrodynamics are conducted. The theoretical research done showed that the use of low current plasmochemical stabilizers for low-emission combustion chambers of GTE enables to expand the range of stable operation of the fuel firing device and decrease the emission level of toxic components.

Keywords: gas turbine engine, combustor, plasma-chemical stabilizer, mathematical modeling

Козловский Артем Викторович, Сивоконь Виталий Дмитриевич, Рязанцев Евгений Викторович

Исследование рабочих процессов в низкоэмиссионной камере сгорания ГТД с использованием плазмохимических стабилизаторов

Анотація: Проведен аналіз нестационарних процесів в низькоемісійній камері згорання газотурбінного двигателя з допомогою сучасних інструментів чисельної гідродинаміки. Проведені теоретичні дослідження, які показали, що використання слабощочних плазмохімічних стабілізаторів в низькоемісійних камер згорання ГТД дозволяє розширити діапазон стійкої роботи паливосжигающего пристрою, а також знизити рівень викидів токсичних компонентів.

Ключевые слова: газотурбинний двигатель, камера згорання, плазмохімічний стабілізатор, математичне моделювання.

УДК 621.48

ПАРАМЕТРИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМИ І ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ КОНТАКТНОГО ГТА З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ І ТУК

Ващиленко Микола Віталійович, к.т.н., доцент¹, Божко Богдан Васильович, магістрант²

¹ Національний університет кораблебудування; ² Національний університет кораблебудування

¹ Україна, м. Миколаїв; ² Україна, м. Миколаїв

¹ nnuy5te@gmail.com, ² bvbozhko@gmail.com

Анотація. Розроблено математичну модель схеми ГТА з регенерацією і ТУК. Проведено числові дослідження термодинамічного циклу і схеми. Отримані оптимальні параметри термодинамічного циклу та схеми контактної ГТА.

Ключові слова: газотурбінний двигун, регенерація відхідних газів, математична модель.

Підвищення ефективності газотурбінних установок є важливою науково-технічною проблемою. Актуальність і важливість задачі підвищення теплової економічності енергетичних ГТА стає все більше гострою, у зв'язку з ціною на вуглеводне паливо, що безперервно росте.

Метою даної наукової роботи є розробка і дослідження вдосконаленого термодинамічного циклу та теплової схеми контактної ГТА (КГТА) з регенерацією і ТУК - рис.1., що може бути реалізованим з використанням вітчизняних технологій та вузлів вже існуючих двигунів.

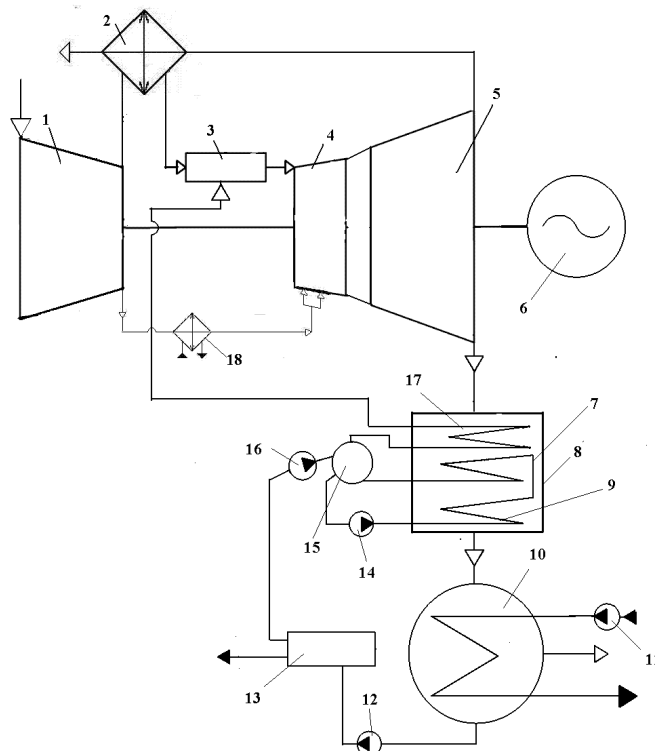


Рис. 1. Схема КГТА з ТУК та регенератором: 1 – компресор; 2 – регенератор; 3 – камера згорання; 4 – турбіна компресора; 5 – турбіна генератора; 6 – генератор; 7 – випарна поверхня утилізаційний парогенератора (УПГ); 8 – УПГ; 9 – економайзерна поверхня УПГ;

10 – парогазовий конденсатор; 11, 12, 14, 16 – насоси ТУК; 13 – блок водоочистки;

15 – сепаратор пари; 17 – пароперегрівальна поверхня УПГ; 18 – повітряохолоджувач системи охолодження турбін

Розроблено математичну модель досліджуваної схеми КГТА з регенерацією і ТУК, та комп'ютерну програму, для проведення числових досліджень термодинамічного циклу і схеми ГТА, що розглядається.

На рис. 2. наведена залежність ефективного ККД η_e від максимальної температури циклу КГТА з регенерацією і ТУК, яка отримана при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – $\pi_{k\Sigma}$ в інтервалі температур газу перед турбінами ГТД 1300...1700 К для ряду значень параметра «міра регенерації» – від 0,8 до 0,86.

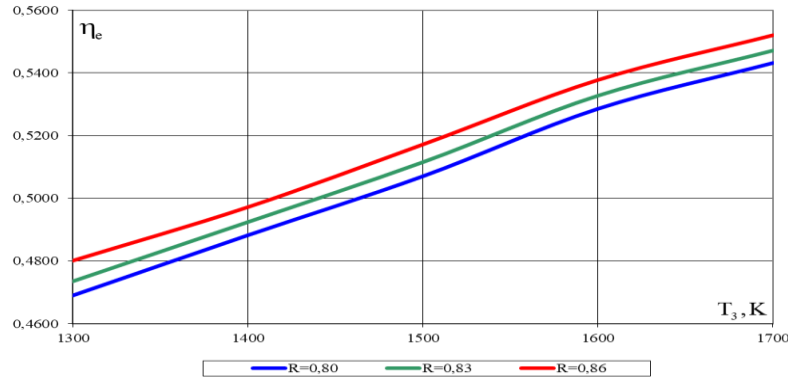


Рис. 2. Залежність ефективного ККД циклу КГТА з регенерацією і ТУК від максимальної температури газу перед турбінами ГТД та міри регенерації

Дослідження показують, що з ростом температури газу перед турбінами ГТД в інтервалі 1300 ... 1700 К, ефективний ККД циклу зростає від 46,9% до 55,2% при помірних значеннях оптимальної міри підвищення тиску в циклі - 6,6...14,5. Питома потужність циклу сягає значень від 290 до 648 кВт/(кг/с) відповідно. Спостерігається суттєвий вплив параметру «міра регенерації» на ККД, питому потужність, оптимальну міру підвищення тиску циклу.

Висновки: На основі аналізу результатів математичного моделювання виконано порівняльне дослідження ефективності КГТА з ТУК та регенерацією і ГТА простого циклу для рівня технології вітчизняного проєктанта та виробника приводних ГТД – НВКГ "Зоря" – "Машпроект".

Встановлено, що з ростом температури газу перед турбінами ГТД від 1300К до 1700К, ефективний ККД циклу такого ГТА зростає від 46,9% до 55,2% при значеннях оптимальної міри підвищення тиску в циклі 6,6...14,5. При цьому, питома потужність такого ГТА сягає значень від 290 до 648 кВт/(кг/с).

REFERENCES

- [1] Inozemtsev, A.A., Sandratsky, V.L. (2006) Gas turbine engines. Perm: Aviadvigatel OJSC.
- [2] Perelshtein, B. Kh. (2008) New energy systems. Kazan: Kazan State Technical University.
- [3] Romanovsky, G.F., Vashchilenko, M.V., Serbin, S.I. (2003) Theoretical basis for the design of the ship gas turbine units. Mikolaiv: UDMTU.

Vashchilenko Nikolay, Bozhko Bogdan

Parametric studies of the circuit and thermodynamic cycle of a contact gas turbine unit with regeneration and heat recovery circuit

The mathematical model of the investigated scheme of contact GTA with regeneration and heat recovery circuit is developed. Numerical studies of the thermodynamic cycle and the scheme of contact GTA with regeneration and heat recovery circuit have been carried out. The optimal parameters of the GTA scheme are found on the basis of optimization calculations.

Keywords: gas turbine engine, exhaust gas regeneration, mathematical model.

Ващиленко Николай Витальевич, Божко Богдан Васильевич

Параметрические исследования схемы и термодинамического цикла контактного ГТА с регенерацией и ТУК

Аннотация: Разработана математическая модель исследуемой схемы контактного ГТА с регенерацией и ТУК. Проведены численные исследования термодинамического цикла и схемы. Определены оптимальные параметры схемы КГТА.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, регенерация отходящих газов, математическая модель.

УДК 621.43.068.4-634.8

ВИКОРИСТАННЯ ПНЕВМОІМПУЛЬСНИХ МЕТОДІВ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ УТИЛІЗАЦІЙНИХ КОТЛІВ

Самохвалов В.С., канд. техн. наук, доцент¹, Корнієнко В.С., канд. техн. наук¹, Мельник Р.А., магістр¹, Корнелюк О.М., викладач²

¹Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова; ²Херсонська державна морська академія

¹Україна, м. Херсон; ²Україна, м. Херсон

¹ kornienkovika1987@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8043-3046>

Анотація. *Рішення проблеми очищення труб поверхонь нагріву конвективної шахти на початковій стадії, поки сипучі відкладення ще неміцні, могло б стати ключем до значного підвищення тривалості роботи котла на максимальному навантаженні. Ударно-акустичний метод очищення зі застосуванням пневмоімпульсних генераторів дає можливість створити високоефективні, безпечні, дистанційно керовані системи очищення.*

Ключові слова: *утилізаційний котел; поверхня нагріву; забруднення.*

Вступ. Відкладеннями сажі й пожежами в утилізаційних котлах, впливом сажі на припустимі втрати тиску газів у котлах і дизелях, питаннями емісії часток займається у своїх наукових дослідженнях найбільша дизелебудівна фірма MAN B&W і дає рекомендації із запобігання відкладення сажі та запобігання пожеж в утилізаційних котлах.

Аналіз літературних даних і постановка проблеми. Проблемою сажових пожеж в утилізаційних котлах (економайзері) займається також підприємство Ольборг Індастріз (Aalborg Industries) і рекомендує встановити систему Екоклін (Ecosclean) і устаткування Екомон (Ecomon). Обидві системи зроблені так, щоб відповідати будь-якому типу утилізаційного котла. У систему Екоклін (рис. 2.3.9) входять розприскуючі форсунки, встановлені на нерухомих трубах, вони гарантують ефективне очищення теплообмінної поверхні. Установлена у верхній частині економайзера система змиває водою будь-які відкладення сажі, які можуть забруднити труби. Систему Екоклін використовують після того, як двигун був зупинений. Устаткування Екомон безупинно вимірює різницю тиску й температури впоперек економайзера, вказуючи найкращий час для очищення. Це – точний пристрій, який скорочує надмірне використання води й пари для видалення сажі.

Питаннями виробництва й проектування сажеобдувок із довгим ходом до 18 метрів займається компанія Клайд Берджеман (Clyde Bergemann), вона пропонує для цього різне устаткування, а саме кілька типів обдувочних труб й запатентований процес багаторазового обдуву зі зміною положення форсунок щодо осевого руху, при якому основний реактивний струмінь буде завжди очищати різні ділянки теплообмінних поверхонь.

Хороші результати при очищенні поверхонь нагріву дає застосування звукових хвиль. Шведська фірма Кокум Сонікс (Kocum Sonics) розробляє такий метод із 1918 р. Вона має повний комплект ультразвукових, чутних і інфразвукових генераторів. При цьому очищенні можна досягти таких забруднених місць, до яких звичайно немає доступу. Найкращий результат очищення досягається комбінацією декількох типів звукових генераторів, наприклад, генераторів чутного звуку в бункерах, високотемпературних генераторів для пароперегрівників і стандартних генераторів у економайзерах і електрофільтрах. Кокум Сонікс успішно впроваджує свої системи акустичного очищення на теплотехнічних об'єктах Прибалтики, Китаю, США.

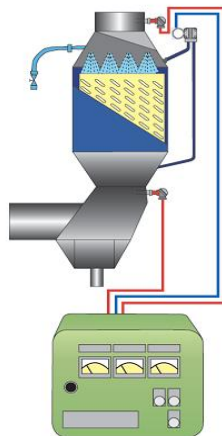


Рис. 1. Принципова схема системи Екоклін (Ecosclean) і устаткування Екомон (Ecomon)

Для очищення поверхонь нагріву кілька організацій (ЦКТІ, Уральська філія Всесоюзного теплотехнічного науково-дослідного інституту, Казанський університет, Ураленергочермет) розробляли камери пульсуючого горіння – релаксаційні імпульсні камери, це торовидного та трубчастого типу ємності, що наповнюються паливоповітряною сумішшю, яка періодично вибухає. Продукти вибуху й генеруючі при цьому хвилі направляються через спеціальні сопла-насадки на поверхні нагріву з зовнішніми відкладами. Недоліком цього методу є неможливість повного керування вибухами в локальній камері та його використання в судновій енергетичній установці через відсутність газового компонента для вибуху.

Метою дослідження є розробка технології очищення поверхонь нагріву котла.

Результати досліджень. Рішення проблеми очищення труб поверхонь нагріву конвективної шахти на початковій стадії, поки сипучі відкладення ще неміцні, могло б стати ключем до значного підвищення тривалості роботи котла на максимальному навантаженні. Ударно-акустичний метод очищення зі застосуванням пневмоімпульсних генераторів дає можливість створити високоефективні, безпечні, дистанційно керовані системи очищення. Регулювання генератора пневматичних імпульсів дає можливість змінювати потужність пневматичних імпульсів і скважність роботи генератора – тобто адаптувати генератор до виду відкладень.

Основною перевагою пневмоімпульсних установок є можливість створення високоефективних, безпечних, дистанційно керованих систем очищення. Відомі методи очищення поступаються пропонованій системі за наступними причинами:

- глибоковидвижні обдувні апарати з використанням пари в більшості випадків неприйнятні через умови компонування, високу вартість установки й експлуатації;
- газоімпульсне очищення становить небезпеку при використанні, є труднощі з автоматизацією й компонуванням великої кількості камер;
- із пневмоімпульсними пристроями попередніх розробок неможливе формування ударної хвилі через низьку швидкість спрацьовування клапанів.

Велике значення для ефективного видалення відкладень має правильний вибір параметрів агента, що очищає, яким може бути стиснене повітря або пара. При цьому вирішуються два завдання: очищення й транспортування тих відкладень, які видаляють. Визначальним також є, крім складової ударної хвилі (в порівнянні із впливом струменевого плинугазу) складова акустично-резонансного та вібраційного впливу.

Дослідження методу ударно-акустичного очищення зовнішніх теплообмінних поверхонь судових і стаціонарних теплообмінників із малими конвективними обсягами моделювалися й проводилися на судовому утилізаційному котлі марки КУП 150 СІ в діапазоні параметрів, характерних для судових енергетичних установок. На рис. 2 зображена схема розміщення генераторів пневматичних імпульсів на прикладі очищення економайзерної поверхні утилізаційного котла КУП 150 СІ від зовнішніх відкладень.

У корпусі утилізаційного котла 1 розташована економайзерна поверхня 2. Дев'ять генераторів пневматичних імпульсів 3 рівномірно розташовані по ширині котла. Вихлопні профільовані сопла 4 введені через обшивання корпусу утилізаційного котла 1 у конвективну шахту. До генераторів пневматичних імпульсів підведені трубопроводи стисненого повітря 5, на які встановлені клапани 6.

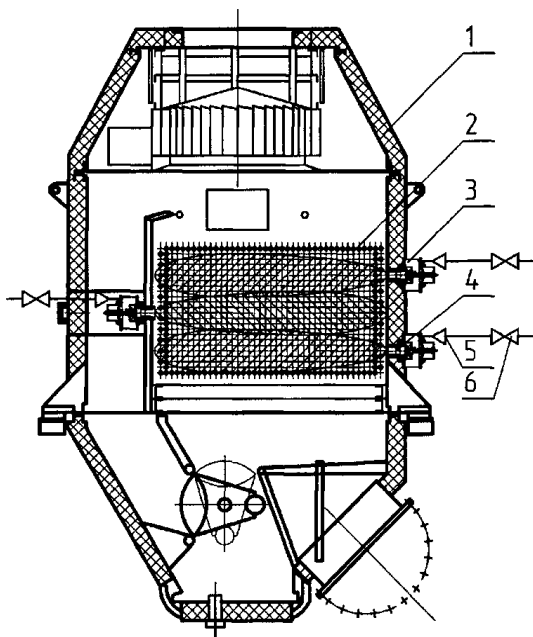


Рис. 2. Схема розміщення генераторів пневматичних імпульсів на утилізаційному котлі КУП 150 СІ

Завдяки способу ударно-акустичного очищення створюються пневматичні імпульси, розподілені рівномірно по конвективному об'єму теплообмінника для формування резонансно-акустичного впливу на відкладення і його транспортування по проточній частині теплообмінника. Спосіб ударно-акустичного очищення зовнішніх теплообмінних поверхонь діє на відкладення наступними шляхами: динамічним напором потоку дискретних газових струменів, проходженням акустичної хвилі, механічним струшуванням конструкції теплообмінної поверхні. Взаємодія ударних хвиль і супутніх резонансно-акустичних коливань із відкладеннями має складний характер. Ці резонансно-акустичні імпульси можна забезпечити шляхом напрямку ударних хвиль у малі конвективні обсяги. Падаючи на відкладення, ударна хвиля відбивається від твердої стінки й вільної поверхні відкладень. Відбиття хвилі стиску й одночасне перетворення її у хвилю розрядження відбувається за законами акустики, при цьому в малих обсягах відбуваються резонансно-акустичні явища, які підвищують амплітуду імпульсу. Ефект дії резонансно-акустичного коливання в самому шарі відкладень підсилюється за рахунок пружної деформації твердої поверхні, на якій він розташований, і наявності газових пор, порожнеч у шарі відкладень, які при періодичній різкій зміні амплітуди імпульсу руйнуються.

Як джерело акустичних коливань використовують пневматичні імпульси, які створюються завдяки генератору пневматичних імпульсів, який працює на стисненому повітрі з тиском 0,3–1,0 МПа й різними типами вихідних профільованих сопел.

Висновки:

- збільшення амплітуд пульсації веде до підвищення ефекту очищення;
- очищення в трубному пучку осцилюючим потоком ефективніше, ніж очищення іншими типами потоків (наприклад, обдуванням);
- ефективність при імпульсному витіканні залежить від ємності камери пневмоімпульсного генератора й тиску в ній;
- механізм видалення забруднення містить у собі як струменевий, так і хвильовий вплив;
- величина очищеної поверхні залежить від конструкції сопла-насадки;
- уведення краплинної рідини (або іншого тіла) у вихлоп моделі пневмоімпульсного генератора збільшує ефект очищення.

REFERENCES

- [1] Heim, K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines [Electronic Resource] / Klaus Heim // IHMC Public Maps: [website]. – URL: http://mapspublic2.ihmc.us/rid=1159369410256_196298947_809/Sulzer_Turbocharging_00.pdf.
- [2] Клеесмаа Ю. (2000). Об использовании акустической системы для очистки поверхностей нагрева котлов тепловых электростанций. Энергетика и электрификация, 9, 40–43.
- [3] Багненко, М.Ю., Самохвалов, В.С. (2008). Патент України 85120 Київ: Державне патентне відомство України.
- [4] Багненко, М.Ю., Самохвалов, В.С. (2009). Патент України 86844 Київ: Державне патентне відомство України.
- [5] Самохвалов, В.С., Багненко, М.Ю. (2007). Влияние ударно-акустического метода очистки наружных отложений на повышение энергоэффективности и надежности теплообменных аппаратов. Промышленная теплотехника, 7(29), 102–106.

Samohvalov V.S., Kornienko V.S., Mel'nyk R.A., Kornelyuk O.M.

The use of air-pulse methods for cleaning the heating surfaces of exhaust gas boilers

The solution to the problem of cleaning pipes of heating surfaces of convective mine at the initial stage, while the loose deposits are still weak, could be the key to a significant increase in the boiler life at maximum load. The acoustic cleaning method with the use of pneumatic pulse generators makes it possible to create highly efficient, safe, remotely controlled cleaning systems.

Keywords: exhaust gas boiler; heating surface; pollution.

Самохвалов В.С., Корниенко В.С., Мельник Р.А., Корнелюк О.Н.

Использование пневмоимпульсных методов для очистки поверхностей нагрева утилизационных котлов

Решение проблемы очистки труб поверхностей нагрева конвективной шахты на начальной стадии, пока сыпучие отложения еще непрочные, могло бы стать ключом к значительному повышению длительности работы котла на максимальной нагрузке. Ударно-акустический метод очистки с применением пневмоимпульсных генераторов позволяет создать высокоэффективные, безопасные, дистанционно управляемые системы очистки.

Ключевые слова: утилизационный котел; поверхность нагрева; загрязнения.

УДК629.12.015

АНАЛІЗ КОЛИВАНЬ СУДНОВИХ СИСТЕМ ТА ТРУБОПРОВОДІВ ПРИ ВПЛИВІ ДЕМПФЕРУЮЧОГО ПОТОКУТерлич Станіслав Володимирович, канд. техн. наук, старший викладач¹;Сорокунський Олексій Юрійович, викладач 1 категорії²¹Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;²Херсонський морський коледж рибної промисловості¹stterlych@ukr.net, ²sorokunskiy3333@gmail.com

Анотація. Представлено рішення задачі досліджень впливу демпферуючого потоку в'язкої рідини на амплітудно-частотні характеристики коливань елементів загальносуднових систем та трубопроводів з урахуванням як динаміки рідини, так і зовнішніх навантажень: хитавиці судна, випадкового переміщення вантажу, нестандартної роботи суднових насосів. Складено вихідні диференціальні рівняння другого порядку у часних похідних, призначено граничні умови, наведено розв'язок чисельними методами. Отримані величини перевірено із результатами практичного експерименту.

Ключові слова: суднові системи, демпферуючий потік, гнучкі та жорсткі трубопроводи, чисельні методи.

Вступ. У статті розглянуто задачу про коливання суднових трубопроводів та інших елементів загальносуднових систем по яких транспортуються ідеальні нестисливі рідини. Обговорюється демпферуюча можливість кориолісових, які виникають при коливаннях трубопроводів. Враховано сили тертя рідини по стінках труби; зовнішні зусилля, які можуть бути викликані хитавицею корпусу судна; динамічними навантаженнями, які створено за рахунок роботи машин та механізмів. Кориолісові сили є демпферуючим фактором, який заслуговує уваги при вирішенні **актуальних** прикладних завдань під час проектування та конструювання суднових систем сучасного судна.

Аналіз публікацій за тематикою дослідження. Як відомо із класичної гідромеханіки [1] та прикладних досліджень [2] рівняння вільних коливань у системі (x, y, t) труби із рідиною, що протікає по ній має вигляд:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho v^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2\rho v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

де EI – згинальна жорсткість труби; ρ – погонна маса рідини; v – швидкість потоку рідини; m – сумарна погонна маса труби та рідини.

Другий та третій члени рівняння (1) представляють собою розподілення по довжині центробіжну та кориолісову сили, які діють зі сторони рідини на трубу. Граничні умови для трубопроводу із рідиною яка протікає мають такий саме вигляд, як і граничні умови теорії згинання балок; в тому числі і граничні умови на вільному кінці трубопроводу: перерізувача сила та згинальний момент дорівнюють нулю [3].

Експерименти Джека Лонга [4] та експерименти, які проведено у лабораторії гідродинамічної акустики Інституту гідродинаміки НАН України [5] довели, що потік рідини надає сильний демпферуючий вплив на коливання тільки консольно затиснених трубопроводів. У тих випадках, коли обидва кінця були закріплені від поперечних переміщень, демпфірування коливань потоком було відсутнє.

Постановка завдання. Знайти точний розв'язок рівняння (1) важко, протерозглянути демпферуючі властивості потоку можливо і не вдаючись до аналітичних операцій. Перш за все доцільно описати та зрозуміти фізичну природу демпферування із урахуванням тертя рідини у консольних трубопроводах.

Викладання основного матеріалу. На рисунку 1 наведено елемент потоку ρdx на вході в консольну трубу та на виході з неї. На вході кінетична енергія частки потоку буде дорівнювати $\frac{1}{2} \rho dx v^2$; на виході ця ж частка має

енергію $\frac{1}{2} \rho dx \left[v^2 + \left(\frac{dA}{dt} \right)^2 \right]$, де $A = y(l, t)$.

Із останнього рівняння зрозуміло, що частка рідини за рахунок енергії труби отримала додаткову енергію

$\frac{1}{2} \rho dx \left(\frac{dA}{dt} \right)^2$. Звідси зрозуміло, що коли обидва кінці труби затиснено від поперечних переміщень, енергія на

вході в трубу та на виході з неї не однакова і демпферування у неї не відбувається.

Відомо [6], що кориолісова сила у консольних трубопроводах є дисипативною. У даному дослідженні інтерес викликають коливання труби під час руху рідини. Ділянка трубопроводу пружно затиснена одним кінцем і при відхиленні зберігає пряму форму (рисунк 1). Описана система має одну ступінь свободи.

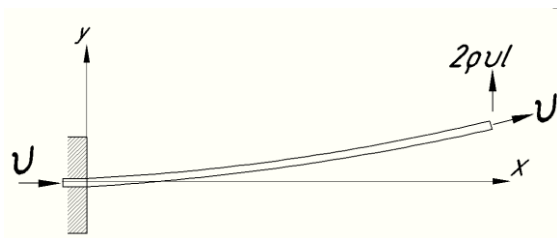


Рисунок 1 – Елемент потоку ρdx для гнучкого трубопроводу

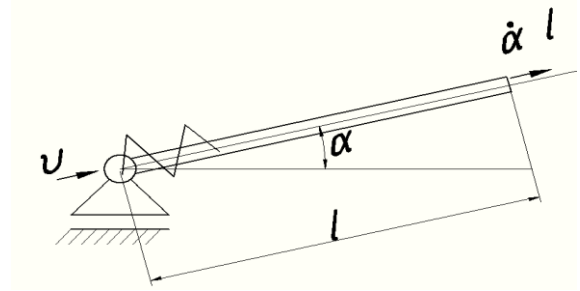


Рисунок 2 – Розрахункова схема жорсткого трубопроводу

Позначивши кут відхилення труби від нейтрального положення через α , а жорсткість пружини через c , отримано рівняння коливань

$$\frac{ml^3}{3} \ddot{\alpha} + \rho v l^2 \dot{\alpha} + c \alpha = 0. \quad (2)$$

Це рівняння співпадає із рівнянням осцилятора у середі із в'язким опором [1]. Таким чином кориолісова сила $2\rho v l \alpha$ виступає у ролі в'язкого демпфера коливань. Розв'язання рівняння (2) при початкових умовах $t = 0, \alpha = A$ має вигляд

$$\alpha = A e^{-nt} \left(\cos p_1 t + \frac{n}{p_1} \sin p_2 t \right), \quad (3)$$

$$\text{де } n = \frac{3}{2} \cdot \frac{\rho v}{ml}; \quad p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}; \quad p_2 = \frac{3c}{ml^2}.$$

Величина $nT = \frac{2\pi n}{p_1}$ уявляє собою логарифмічний декремент затухання. Домножив рівняння (2) на α та

проінтегрувавши по часу за період $\frac{2\pi}{p_1}$ в результаті отримано

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{ml^3}{3} \alpha^2 \Big|_0^T + \rho v l^2 \int_0^T \dot{\alpha}^2 dt + \frac{1}{2} c \alpha^2 \Big|_0^T = 0. \quad (4)$$

Очевидно, що перший член рівняння (4) уявляє собою кінетичну енергію, а середній – подвоєну кінетичну енергію. Вказана частина кінетичної енергії елемента потоку αdx , який знаходиться у крайньому перетині труби

дорівнює $\left(\frac{1}{2} \rho dx \dot{\alpha} \right)^2$. Оскільки $dx = v dt$, то проінтегрувавши за період, отримано

$$K = \frac{1}{2} \rho v l^2 \int_0^T \dot{\alpha}^2 dt. \quad (5)$$

Якщо обрати такі межі інтегрування $t = 0$ та $T = 0$ коли труба знаходиться у положенні крайнього відхилення, то кутова швидкість становитиме $\dot{\alpha}(T) = \dot{\alpha}(0) = 0$. У цьому разі із рівняння (4) отримано

$$\Pi(0) - \Pi(T) = 2K \quad (6)$$

де Π – потенційна енергія системи у вказані моменти часу.

Аналогічне співвідношення має місце для трубопроводів із скінченною згинальною жорсткістю, коливання яких описане рівнянням (1). Такі трубопроводи умовно вважають гнучкими [4], для яких вираз (5) прийме вигляд

$$K_1 = \frac{1}{2} \rho v \int_0^T \left(\frac{dA}{dt} \right)^2 dt. \quad (7)$$

Скориставшись енергетичним співвідношенням (6):

$$\Pi(0) - \Pi(T) = 2K_1. \quad (8)$$

Величина потенційної енергії згинання труби визначається за відомою формулою опору матеріалів [3]:

$$\Pi = \frac{1}{2} EI \int_0^l \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx. \quad (9)$$

Вважаючи, що $y = A\varphi(\xi)$, де $A = y(l, t)$; $\xi = \frac{x}{l}$ отримано

$$\Pi = \frac{1}{2} EI \frac{A^2}{l^3} \int_0^1 \left(\frac{d^2 \varphi}{d\xi^2} \right)^2 d\xi = \frac{1}{2} EI \frac{A^2}{l^3} I_\varphi. \quad (10)$$

Якщо припустити, що кінець труби ($x = l$) здійснює затухаючі гармонійні коливання, тобто

$$A = A_0 e^{-nt} \left(\cos pt + \frac{n}{p} \sin pt \right), \quad (11)$$

тоді опираючись на рівності (8) отримано

$$\frac{1}{2} EI \frac{A_0^2}{l^3} I_\varphi (1 - e^{-2nt}) = A_0^2 \rho v \frac{p^2 + n^2}{4n} (1 - e^{-2nt}). \quad (12)$$

Для першої форми частота вільних коливань при відсутності затухання становить [2, 5]

$$p = 3,52 \sqrt{\frac{EI}{ml^4}}. \quad (13)$$

Нехтуючи значеннями n^2 у порівнянні із p^2 і враховуючи, що $T = \frac{2\pi}{p}$, отримано із (12) значення

логарифмічного декременту затухання:

$$\delta = nT = \frac{\rho v p l^3 \pi}{EI} I_\varphi. \quad (14)$$

Величина p є константою, а її значення прийнято з рівняння (13). Тоді для першої форми коливань логарифмічний декремент можна розрахувати за рівнянням

$$\delta = \frac{2\rho v l}{\sqrt{mEI}} \cdot \frac{5,53}{I_\varphi} = 5,53 \frac{\gamma}{I_\varphi}. \quad (15)$$

Точна форма згинання трубопроводу невідома через відсутність точного рішення виразу (1). Але цю залежність за думкою достатньо апроксимувати виразом

$$\varphi(\xi) = 1 - \cos \frac{\pi \xi}{2}; \quad (16)$$

для цього випадку

$$I_\varphi = 3,04; \quad \delta = 1,82. \quad (17)$$

При збільшенні швидкості потоку демпферування збільшується настільки, що періодичний рух трубопроводу становиться неможливим, а осцилограма графіку становиться аналогічної графіку аперіодичного руху. З'ясовано, що швидкість коливань не залежить від швидкості потоку. Робота кориолісових сил за чверть періоду становить

$$\Pi(0) = \rho v \int_0^{\frac{T}{4}} \left(\frac{dA}{dt} \right)^2 dt. \quad (18)$$

Величина A змінюється за законом $A = A_0 \cos pt$. Як і раніше, для визначення $\Pi(0)$ використано наближену формулу згину балки із рівності (16). При цьому критична швидкість рідини можна визначити як [4]:

$$v_{KP} = 1,935 \frac{EI}{\rho l^3 p} = 0,55 \frac{\sqrt{mEI}}{\rho l}. \quad (19)$$

Переходячи до безрозмірного коефіцієнту γ (17), отримано

$$\gamma_{KP} = 1,1. \quad (20)$$

Для якісної перевірки рішення (3) (для абсолютно жорсткого трубопроводу) виготовлено зразок, показаний на рисунку 3. За допомогою осцилографа записано затухаючі вільні коливання зразка при різних рухах потоку.

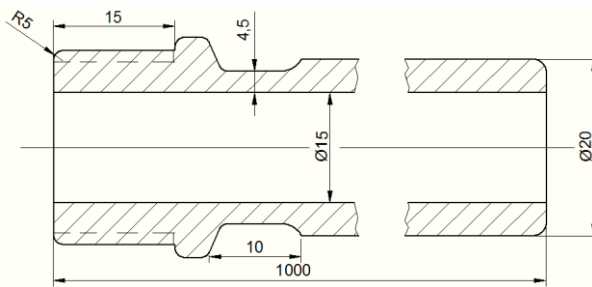


Рисунок 3 – Зразок елемента трубопроводу для випробувань

З'ясовано, що при збільшенні потоку збільшується затухання та зменшується власна частота (рисунок 4). Таким чином, підтвердився вплив кориолісових сил як в'язкого демпфера коливань консольного трубопроводу.

Було також досліджено вплив швидкості потоку на коливання гнучких трубопроводів. Змодельовано коливання першої форми труб постійного перетину 8x7, 10x8, 12x10 мм. Довжина труб – 1 м. При збільшенні швидкості потоку період коливань практично не змінюється.

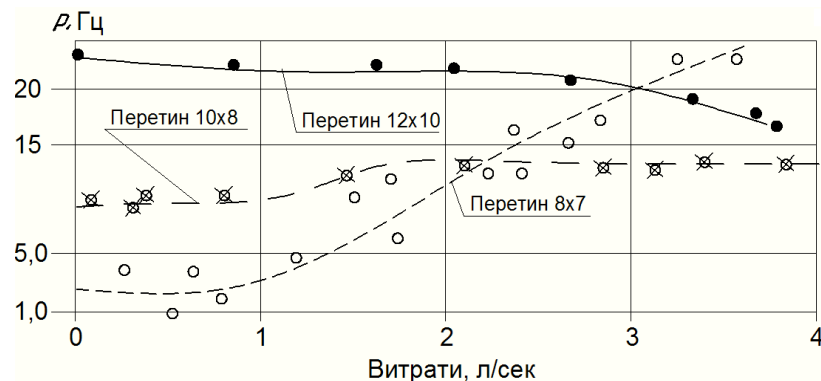


Рисунок 4 – Залежність частоти власних коливань трубопроводу від витрат робочої рідини

На рисунку 5 показано експериментальні значення логарифмічного декременту для труби 10x8 мм та аналогічні значення, які розраховані за формулою (17).

Висновки. Консольний трубопровід у якому рухається рідина є дисипативною системою. По відношенню до вібраційним збудженням він більш стійкий, ніж трубопровід із закріпленими обома кінцями.

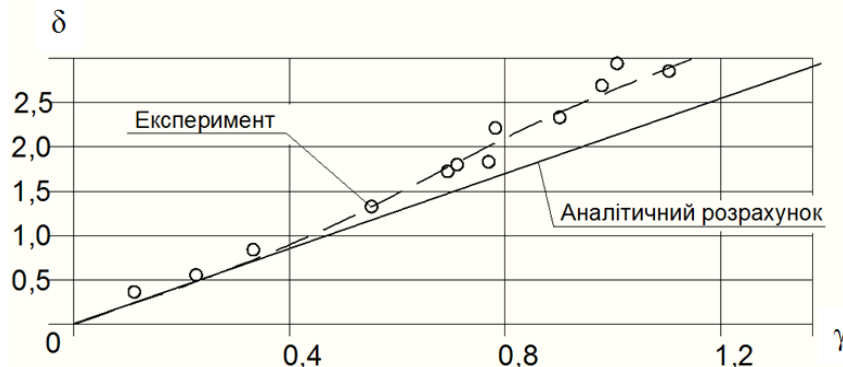


Рисунок 5 – Порівняння теоретичних та експериментальних результатів для руху рідини по трубі перетином 10 x 8 мм

Аналіз отриманих результатів. Демпферування коливань обумовлено дією кориолісових сил. При збільшенні витрат рідини демпферування зростає

настільки, що вільні коливання системи становляться неможливими і система може здійснювати тільки аперіодичні рухи. Логарифмічний декремент затухання зростає пропорційно витратам робочої рідини.

REFERENCES

[1] Основы гидродинамики: учеб. пособие (2007) С. Д. Чижимов. Комсомольск-на-Амуре : ГОУВПО «КНАГТУ». 106 с. ISBN 978-5-7765-0516-4

[2] Совершенствование гидроимпульсаторов изменением гидравлических параметров ударного трубопровода (2013) А.П. Кононенко, В.П. Овсянников, М.В. Оверко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія математичне моделювання в техніці та технологіях. №5(979). – С.119-123.

[3] Опір матеріалів: навч. посібник (2019) Л.І. Коростильов, О.Є. Лугінін., В.В. Спіхтаренко, Р.Ю. Коршиков, С.В. Кліменков, С.В. Терлич. – 2-ге вид., перероб. та доп.– Миколаїв:НУК. 300 С.

[4] Гидромеханика. Гидравлика (2007) Цуренко Ю.И.: Учебное пособие для студентов специальности 180100 – «Кораблестроение» и специализации 180116 «Проектирование и строительство сооружений верфи». Северодвинск, СевМашВТУЗ. 61 с., ил.

[5] Звук, рожденный потоком (очерки об аэрогидродинамической акустике) (2010) И. В. Вовк, В.Т. Гринченко. Київ: Наукова думка. 221 с.

[6] Соединение концевых участков нефтепровода с подводным манифольдом (2001) Тьен Л.К., Шадрин О.Б. Сборник докладов научной конференции СП "Вьетсовпетро", Вунгтау. с. 223-225.

S. Terlych, O. Sorockunsky

The research of influence of dumping fluid flow on the vibrations of elements of ships systems and pipelines

The article presents the solution of the problem of investigations of the influence of the damping flow of viscous fluid on the amplitude-frequency characteristics of oscillations of elements of all-vessel systems and pipelines, taking into account both the dynamics of the fluid and external loads: the swing of the ship, accidental movement of cargo, non-standard operation of ship pumps. The initial second order differential equations for the time derivatives are compiled, the boundary conditions are determined, and the solutions are given by numerical methods. The values obtained were verified with the results of a practical experiment. Analytical and graphical dependencies are given. Coriolis force in cantilever pipelines is known to be dissipative. In this study, the vibrations of the pipe during fluid motion are of interest.

Keywords: ships systems, damping flow, flexible and rigid pipelines, numerical methods.

Терлыч С.В., Сорокунский А.Ю.

Усовершенствование конструкторско-технологических решений изготовления, формирования и монтажа помещений для самоходных плавучих сооружений

Представлены решения задачи исследований демпфирующего потока вязкой жидкости и амплитудно-частотные характеристики колебаний элементов общесудовых систем и трубопроводов с учётом как динамики жидкости, так и внешних нагрузок: качки судна, случайного смещения груза, нестационарной работы судовых насосов. Составлены исходные дифференциальные уравнения второго порядка в частных производных, определены граничные условия, приведены решения численными методами. Полученные величины сопоставлено с результатами практического эксперимента.

Ключевые слова: демпфирующий поток, гибкие и жесткие трубопроводы, численные методы.

УДК 621.43.068.4-634.8

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЦИКЛОНА ПРИ КОМПЛЕКСНОЙ ОЧИСТКЕ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Корниенко В.С., канд. техн. наук, Чеснейший Н.А., магистр

Херсонский филиал Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова

Украина, г. Херсон

kornienkovika1987@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8043-3046>

Аннотация. Для конечной очистки газов предложено установить на тракте газов ДВС скруббер Вентури и циклон-абсорбер. На основе экспериментальных исследований установлено, что установка конденсационной поверхности нагрева в УК снижает содержание в газах NO_x на 55 %, SO_2 - на 50 %, а содержание твердых частиц - в 3 раза. Разработанная комплексная система может использоваться для очистки выхлопных газов ДВС до уровня, рекомендованного ИМО.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; водотопливные эмульсии; циклон; скруббер Вентури; глубокая утилизация; низкотемпературная коррозия

Введение. Получение дополнительной энергии за счет глубокой утилизации тепловых потерь двигателя внутреннего сгорания (ДВС) позволяет экономить топливо, расходуемое на работу судовой энергетической установки. Это соответственно ведет к уменьшению выбросов вредных веществ в атмосферу, способствует удовлетворению более жестких норм Международной морской организации ИМО (International Maritime Organization), регламентирующей пределы этих выбросов. Это требует разработки комплексной технологии, включающей такие этапы: сжигание водотопливной эмульсии (ВТЭ), глубокую утилизацию с использованием не только физической теплоты сжигания топлива, но и скрытой теплоты конденсации паров H_2SO_4 и H_2O , содержащихся в выхлопных газах, очистку газов от токсичных ингредиентов с помощью скруббера и циклона.

Анализ литературных данных и постановка проблемы. По мнению специалистов фирмы MAN [1], требования IMO (III уровень из эмиссии SO_2 , NO_x) возможно выполнить с помощью технологий: 1) использование водотопливной эмульсии (ВТЭ) - WIF (Water in Fuel emulsion) [2]; 2) увлажнение наддувочного воздуха - SAM (Scavenge Air Monistening); 3) рециркуляция выхлопных газов - EGR (Exhaust Gas Recirculation) [3]; 4) селективное каталитическое снижение эмиссии NO_x - SCR (Selective Catalytic Reduction).

Для снижения выбросов NO_x перспективным является использование комбинированной схемы SAM & WIF: водяной пар в камере сгорания повышает тепловую мощность и снижает содержание O_2 . По мнению фирмы MAN [1], повышение тепловой мощности и снижение O_2 в наддувочном воздухе обеспечивает снижение температуры сгорания, что приводит к уменьшению эмиссии NO_x . При этом дополнительно надо отметить, что с понижением температуры сгорания увеличивается концентрация сажи, а также количество CO. Использование технологии WIF приводит к увеличению расхода топлива до 1,2 % (если не обеспечивать применения конденсационных поверхностей при охлаждении газов ниже температуры точки росы паров H_2SO_4 и H_2O), технологии SAM – 2,3 %, технологии EGR – 4,6 %, технологии SCR – 7,5...15,0 % (учитывая цену мочевины). Но технология WIF обеспечивает уменьшение NO_x на 30 %, технология SAM – на 45 %, существующая система EGR – на 70 %; технология SCR – на 80 % (при необходимом уровне требований IMO (III уровень) – 80 % снижение NO_x). Кроме того, систему SCR обязательно надо сопровождать скрубберной технологией очистки от SO_2 .

Целью исследования является разработка технологии комплексной очистки выхлопных газов ДВС.

Методология исследований. Для решения задач по технологии предложенного способа предусмотрено 6 этапов технологического процесса: 1) кавитационная обработка воды и ВТЭ; 2) сжигание ВТЭ соответствующего качества с водосодержанием около 30 %; 3) установка конденсационных поверхностей нагрева; 4) продолжение интенсификации абсорбции на конденсационных поверхностях газоходов до скрубберной части; 5) применение интенсивных скрубберных технологий; 6) защита металла газоходов после скрубберов.

Результаты исследований. На основе проведенных экспериментально- теоретических исследований была разработана схема установки для комплексной очистки газов ДВС при использовании циклона и эффекта "микровзрывов" капель ВТЭ (рис. 1).

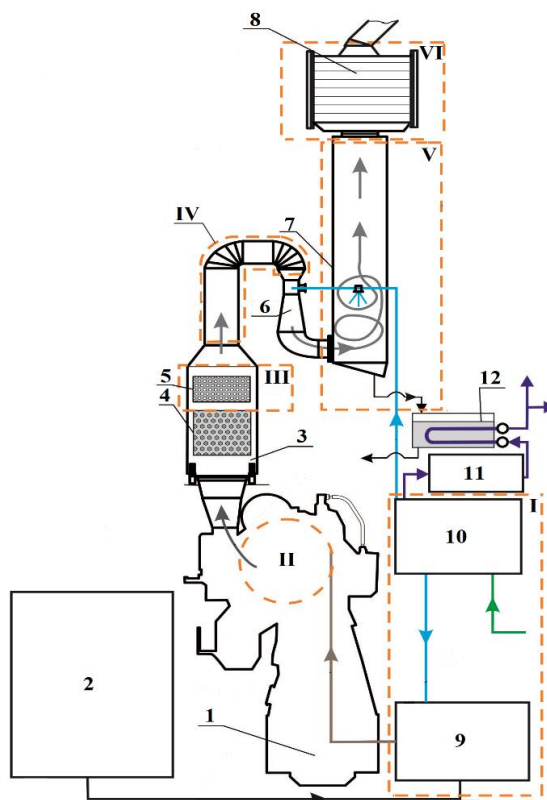


Рис. 1. Схема установки для комплексной очистки газов: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – цистерна запаса топлива; 3 – УК; 4 – сухая конвективная поверхность УК; 5 – конденсационная конвективная поверхность УК; 6 – скруббер Вентури, 7 – абсорбер-циклон; 8 – сушилка; 9 – блок подготовки ВТЭ; 10 – блок обработки и подготовки воды; 11 – теплый ящик; 12 – кавитатор; I – кавитационная обработка ВТЭ; II – сжигания ВТЭ с водосодержанием 30 %; III – процессы абсорбции, протекающие на конденсационных конвективных поверхностях УК; IV – процессы, протекающие на поверхности газоходов; V – скрубберная технология очистки газов; VI – подсушка газов

Основными элементами энергетической установки, в которой предусмотрено сжигание специально подготовленной ВТЭ с водосодержанием 30 %, являются ДВС и утилизационный котел (УК). В УК обязательно для выполнения задач устанавливается сухая конвективная поверхность и конденсационная поверхность.

Обязательной является также установка блока подготовки воды и ВТЭ (первый этап очистки газов). Специально подготовленная ВТЭ подается к форсункам ДВС.

В результате горения активированной ВТЭ на выходе из двигателя получаем выхлопные газы соответствующего состава с уменьшенным количеством токсичных ингредиентов до 35 % и более и главное, близким к эквимолярному отношению $\text{NO}_2 : \text{NO}$ в NO_x (что подтверждается нашими экспериментальными [4] и литературными данными). Это второй этап очистки выхлопных газов, позволяющий на 30...50% снизить, например, концентрацию NO_x .

Далее на тракте ДВС выхлопные газы поступают в УК, в котором на входе установлена сухая конвективная поверхность (пароперегревателя, парообразующей поверхности), а на выходе - конденсационная конвективная поверхность в виде экономайзера и (или) секции горячего водоснабжения с температурой металла на уровне 70...130 °С, что приводит к конденсации паров серной кислоты, находящейся в выхлопных газах ДВС.

В конденсате кислоты при указанных условиях устанавливается средняя концентрация около 57 %. В результате обеспечивается резкий рост абсорбции SO_2 и NO_x . Наличие в них эквимолярного (или близкого к нему) соотношения $\text{NO}_2 : \text{NO}$ обеспечивает пассивацию конденсационной поверхности из углеродистой стали. Это обеспечивает резкое уменьшение интенсивности низкотемпературной коррозии (НТК), повышение надежности эксплуатации этих конденсационных поверхностей и возможность резкого увеличения глубины утилизации выхлопных газов двигателя до ~ 80...90 °С вместо 160 °С (при сжигании стандартных топлив). Таким образом выполняется третий этап очистки газов.

Далее газы после УК попадают в газоход, который подводит эти газы к скрубберной части комплексной системы. При такой низкой температуре газов и обеспечении температуры металла газохода после ДВС на уровне 70...80 °С, то есть при наличии конденсата серной кислоты на внутренней поверхности газоходов, будет продолжаться процесс абсорбции токсичных веществ при надежной работе металла газохода, дополнительно снижаться интенсивность массопотока H_2SO_4 и НТК (это четвертый этап очистки газов). Это связано с тем, что в газах имеет место эквимолярное отношение $\text{NO}_2 : \text{NO}$, а значит будет обеспечена пассивация поверхности металла и снижение НТК при минимальной разнице температур газов и металла газоходов.

Таким образом, выполнение указанных этапов очистки газов, обеспечивает снижение содержание токсичных ингредиентов в газах перед скрубберной частью очистки газов почти на 50 % (по сравнению с существующими технологиями, в которых обеспечивается снижение температуры газов в УК до 160 °С) и частичную очистку от твердых частиц [5], содержащихся в газах (при сжигании ВТЭ твердых и сажистых частиц на 80 % меньше, чем при сжигании стандартных топлив).

Несмотря на более низкий уровень токсичных ингредиентов по сравнению с [1-3], на этом этапе комплексной системы еще не удается достичь необходимого уровня снижения концентрации токсичных ингредиентов в выхлопных газах. Поэтому газы направляются дальше к следующему этапу очистки - скрубберной технологии. Так как в предлагаемой схеме (см. рис. 1) рассматривается вариант комплексной системы при использовании малосернистого топлива и ВТЭ на его основе, то предлагается вариант установки на тракте газов ДВС скруббера Вентури и циклона-абсорбера с подачей к ним охлажденного активированного католита с повышенными абсорбционными свойствами (пятый этап очистки газов).

После взаимодействия в скрубберах католита с газами получаются практически нейтральные растворы, так как католит обладает щелочными свойствами, а абсорбируемые вещества - кислотными свойствами. Подогретый раствор после циклона на тракте ДВС собирается в цистерне. Подогрев этих растворов в скрубберах происходит за счет процессов абсорбции и теплоты конденсации водяных паров газов после ДВС. Поэтому теплоты раствора и полученного значения температурного напора достаточно для подогрева питательной воды для УК и для горячего водоснабжения. Охлажденный раствор, щелочность которого находится на уровне 6,5...7,0, что соответствует экологическим требованиям, сбрасывается в цистерну для очистки или за борт в зависимости от качества раствора. Таким образом, выполняется пятый этап очистки газов.

Учитывая конденсацию значительного количества водяных паров выхлопных газов, после циклона на тракте ДВС выхлопные газы будут увлажненные и обладать коррозионными свойствами. Поэтому сразу на выходе газов из циклона необходимо установить сушилку для газов (шестой этап очистки газов). Это обеспечит надежную работу газохода после циклона.

Экспериментальные исследования показали: 1 м² конденсационной поверхности абсорбирует 3,4 мг/м³ NO_x и 0,89 мг/м³ SO_2 . При этом важно, что дополнительно имеет место процесс осаждения токсичных твердых зольных и сажистых частиц: от 150...170 мг/м³ (на выходе из топки при сжигании ВТЭ с $W_f = 30\%$) до 50...60 мг/м³ после конденсационной поверхности.

Выводы. При сжигании ВТЭ с водосодержанием 30 % снижается интенсивность НТК, что позволяет установить конденсационные поверхности нагрева в УК. Установка конденсационной поверхности нагрева в УК снижает содержание в газах NO_x на 55 %, SO_2 - на 50 %, а содержание твердых частиц - в 3 раза. Использование

комплексной системы обеспечивает очистку газов от токсичных ингредиентов и тепловых выбросов до уровня, рекомендуемого ИМО.

REFERENCES

- [1] Skeltved, O. (2010). CIMAC NMA (Norway 27/01/2010). MAN Diesel©. Retrieved from <http://sintef.net/upload/MARINTEK/CIMAC2010/MAN%20Qle%20Skeltved.pdf>.
- [2] Baskar, P., Kumar, A. Senthil. (2017). Experimental investigation on performance characteristics of a diesel engine using diesel-water emulsion with oxygen enriched air. Alexandria Engineering Journal, 56(1), 137-146.
- [3] Semakula, M., Inambao, F. (2017). The Effects of Exhaust Gas Recirculation on the Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine – A Critical Review. International Journal of Applied Engineering Research, 12(23), 13677-13689.
- [4] Горячкін, В.Ю., Горячкін, А.В., Акімов, О.В., Корнієнко, В.С. (2012). Патент України 99408 Київ: Державне патентне відомство України.
- [5] Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrynsunko, M. (2020). Semi-empirical correlations of pollution processes on the condensation surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. In Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer, Cham. pp.853-862.

Kornienko V.S., Chesnishi M.O.

Application the cyclone for complex cleaning of exhaust gases of internal combustion engine

For the final gas cleaning, it was proposed to install a venturi scrubber and a cyclone-absorber on the gas path of ICE. Based on experimental studies, it has been established that the installation of a condensation heating surface in the EGB reduces the NO_x content in gases by 55 %, SO₂ - by 50 %, and the content of solid particles - by 3 times. The developed complex system can be used to clean the ICE gases to the level recommended by IMO.

Keywords: internal combustion engine; water-fuel emulsions; cyclone; venturi scrubber; deep utilization; low-temperature corrosion.

Корнієнко В.С., Чесніший М.О.

Використання циклону при комплексному очищенні вихлопних газів двигуна внутрішнього згорання

Для кінцевого очищення газів запропоновано встановити на тракті газів ДВЗ скруббер Вентурі і циклон-абсорбер. На основі експериментальних досліджень визначено, що встановлення конденсаційної поверхні нагріву в УК знижує вміст в газах NO_x на 55 %, SO₂ – на 50 %, а вміст твердих часток – в 3 рази. Розроблена комплексна система може використовуватись для очищення вихлопних газів ДВС до рівня, рекомендованого ІМО.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання; водопаливні емульсії; циклон; скруббер Вентурі; глибока утилізація; низькотемпературна корозія.

УДК 621.436.13

ВПЛИВ ЗОВНІШНІХ УМОВ НА РОБОЧІ ПАРАМЕТРИ СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА

Шостак В.П. канд. техн. наук, професор;

Личко Б.М. канд. техн. наук, доцент; Манзюк А.Ю. інженер

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,

Україна, м. Миколаїв

volodymyr.shostak@nuos.edu.ua; bogdan.lychko@gmail.com; anton.manziuk@gmail.com

Анотація. *Наводяться залежності основних робочих параметрів малообертового ультрадовгоходового двигуна компанії MAN Energy solutions.*

Ключові слова: *малообертовий двигун, температура відхідних газів, стиснене повітря, коефіцієнт надлишку повітря.*

Навантаження головного двигуна обумовлюється зовнішніми параметрами рейсової лінії та швидкістю ходу судна. Заданою величиною є частота обертання гребного гвинта, яка в установках з прямою передачею потужності співпадає з частотою обертання колінчастого вала малообертового двигуна (МОД). Температурний режим охолодження циліндрів МОД є сталим, практично не залежить від температури забортної води і ходового режиму. Терморегулятори підтримують температуру охолоджувальної води на виході із циліндрів біля 80 °С. Поряд з цим температура стисненого у турбокомпресорі повітря після холодильника підтримується якомога меншою для забезпечення мінімально можливої витрати палива.

Для прийняття проектних і експлуатаційних рішень, а також для розв'язання оптимізаційних задач, особливо при впровадженні глибокої утилізації вторинних енергоресурсів, потрібні відомості по температурі відхідних газів, стисненого повітря після турбокомпресора, по кількості відхідних газів і повітря тощо.

Нижче, стосовно сучасного ультрадвогочогового двигуна провідної компанії MAN Energy solutions 7G95ME-C9.5, з турбокомпресорами 2 × ABB A285-1, дефорсованого до специфікаційної потужності 45000 кВт і налаштованого за програмою High Load, приводяться залежності робочих показників цього двигуна від змінних зовнішніх параметрів. Залежності базуються на даних вказаної компанії.

Температура відхідних газів, в залежності від навантаження двигуна в межах 50...100 %, – це гладка неперервна увігнута функція, оскільки прохідні канали у застосованих турбокомпресорах некеровані. Мінімум цієї функції припадає на навантаження біля 72 %. Вона визначається наступною залежністю:

$$t_{\Gamma} = (301,44 + 3,148t_{3,П} - (343,00 + 3,9t_{3,П})\bar{N} + (237,94 + 245t_{3,П})\bar{N}^2),$$

де t – температура газів після турбокомпресора, °С;

\bar{N} – навантаження двигуна, $\bar{N} = 0,5...1,0$;

$t_{3,П}$ – температура засмокуваного повітря (у машинному відділенні), $t_{3,П} = 10...45$ °С.

Згідно з цією залежністю максимальна температура газів 273 °С відповідає навантаженню 100 % і температурі засмокуваного повітря 45 °С, а мінімальна – відповідає 194 °С, 70 % і 10 °С. При температурі за стандартом ISO $t_{3,П} = 25$ °С і експлуатаційному навантаженню $\bar{N}_E = 0,9$ температура відхідних газів становить 226 °С.

Ступень стиску повітря у турбокомпресорі π_K в залежності від $t_{3,П}$, – це ниспадаюча крива при деякому навантаженні, вона визначається рівнянням

$$\pi_K = 0,543 + 3,66\bar{N} - (0,0054 - 0,008\bar{N})t_{3,П} - 0,00017t_{3,П}^2,$$

яке охоплює діапазони $\bar{N} = 0,9...1,0$ і $t_{3,П} = 10...45$ °С.

При $\bar{N} = 1,0$ і $t_{3,П} = 10$ °С тиск повітря максимальний і $\pi_K = 4,20$, а при $\bar{N} = 0,9$ і $t_{3,П} = 45$ °С – $\pi_K = 3,75$

. За умов ISO $t_{3,П} = 25$ °С і при $\bar{N}_E = 0,9$ – $\pi_K = 3,78$.

Сучасним малооборотним двигунам притаманна значна температура повітря турбокомпресора, яка співрозмірна з температурою відхідних газів, що сприяє застосуванню систем глибокої утилізації вторинної теплоти. Особливо це стосується тропічних умов, коли температура в машинному відділенні може досягати 45 °С. З ростом π_K , що характерно для сучасного етапу розвитку дизелів, температура повітря за турбокомпресором підвищується. Для зазначеного вище двигуна температура стисненого у турбокомпресорі повітря $t_{c,П}$, °С, описується рівнянням:

$$t_{c,П} = -30,44 + 0,935t_{3,П} + (140,9 + 0,548t_{3,П})\ln(\pi_K),$$

яке справедливе при $\pi_K = 2,3...4,2$ і $t_{3,П} = 10...45$ °С.

При $t_{3,П} = 45$ °С і $\pi_K = 4,20$, що відповідає $\bar{N} = 1,0$, температура стисненого повітря становить 249 °С, а при $t_{3,П} = 10$ °С і $\pi_K \cong 2,3$ ($\bar{N} \cong 0,5$) – $t_{c,П} = 101$ °С. При $t_{3,П} = 25$ °С, $\bar{N}_E = 0,9$ ступінь стиску $\pi_K = 3,87$ і $t_{c,П} = 202$ °С.

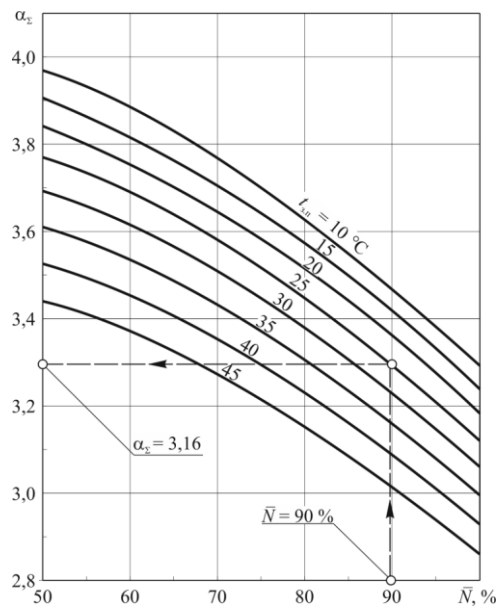
Питома витрата відхідних газів g_{Γ} , кг/с, для вказаного дефорсованого двигуна апроксимується таким рівнянням:

$$g_{\Gamma} = 39,98 + 82,7\bar{N} - 0,2072t_{3,П} - 0,026t_{3,П}^2,$$

справедливим для $\bar{N} = 0,9...1,0$ і $t_{3,П} = 10...45$ °С.

При специфікаційній потужності $N_e^c = 45000$ кВт ($\bar{N} = 1,0$) і $t_{3,П} = 10$ °С $g_{\Gamma} = 120,3$ кг/с, а при експлуатаційній $N_e^E = 40500$ кВт ($\bar{N} = 0,9$) – $g_{\Gamma} = 99,8$ кг/с. За умов ISO $t_{3,П} = 25$ °С і при $\bar{N}_E = 0,9$ – $g_{\Gamma} = 107,6$ кг/с.

Зі зменшенням навантаження на малооборотний двигун все пізніше закривається газовипускний клапан і це суттєво збільшує сумарний коефіцієнт надлишку повітря. На рисунку зображена залежність цього коефіцієнта від навантаження двигуна для різних температур повітря на вході в турбокомпресор. При експлуатаційному навантаженні та при $t_{3,П} = 25$ °С сумарний коефіцієнт надлишку повітря становить 3,3.



Залежність сумарного коефіцієнта надлишку повітря від навантаження деформованого двигуна 7G95ME-C9.5 з $N_e^c = 45000 \text{ кВт}$ при різних температурах засмоктуваного повітря

Підсумовуючи викладене, зазначимо надзвичайно суттєвий вплив температури зовнішнього повітря, а відтак і температури у машинному відділенні, та навантаження головного двигуна, яке визначається комерційною складовою рейсу, на його робочі параметри. Отже, прийняття управлінських рішень за усередненими даними може бути необґрунтованим або ж хибним.

Volodymyr P. Shostak, Bohdan M. Lychko, Anton U. Manziuk

INFLUENCE OF EXTERNAL CONDITIONS ON OPERATING PARAMETERS MARINE TWO-STROKE ENGINE

Annotation. The dependencies of the main operating parameters of the MAN Energy solutions low-speed ultra-long-stroke engine are given.

Keywords: low-speed engine, exhaust gas temperature, compressed air, coefficient of excess air.

Шостак В.П., Лычко Б.М., Манзюк А.Ю.

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ УСЛОВИЙ НА РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Аннотация. Приводятся зависимости основных рабочих параметров малооборотного ультрадлинноходового двигателя компании MAN Energy solutions.

Ключевые слова: малооборотный двигатель, температура отходящих газов, сжатый воздух, коэффициент избытка воздуха.

УДК 629.12:621.431

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛОГО ДВИГУНА НА РОСЛИННІЙ ОЛІЇ.

Автори : Доценко С.М. к. т. н., доцент, Жувагіна І.О. к. е. н., доцент, Грицик М.І. магістрант, Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Первомайськ Миколаївської області

Олійні рослини генерують олію на всіх рівнях: під землею, на землі, на кущах та деревах. Більше як 150 видів представників рослинного світу здатні виробляти олію. Рослина олія не токсична і не вогненебезпечна, рослинні олії нейтральні з точки зору утворення CO_2 при спалюванні, вони майже не містять сірчаних сполук, і тому продукти їх згоряння не є причиною кислотних дощів, вони мають досить високу теплоту згоряння [1].

Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що на сьогодні уже широко відомо про можливість заміни дизельного палива таким альтернативним біологічним паливом, як ріпакова олія та метиловий ефір ріпакової олії. Перші дослідження з технології отримання та використання МЕРО були проведені в Австрії. Технологія виготовлення даного палива у порівнянні з традиційним дизельним набагато простіша, що дозволяє виготовляти його безпосередньо споживачем при наявності необхідного обладнання. МЕРО отримують через хімічну реакцію ріпакової олії – 87% та метанолу – 12% під дією каталізатора (гідрооксиду калію або натрію) – 1%. з наступною термічною обробкою. Кінцевим продуктом реакції є: метиловий ефір – 86%, фосфорні добрива – 1%, гліцерин – 9% та метанол – 4%, який не прореагував і здатний до повторного використання [2].

Інформація про модифікацію дизельних двигунів для роботи на ріпаковій олії та метиловому ефірі ріпакової олії описана в багатьох вітчизняних та закордонних джерелах[3]. Інформація про модифікацію дизельних двигунів для роботи на соєвій олії практично відсутня.

Важливою характеристикою палива є його густина, з величини якої роблять висновки про фракційний та хімічний склад палива. Густина дизельного палива згідно ДСТУ 4840:2007 при температурі 15°C складає 820-845кг/м³, а густина соєвої олії складає 916-922кг/м³. При цьому при температурі 20°C густина соєвої олії складає 920кг/м³, а при температурі 80°C - 879кг/м³.

Важливою характеристикою палива є кінематична в'язкість. Кінематична в'язкість дизельного палива, при температурі 40°C, згідно ДСТУ 4840:2007 складає 2,00 – 4,50 м²/с. Кінематична в'язкість соєвої олії, при температурі 20°C складає 59 – 72 м²/с. В даному випадку дизельне паливо краще фільтрується через масляні фільтри.

Більш в'язка соєва олія має кращі властивості з змащення спряжених пар та вузлів двигуна, в результаті збільшується термін служби самого двигуна та паливного насоса високого тиску в середньому на 60%. Але більш в'язка соєва олія погіршує сумішоутворення, розпилювання та згоряння палива. Пускові якості двигуна також погіршуються. Але при підвищенні температури в'язкість соєвої олії різко зменшується.

В процесі випробувань було виявлено, що при температурі 75 – 80°C кінематична в'язкість соєвої олії була на рівні 4 – 5 м²/с.

Випробування проводились на дизелі 6ЧН26/34 в складі серійного дизель-генератора ДГА-900 потужністю 900 кВт.

При пуску двигун працював на дизельному паливі потім переходив на соєву олію. Для нормальної роботи паливної системи температура палива перед паливним насосом високого тиску підтримувалася на рівні **75°C**. Соєва олія, підігрівалася в паливному баку, при цьому падіння температури при проходженні палива від паливного баку до паливного насоса високого тиску складала всього **2 - 4°C**.

Параметри роботи дизеля 6ЧН26/34 на соєвій олії при проведенні стендових випробувань, приведені в табл.1.

Таблиця 1. Параметри дизеля 6ЧН26/34 при роботі на соєвій олії та дизельному паливі

Найменування параметра	Розмірність	Результати замірів			
		соєвої олії			на ДП
1. Потужність дизеля	%	50	75	100	100
	кВт	453	675	903	900
2. Середня температура випускних газів по циліндрам.	°C	387	409	433	436
5. Питома витрата палива	г/кВт·год	280	259	252	221

По результатам проведених випробувань ДГА-900 на соєвій олії його електричний КПД склав 37,5%, а електричний КПД дизель - генератора який працює на дизельному паливі складає біля 40%.

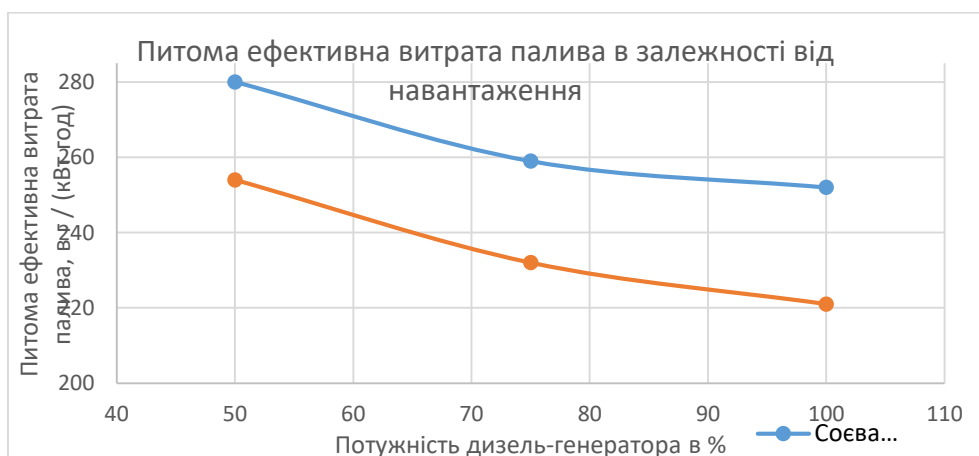


Рис.1 Питома ефективна витрата дизельного палива і соєвої олії в залежності від навантаження

Особливістю рослинної олії є наявність в її складі достатньо великої кількості кисню біля (9...14 %). Наявність великої кількості кисню викликає деяке зниження теплоти згоряння. В результаті випробувань питома ефективна витрата соєвої олії збільшилася в середньому на 15% в порівнянні з дизельним паливом. Це в першу чергу наслідок того, що теплота згоряння соєвої олії ($Q_H = 37300$ кДж/кг) менша на 14%, чим у дизельного палива ($Q_H = 42500$ кДж / кг).

Висновок: Випробування дизель-генератора ДГА-900 при роботі на соєвій олії показали, що після незначного доопрацювання конструкції дизеля 6СН26/34 і його систем, він може використовуватись для роботи на соєвій олії.

Література

1. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 328 с.
2. С. М. Доценко «Конвертація дизельних двигунів сільськогосподарської техніки для роботи на метиловому ефірі ріпакової олії». КНТУ, 2007. Вип. № 37. – С.219–223.
3. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Копач А.А. К вопросу использования рапсового масла в качестве моторного топлива // Труды ТГАТА. – Мелитополь, 1998. – Т. 3; Вип. 2.–с. 60-64.

УДК 621.89

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ НАПРЯМКІВ ЗМЕНШЕННЯ ВИТРАТИ МАСЛА В ДВЗ

Грабовенко О.І., старший викладач кафедри «Енергетичне машинобудування», Голімбівський В.О., магістрант, Первомайська філія НУК імені адмірала Макарова, GOI70@ukr.net

У роботі проведений аналіз витрат масла в тронкових поршневих двигунах, а також важливість окремих конструктивних та технологічних факторів, що впливають на витрату масла. Розглянуто структурну схему, в яку зведені основні оцінювані фактори, що оказують вплив на витрату масла на угар

Ключові слова: витрата масла на угар та зливання, термін служби масла, складові витрат масла;

Ключевые слова: расход масла на угар и слив, срок службы масла, составляющие расхода масла

Витрата масла – один із найважливіших показників конкурентної здатності, економічності та досконалості конструкції двигунів.

Сумарна витрата масла в двигунах складається із двох складових: витрати масла на угар та витрата масла на зливання (на заміну).

Для досягнення найбільшої економії масла в двигунах внутрішнього згорання необхідно зменшувати обидві складові витрати, тобто зменшувати витрату масла на угар та збільшувати термін його служби. При цьому найбільшу увагу приділяють зменшенню витрати масла на угар, так як його питома вага в загальній витраті більш значний.

Витрата масла на угар ($G_{уг.}$) в тронкових поршневих двигунах складається із витрати через циліндро - поршневу групу ($G_{цпг.}$), витрати через всмоктувально-вихлопний тракт ($G_{ввт.}$) і витрати через за рахунок випаровування в картері ($G_{вк.}$).

Витрату масла через всмоктувально-вихлопний тракт можна представити як суму витрат масла через зазори поміж штоками впускного і вихлопного клапанів та їх направляючих ($G_{к1.}$ і $G_{к2.}$ відповідно), а також витрати масла через турбокомпресор ($G_{тк.}$).

Складові витрати масла на угар показані на рис. 1.

Для розробки заходів по зменшенню витрати масла на угар, що забезпечують найбільший ефект підвищення економічності двигуна, визначення напрямків конструкторсько-технологічної доводки необхідно знати важливість окремих факторів, що впливають на витрату масла. У кожному конкретному випадку зменшення витрати залежить від цілого ряду параметрів, серед яких конструкція поршневих кілець і поршня; зазори в з'єднаннях поміж деталями тертя; якість виготовлення і ступінь прироблення деталей; параметри змащувальної системи; конструкції клапанного механізму і системи змащування турбокомпресора; сорт і якість застосовуваного масла.

Визначити експериментально або розрахувати емпірично коефіцієнти важливості окремих приведених параметрів при зменшенні витрати масла не представляється можливим, тому задача вибору найбільш перспективних напрямків робіт була вирішена з використанням експертного методу. Кожному із вісімнадцяти експертів – спеціалістів в області конструювання, хімотології і експлуатації двигунів було запропоновано дві самостійні, але взаємопов'язані операції:

- уточнити запропоновану структурну схему (табл.1), в яку зведені основні оцінювані фактори, що оказують вплив на витрату масла на угар;

- визначити ступінь впливу на угар масла уточнених факторів, оцінюючи їх балами від 1 (найбільш важливий фактор) до 10, при цьому два і більше фактори могли мати однаковий ранг впливу.

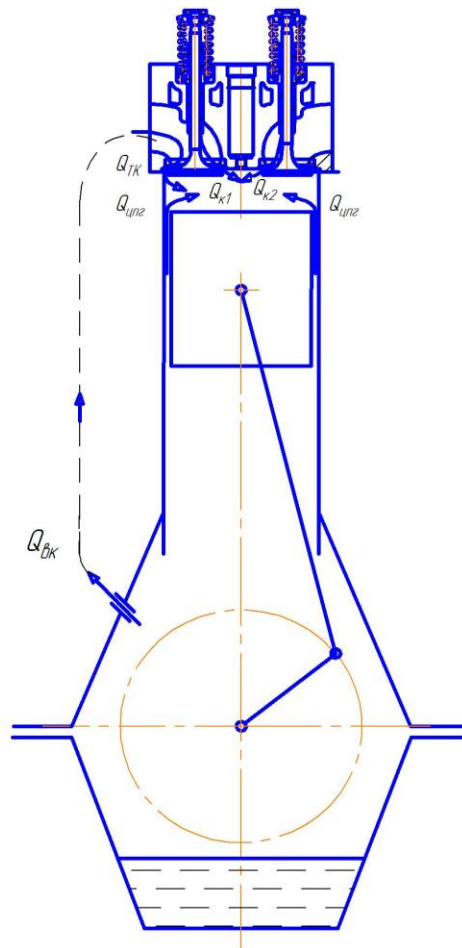


Рис. 1. Складові витрати масла на угар

$Q_{цпг}$ – витрата масла через циліндро-поршкову групу; $Q_{вк}$ – витрата масла за рахунок випаровування його із картера, $Q_{к1}$, $Q_{к2}$ – витрата масла через впускний та випускний тракт; $Q_{ТК}$ – витрата масла через турбокомпресор

Таблиця 1 Оцінка впливу на угар масла різних факторів

№ п/п	Фактори, що впливають на угар масла в ДВЗ	Ранг впливу, бал
1	Зазор клапан - втулка	6
2	Нещільна посадка клапана	10
3	Спотворення геометричної форми втулки циліндру	4
4	Шорсткість поверхні (маслоємність) втулки циліндру	7
5	Площа дренажних отворів і їх розташування	6
6	Конструктивне оформлення головки поршня	7
7	Конструктивне оформлення юбки поршня	5
8	Величина дренажних отворів на поршковому кільці	6
9	Тиск масла в системі змащування двигуна	7
10	Зазор поршневе кільце – канавка поршня	5
11	Зазор втулка циліндру - поршень	3
12	Присосовність поршневих кілець	2
13	Рівень масла в картері двигуна	7
14	Інтенсивність подачі масла на втулку циліндру	4
15	Число поршневих кілець	5
16	Розташування поршневих кілець на поршні	4
17	Нагрузочний режим роботи двигуна	5
18	Температура охолоджуючої рідини і масла	6
19	Частота обертання колінчастого валу двигуна	4

20	Величина питомого тиску поршневих кілець	4
21	Конструктивне оформлення робочих кромek кілець	1
22	Радіальний зазор (просвіт) поміж кільцями і втулкою циліндру	4
23	Короблення поршневих кілець	5
24	Сорт використаного змащувального масла	7
25	Склад легуючих присадок змащувального масла	8
26	Якість робочої поверхні поршневого кільця	6
27	Ефективність ущільнення турбокомпресора	5
28	Ефективність системи вентиляції картера	7
29	Вібрація втулки циліндру	8
30	Температура поршня і втулки циліндру	6
31	Вібрація поршневих кілець	7

Висновки Приведені в табл.1 дані показують, що по значимості основні напрямки зменшення витрати масла на угар утворюють наступний ряд: удосконалення конструкції компресійних і маслороз'ємних поршневих кілець; оптимізація геометрії поршня та зниження його температури; застосування зносостійких матеріалів та покриттів для деталей циліндро-поршневої групи; покращення якості виготовлення і підвищення стабільності властивостей деталей в комплекті; удосконалення системи змащування двигуна; використання повнопоточних фільтрів очищення масла та відцентрових очисників масла. [2].

Список літератури

1. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах.т.1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин/ За ред. Проф. А.П. Марченка та засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова. Харків, Прапор, 2004. – 384 с
2. Г.М. Левикин. Снижение расхода масла в дизелях за счет совершенствования конструкций: - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1988. 366 с., ил. – (ДВС. Сер.4. Вып.2).
3. ДВС. Повышение технико-экономических показателей дизелей по расходу масла. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1979. - 48с.

УДК 621.43.013.43

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОЇ РОБОТИ ФОРСУНКИ ПРИ РОБОТІ ДВЗ НА ВАЖКОМУ ПАЛИВІ

Нестеренко В.В., к.т.н., доцент кафедри «Енергетичне машинобудування» vik6462@ukr.net; Грабовенко О.І. старший викладач, Первомайська філія НУК імені адмірала Макарова, GOI70@ukr.net

У роботі проведений аналіз умов роботи розпилювачів форсунок в дизелях, що працюють на важкому паливі, способів охолодження, охолоджуваних рідин та допустимих температури в районі соплових отворів. Розглянуто вимоги до проектування розпилювача і обґрунтовано оптимальну конструкцію охолоджуваного розпилювача.

Ключові слова: важке паливо, температура розпилювача, охолодження носика розпилювача, охолоджуючі сорочка та рідина;

Ключевые слова: тяжелое топливо, температура распылителя, охлаждение носика распылителя, охлаждающие рубашка и жидкость

Переведення дизелів на важке паливо обумовлює підвищення температури розпилювача і збільшення механічних навантажень на основні деталі форсунки. Температура розпилювача підвищується внаслідок більш високої температури важкого палива, яке спеціально підігрівається перед подачею в паливний насос високого тиску (ПНВТ), а також загального підвищення температури деталей головки дизеля через гірше згоряння важкого палива в порівнянні з дизельним.

Для забезпечення надійної роботи форсунки температура розпилювача повинна підтримуватися в певному діапазоні. Верхня межа обмежена можливою структурною зміною палива, що призводить до лакоутворення на голці і коксування соплових отворів. За даними фірми «Мірліс-Національ», допустима температура сопла розпилювача - не більше 177 °С, за даними фірми «Р.Боша» - не більше 180 °С.

Фірма «Строк» була змушена поліпшити умови відводу теплоти від носика розпилювача: дослідження показали, що розпилювачі надійно працюють на важкому паливі при температурі 175 °С. Фірма «Мірліс-Національ», щоб забезпечити надійну роботу дизеля на дешевих сортах залишкового палива, провела експлуатаційні та лабораторні випробування 259 дизелів; виявилось, що вони можуть працювати при температурі в самій гарячій точці розпилювача не більше 180 °С.

Неприпустимість охолодження носика розпилювача нижче точки роси і конденсації вологи на його поверхні, особливо при використанні сірчистих палив, визначає нижню межу температури розпилювача 110 - 120 °С. Підтримка температури розпилювача в зазначених межах являє собою досить складну задачу. Відомі способи зниження температури розпилювача при роботі дизеля на важкому паливі за рахунок інтенсивного охолодження корпусу форсунки і екранування розпилювача в камері згоряння малоефективні. Практично на всіх відомих в даний час малооборотних і середньооборотних, що працюють на важких паливах дизелях використовуються форсунки з так званими охолоджуваними розпилювачами.

Незважаючи на гадану простоту, створення охолоджуваного розпилювача на високофорсованих дизелях, пов'язане з труднощами. Це пов'язано перш за все з тим, що з ростом форсування дизелів різко зростають вимоги до зменшення габаритних розмірів форсунки і особливо нижньої її частини, в районі розташування соплових отворів розпилювача, через необхідність забезпечення максимально можливих прохідних перетинів газорозподільних каналів і розміщення впускних і випускних клапанів в голівці циліндра з максимальними розмірами, а також розвитку прохідних перетинів охолоджуваних каналів в головці циліндрів і ін.

З введенням охолодження розпилювача різко зростає ймовірність корозії ущільнювальних притертих площин і охолоджуючих каналів, а також скорочуються терміни між профілактичними роботами. Як природний наслідок зазначених особливостей, впровадження охолоджуваних розпилювачів вимагає вирішення проблем підбору корозійностійких матеріалів, нанесення антикорозійного покриття і підбору спеціальних присадок до охолоджуючої рідини.

З точки зору безпеки експлуатації та ефективності охолодження, найбільш прийнятною охолоджувальною рідиною вважається вода. Однак, при охолодженні водою різко зростає небезпека корозії порожнин і каналів форсунки, тому система охолодження форсунки повинна бути відокремлена від системи охолодження двигуна, охолоджуюча вода повинна бути дистильованою або спеціально очищеною. Навіть при прийнятті спеціальних заходів до очищення охолоджуючої рідини, в експлуатації нерідкі випадки виходу з ладу розпилювачів через значні відкладення накипу і закупорки прохідних перетинів порожнин охолодження, а також корозія торцевих ущільнюючих поверхонь в районі охолодження.

Конструкціям охолоджуваних розпилювачів повинні бути притаманні наступні основні особливості: мінімальна теплосприймаюча і максимальна тепловідвідна поверхня з відносно невеликими габаритами по установочому діаметру в голівці циліндру; висока ефективність охолодження найбільш важливих ділянок в зоні соплових отворів, запірного конуса і нижньої частини прецизійної напрямної голки; технологічність конструкцій, корозійна стійкість матеріалу, простота обслуговування і висока експлуатаційна надійність при використанні як дизельного, так і важких сортів палива. Природно, повністю задовольнити всі перераховані вимоги в одній конструкції розпилювача практично неможливо з огляду на їх суперечливості. Завдання конструкційної оптимізації розпилювачів може вирішуватися лише шляхом компромісних рішень по окремих конструктивних елементах; це вимагає глибокого аналізу існуючих конструкцій і патентних пропозицій.

Відомі в даний час конструкції охолоджуваних розпилювачів можуть бути розділені на наступні групи: розпилювачі з організованим охолодженням робочим паливом і розпилювачі з циркуляційним охолодженням і з порожниною охолодження, виконаної по зовнішньому контуру форсунки (без використання деталей і елементів розпилювача), з накидною гайкою-ковпаком, напрессованою або привареною сорочкою і висвердленими в корпусі розпилювача каналами.

На сучасних високофорсованих дизелях, пристосованих для роботи на важких паливах, виконання зазначених вимог означає переважне застосування розпилювачів зі спеціальним циркуляційним охолодженням. Розроблені останнім часом конструкції розпилювачів з охолодженням впорскуваним (робочим) паливом частково спрощують систему охолодження форсунки, але не відповідають висунутим практикою перспективним вимогам (зокрема, надійного охолодження розпилювача при роботі на підігрітих важких паливах). Розпилювачі з зовнішньої охолоджуючої порожниною за типом форсунки дизелів фірми «Зульцер» широко не застосовуються на сучасних дизелях в основному через великі габарити і ненадійного ущільнення порожнини охолодження, особливо по стику між камерою згоряння і форсункою (останнє часто викликає попадання охолоджуючої рідини в циліндр двигуна). В запропонованих останнім часом конструкціях форсунок з ізольованою порожниною охолодження цей недолік усунуто. З огляду на великі габарити форсунок дана група розпилювачів може бути використана лише на дизелях з великими діаметрами циліндрів, де габарити форсунок не визначають конструкцію головки двигуна.

Розпилювачі з порожниною охолодження, утвореної накидною гайкою-ковпаком, характеризуються простотою конструкції, організації охолодження і нанесення антикорозійного покриття, а також простотою очищення порожнин охолодження в умовах експлуатації. Однак вони мають більші габарити і корпус, навантажений монтажними зусиллями. Розроблені в процесі вдосконалення конструктивні прийоми дозволяють істотно знизити дію монтажних зусиль і деформацій корпусу розпилювача і підвищать ефективність охолодження найбільш нагрітих ділянок розпилювача. Однак жодне з відомих конструктивних рішень не забезпечує достатнього зниження габаритів розпилювача і форсунки в цілому. Тому даний тип розпилювача можна віднести до перспективних для сучасних високофорсованих дизелів конструкціям.

Розпилювачі з напрессованою або привареною сорочкою (рис.1) відрізняються від розглянутих вище конструкцій меншими габаритами можливістю уніфікації по габаритних розмірах охолоджуваних і неохолоджуваних

розпилювачів, відносно простотою виконання порожнини охолодження і підведення охолоджуючої рідини до частин розпилювача, що інтенсивно нагріваються. Широке поширення цих розпилювачів на сучасних дизелях в основному стримувалося складністю технології напесовки сорочки або зварювання високолегованих металів.

Для дизелів типів RD і RND фірми «Зульцер» в конструкції розпилювача ввели стовщину верхню частину напесованої сорочки (рис.1,а). Це підвищує механічну міцність сорочки і надійність ущільнення порожнини охолодження. В цьому випадку сорочка може додатково не стягуватися з корпусом розпилювача накидною гайкою (рис.1,б).

Для спрощення технології виготовлення розпилювачів з охолоджувальною сорочкою, ущільнення з'єднання між сорочкою і корпусом можна виконати за допомогою силіконових термостійких кілець (рис.1,в).

При дослідній перевірці цієї конструкції при зміні температури охолоджуючої рідини від 20 до 200 °С отримані позитивні результати по ущільнюючим якостям при тиску до 1.5 МПа. Однак відсутність досвіду експлуатації не дозволяє оцінити дійсні потенційні можливості запропонованої конструкції розпилювача.

Численні пропозиції по спрощенню виготовлення розпилювачів з охолоджувальною сорочкою ґрунтуються на використанні процесів зварювання або пайки. Широкому поширенню цих процесів перешкоджає технологічна складність зварювання високолегованих матеріалів сорочки і корпусу розпилювача, можливий значний місцевий перегрів і викривлення зварюваних елементів. Освоєння останнім часом промисловістю більш досконалих технологічних процесів зварювання металів, в певній мірі усувають ці недоліки. Фірмою «Брайс» запатентований розпилювач з сорочкою, що приварюється за допомогою паралельного пучка електронів (рис.1,г).

Фірмою «Бурмейстер і Вайн» для групи середньооборотних дизелів розроблений охолоджуваний розпилювач з приварною сорочкою за типом конструкції, наведеної на рис.1,

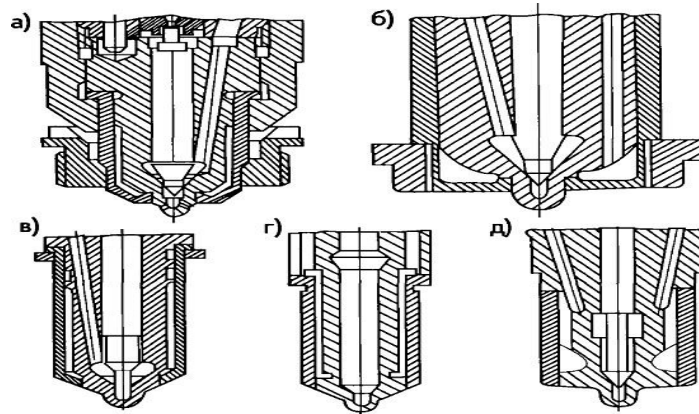


Рисунок 1. Розпилювачі з порожнинами охолодження, утворених за допомогою сорочок

Форсунка дизеля 6ЧН25/34 обладнана охолоджуваним розпилювачем (рис.2), який забезпечив тривалу експлуатацію дизеля як на важких паливах, так і на паливах із рослинних олій.

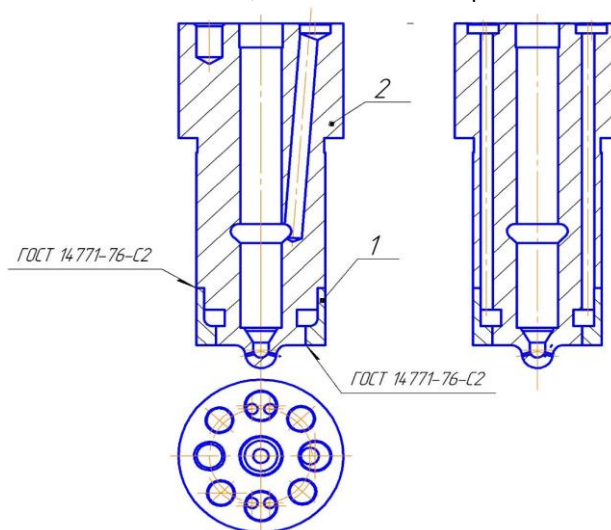


Рис. 2. Корпус розпилювача з охолодженням дизеля 6ЧН25/34

1- вставка, 2 – корпус

Висновок Накопичений до теперішнього часу досвід виробництва розпилювачів з охолоджувальною сорочкою показує, що при використанні спеціального оснащення їх виготовлення не викликає ускладнень. Розроблені нові, більш вдосконалені методи зварювання металів дозволяють істотно спростити технологію виготовлення розпилювачів з охолоджувальною сорочкою. З огляду на це, розглянуту групу розпилювачів можна віднести до найбільш перспективних для сучасних високофорсованих дизелів.

Список літератури

1. Современные дизели : Повышение топливной экономичности и длительной прочности/ под ред. А.Ф. Шеховцова. - Киев: Техника, 1992.-272с.
2. Ю.Я. Фомин, Г.В. Никонов, В.Г. Ивановский . Топливная аппаратура дизелей. Справочник. - М.: Машиностроение, 1982.-168 с., ил.
3. Лышевский А.С. Системы питания ДВС: Учебное пособие для студентов ВТУЗов. – М.: Машиностроение, 1981.-216с., ил.

УДК 621.515

РОЗРОБКА ТА СТВОРЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СТЕНДУ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА.

Швець І.А., старший викладач кафедри «Енергетичного машинобудування», sheva_pm@ukr.net
 Кумарянський О.М., магістрант, Первомайська філія НУК імені адмірала Макарова,
 Ошовський В.В., магістрант, Первомайська філія НУК імені адмірала Макарова,
 Татарин В.М., магістрант, Первомайська філія НУК імені адмірала Макарова.

В статті описано роботи пов'язані з розробкою та створенням випробувального стенду щодо визначення характеристик проточної частини компресору для випробувальної лабораторії кафедри «Енергетичне машинобудування». Зроблено аналіз існуючих схем випробувальних стендів для вивчення характеристик турбокомпресорів та на їх основі обрано базову схему для реалізації.

Ключові слова: проточна частина, відцентровий компресор, випробувальний стенд, характеристики;

Ключевые слова: проточная часть, центробежный компрессор, испытательный стенд, характеристики;

Якісне проведення експериментально-дослідних лабораторних робіт залежить від багатьох чинників, але в першу чергу від обладнання яким оснащена дослідна лабораторія. Застосування нового та сучасного обладнання може забезпечити умови якісного проведення експериментального дослідження. За допомогою натурального експерименту є можливість не лише відтворити умови протікання реального фізичного процесу, але й наочно спостерігати всі його основні стадії та характер протікання. Цей етап роботи наукового дослідження вважається ключовим.

Нажаль треба констатувати, що дообладнання лабораторій новим та суперсучасним дослідним обладнанням на сьогодні потребує значних фінансових затрат. Тому іноді дослідник іде шляхом, коли потрібне для роботи обладнання створюється власноруч з матеріалів, агрегатів, та приладів що є під руками.

Такий спосіб вирішення проблеми дає наступні переваги серед яких:

- доступне матеріально-технічне забезпечення;
- незначні матеріально-людські витрати;
- відсутність додаткових витрат на встановлення, та наладку наявного вимірювального обладнання;
- можливість конфігурувати власноруч створену випробувальну установку під вирішення конкретних дослідницьких робіт;

В сучасних умовах виживання, економія матеріально-людських та ресурсів є одним з пріоритетних завдань наукового товариства, і тому на кафедрі «Енергетичного машинобудування» ПФ НУК було запропоновано розробити та виготовити стенд для вивчення характеристик проточної частини відцентрового компресора.

На першому етапі створення стенду було зроблено аналіз існуючих типових конструкцій стенду, з метою визначення їх функціонального призначення та можливостей застосування. Крім того було детально розглянуто вимоги, які ставились при побудові стенду, виходячи з можливостей функціонального застосування та перспектив їх подальшого розширення. Серед них:

- незначні масо-габаритні параметри;
- незначні матеріально-людські витрати на виготовлення та під час експлуатації;
- простота конструкції та легкість в обслуговуванні;
- достовірність точність та адекватність отриманих результатів дослідження;

Якість та достовірність отриманих результатів в кожному випадку залежать від правильного вибору відповідної вимірювальної апаратури, яка повинна забезпечувати:

- 1) необхідну точність виміру параметрів, що досліджуються;
- 2) стабільність показань в умовах реального експериментального дослідження, за умов коли на процес вимірювання мають вплив вхідні фактори, навколишнього середовища та інших фактори;
- 3) необхідна швидкодія при одночасному виключенні можливості появи перешкод протіканню процесів, що досліджуються або спотворення вимірюваних параметрів;
- 4) необхідну чутливість, яка дозволяє надійно вимірювати фізичні величини у відповідності з заданою точністю.

На другому етапі після врахування вищезгаданих вимог та всіх побажань було запропоновано конструкцію стенду представлену на рисунку 1.

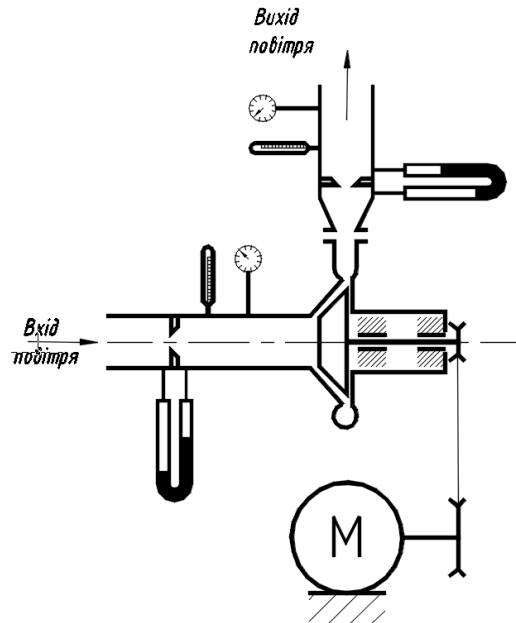


Рисунок 1 – Схема стенду для дослідження характеристик проточної частини відцентрового компресора

В основі конструкції експериментального стенду було запропоновано використати проточну частину турбокомпресора ТКР–11, ротор якого приводився б у дію від асинхронного електродвигуна за допомогою пасового приводу. Об'єкт дослідження повинен перевірятися на ефективність під час роботи на різних швидкісних режимах. За допомогою манометрів буде здійснюватися вимір надлишкового тиску на вході та виході з проточної частини компресору.

Температура повітряного потоку на вході та виході з відцентрового компресора буде контролюватись за допомогою лабораторних термометрів. Вимір повітря здійснюється із застосуванням шайби дроселювання яка встановлюється як на вході так і на виході відцентрового компресора. Таким чином виходячи з рівняння матеріального балансу ми повинні отримати:

$$G_{\text{пов.вх}} = G_{\text{пов.вих}}$$

де $G_{\text{пов.вх}}$ – поточна витрата повітря на вході;

$G_{\text{пов.вих}}$ – поточна витрата повітря на виході;

Регулювання кількості повітря буде здійснюватися за рахунок фазного частотного регулятора приєднаного до фаз електричного асинхронного двигуна. Зміна обертів завдяки частотному регулятору дасть можливість відслідкувати зміну параметрів повітряного потоку як на вході так і на виході по всій характеристиці.

На третьому етапі згідно запропонованої конструктивної схеми були виконані основні розрахунки. Згідно попередніх результатів отриманих в ході розрахунків було отримано наступні показники:

потужність яку споживає компресор $P_k = 300$ Вт

частота обертання ротору $n = 8300$ хв-1

секундна витрата повітря $G_s = 0,18$ кг/с

максимальна швидкість потоку повітря на вході $v_{\text{max}} = 71$ м/с

На четвертому останньому етапі створення стенду його було реалізовано в металі. В основі створеного стенду були використані як нові матеріали (кутник, профіль, фланці), так і елементи відпрацьованих турбокомпресорів. В результаті виконаної роботи було отримано стенд представлений на рисунку 2.



Рисунок 2 – Стенд для дослідження характеристик відцентрового компресора.

Висновки:

1) Створення лабораторного обладнання власними силами, для покращення якості навчання, а також з метою поповнення та відновлення матеріально-технічного забезпечення лабораторій є на сьогодні перспективним шляхом розвитку навчального закладу.

2) Експериментальне дослідження елементів із застосуванням безмоторних стендів є перспективним напрямком, так як не вимагає додаткових матеріальних витрат.

3) Досвід отриманий під час створення стенду, буде використаний при створенні інших стендів, макетів та установок для лабораторії випробувань кафедри «Енергетичного машинобудування».

Використана література:

1. Райков И.Я., Испытания двигателей внутреннего сгорания. Учебник для вузов. М., «Высшая школа», 1975., – 320 с.
2. Гофлин АЛ., Судовые компрессорные машины. Л., "Судостроение", 1977 г. 272 с.
3. Симсон А.З., Каминский В.Н., Моргулис Ю.Б. и др. Турбонаддув высокооборотных двигателей. М. "Машиностроение" 1976 г. 288 с.
4. Моргулис П.С., Перфилов ВГ. Турбокомпрессоры тепловозных двигателей. Машиностроение. М. 1965 г. 147 с.
5. Байков Б.П, Бордуков В.Г., Иванов П.В. и др. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. Л., "Машиностроение", 1975 г. 200 с.

УДК 621.822.2

**КОНСТРУКТИВНИЙ ФАКТОР ЗАБЕСПЕЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ
У КОМБІНОВАНОМУ ОПОРНО-УПОРНОМУ ПІДШИПНИКОВОМУ ВУЗЛІ ГТД**

Сорокіна Т.М. канд.техн.наук, асистент,
Личко Б. М., канд.техн.наук, доцент,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова;
Україна, м. Миколаїв
super_tan-sorokina@ukr.net

Анотація. Використання комбінованих опорно-упорних вузлів приводить до збільшення довговічності ГТД. Експериментальні випробування гідростатодинамічного під'ятника показали відсутність контакту на усіх режимах експлуатації. Виконані конструкторські опрацювання підтвердили можливість встановлення такого під'ятника у складі комбінованого опорно-упорного вузла ГТД.

Ключові слова: конструктивний фактор; довговічність; опорно-упорний підшипниковий вузол.

Вступна частина. У сучасних енергетичних галузях промисловості широке використання знайшли різні енергетичні модулі з приводом від теплового двигуна. У таких модулях привод повинен забезпечити тривалу та багатогодинну безперервну роботу, щоб отримати економічність і тривалість експлуатації самого модуля. Одно з перспективних напрямків розвитку цих модулів це використання в якості приводу газотурбінні двигуни (ГТД). Використання газотурбінного двигуна дозволяє збільшити потужність та коефіцієнт корисних дій такого модуля, зменшити його масу та розмір [4]. Проте, це приводить до необхідності збільшення довговічності підшипникових вузлів самого газотурбінного двигуна, на яких встановлені ротори турбін та компресорів. Збільшення часу роботи опорних і опорно-упорних підшипників складне та багатогранне завдання. Його рішення привело до появи пружнодемпфуючих комбінованих опор ротора. Комбіновані опори складаються з підшипників ковзання та кочення. Використання таких опор зменшує навантаження або покращує умови роботи підшипника кочення, таким чином збільшується довговічність підшипникового вузла.

Ціль роботи. Метою роботи було дослідження конструктивних чинників, що призводять до збільшення довговічності опорно-упорних підшипникових вузлів.

Дослідження цієї мети привело до необхідності вирішення наступних завдань:

- проведення аналізу існуючих конструкцій підшипникових вузлів ГТД;
- проведення аналізу існуючих конструкцій комбінованих опорно-упорних підшипникових вузлів;
- опрацювання використання гідростатодинамічного під'ятника у складі комбінованого опорно-упорного підшипникового вузла ГТД.

Основна частина. Для опор ротора сучасних ГТД знайшли широке використання кулькові та роликові підшипники кочення. Роликові підшипники кочення використовують для опорних підшипникових вузлів, а кулькові з три-точковим або чотирьох-точковим контактом для опорно-упорних підшипникових вузлів. Конструктивні схеми таких вузлів для різних ГТД приведені в [2,5]. Підвищення довговічності підшипникових вузлів опор ротора досягаються за рахунок використання демпферів, спарених підшипників кочення, зміною та контролем осьового зусилля (розвантажувальні порожнини, системи контролю і управління осьовим навантаженням на опорно-упорний підшипник), застосуванням міжвального опорно-упорного підшипника. На сьогоднішній день усі опори роторів ГТД виключно пружнодемпфуючі. Крім того, для опорного підшипникового вузла використовують комбіновану опору з розділенням швидкостей та зовнішнім розташуванням підшипника ковзання відносно цапфи ротора. Застосований гідродинамічний або гідростатодинамічний підшипник виконує роль демпфера з здавлюваною масляною плівкою. А також, застосовують пружні елементи між підшипником ковзання та кочення. Усе це приводить до підвищення стійкості руху ротора, поліпшення умов роботи підшипника кочення, і як наслідок, призводить до підвищення довговічності підшипникового вузла. У якості під'ятника у комбінованому опорно-упорному підшипниковому вузлі найчастіше використовують гідродинамічний під'ятник. Його застосовують для опори у складі підшипникового вузла з розподілом по навантаженню, тим самим розвантажують кульковий підшипник на основних режимах експлуатації. Це дозволяє збільшити ресурс роботи підшипника кочення та забезпечити довговічність.

Але розвантажити кульковий підшипник на режимах старту та зупинки за допомогою гідродинамічного під'ятника не можливо. Для цього потрібно використовувати гідро підйом, гідростатичний або гідростатодинамічний під'ятник. Гідростатодинамічний під'ятник дозволяє зменшувати осьове навантаження на кульковий підшипник за відсутності на малих та основних обертах ротора. Були проведені експериментальні дослідження такого під'ятника з карманами Релея [3]. Під час випробувань були досліджені режими старту та зупинки, перехідні та робочі режими, вплив різних режимних параметрів і зовнішнього навантаження на гідростатодинамічний під'ятник. Крім того, досліджувався вплив тиску підведення мастила на вантажопідйомність під'ятника при заданій товщині масляної плівки. Отримані результати досліджень підтвердили працездатність та відсутність контакту між поверхнями гідростатодинамічного під'ятника в режимах старту та зупинки, а також на різних режимах експлуатації. Це дозволяє забезпечити довговічність, регулювати вантажопідйомність під'ятника та зменшити осьове навантаження на підшипник кочення при використанні під'ятника у складі комбінованого опорно-упорного підшипникового вузла ГТД.

Були виконані конструкторські опрацювання гідростатодинамічного під'ятника у складі комбінованого опорно-упорного вузла ГТД-10В. Вони підтвердили можливість розміщення під'ятника такого типу в габаритних розмірах цього вузла. Виконані теоретичні розрахунки підтвердили забезпечення потрібних статичних характеристик під'ятника на основних режимах експлуатації.

Висновки. Гідростатодинамічний під'ятник поєднує в собі властивості гідростатичного і гідродинамічного підшипників ковзання забезпечує безконтактний старт та зупинку, витривалість на різних режимах експлуатації і має доцільність використання у комбінованому опорно-упорному підшипниковому вузлі ГТД.

Література

1. Балякин В. Б., Жильников, Е. П., Самсонов В. Н., Макачук В.В. (2007). Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва.
2. Иноземцев А. А., Нихамкин М. А., & Сандрацкий В. Л. (2007). Газотурбинные двигатели. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок (Том 1). Москва: Машиностроение.

3. Сорокина Т. Н. (2016). Экспериментальные исследования гидростатодинамического подпятника с карманами Рэлея. *ScienceRise*, 3/2 (20), 58–62. doi: 10.15587/2313-8416.2016.64109.
4. Старцев Н. И. (2013). Конструкция и проектирование основных узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок. Кн.1. Основы проектирования ГТД. Конструктивные схемы, Компрессоры, Турбины. Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва.
5. Старцев Н. И. (2013). Конструкция и проектирование основных узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок. Кн.2. Камеры сгорания и опоры ГТД. Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва.

Sorokina T. N. Lychko B. M

Design durability factor in GTE combined radial thrust bearing unit.

Text of the annotation: The use of combined radial thrust bearing units can increase the durability of GTE. Experimental testing of the hydrostatodynamic thrust bearing showed no contact at all operating modes. Performed design studies have confirmed the possibility of installing such bearing in GTE combined radial and thrust bearing unit.

Keywords: design factor; durability; radial thrust bearing units.

Сорокина Т. Н. Личко Б. М.

КОНСТРУКТИВНЫЙ ФАКТОР ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ В КОМБИНИРОВАННОМ ОПОРНО-УПОРНОМ ПОДШИПНИКОВОМ УЗЛЕ ГТД

Текст аннотации. Применение комбинированных опорно-упорных подшипниковых узлов приводит к увеличению долговечности ГТД. Экспериментальные исследования гидростатодинамического подпятника показали отсутствие контакта на всех режимах эксплуатации. Выполненные конструкторские проработки подтвердили возможность установки такого подпятника в составе комбинированного опорно-упорного узла ГТД.

Ключевые слова: конструктивный фактор; долговечность; опорно-упорный подшипниковый узел.

УДК 621.431.74

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Мисько В.О., старший викладач;

Авдюнін Р.Ю., викладач

Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова

Анотація. У роботі розглянуто основні рекомендації щодо підвищення критеріїв надійності суднових двигунів внутрішнього згоряння на етапах проектування, виготовлення та експлуатації. Надано рекомендації по безвідмовній роботі дизелів під час експлуатації та аварійних режимів.

Ключові слова: Надійність, СДВЗ

Надійність суднового дизеля визначається здатністю виконати всі вимоги безпеки мореплавства в зовнішніх експлуатаційних умовах в терміни робочих режимів судна, відповідно о технічних характеристик гарантованих підприємством, виробником.

При проектуванні суднових двигунів дослідження результатів їх експлуатації – покращують технічні характеристики, екологічні показники та рівень санітарних норм. Дослідження носять багатосторонній характер.

Фактичні розрахунки ресурсних зношень за допомогою діагностичного обладнання та статистичних звітів по експлуатації суден.

Математичне моделювання амортизаційного використання головних та допоміжних суднових двигунів.

Загальними технічно-економічними характеристиками надійності, які треба забезпечити:

- простота конструкції;
- компактність;
- простота автоматизації;
- маневреність;
- пристосування до будь-якої системи автоматики;
- простота експлуатації;
- висока степінь уніфікації;
- довговічність.

Виробництво крейцкопфних малооборотних двигунів сьогодні має найбільшу конкурентну боротьбу на Міжнародному ринку.

Використання малооборотних двигунів на водному транспорті забезпечує не тільки надійну експлуатацію, а й економічність та екологічність.

Для підвищення надійності за 25-35 останніх років в СДВЗ були внесені радикальні зміни в напрямках конструкції та організації робочого процесу [1]:

- ультрадовгохідність (відношення S/D, MAN серія «G») [2];
- збільшення степені послідуєчого розширення;
- використання газотурбонаддуву;
- зниження частоти обертання.

Нові класи машин дозволяють ще більше підвищити пропульсивний ККД.

Для підвищення рівня технічних характеристик вимоги при проектуванні, повинні враховувати зміни в конструкціях відповідно до тенденцій сучасного та перспективного розвитку СДВЗ.

В сучасних тенденціях тільки за рахунок зменшення $\lambda = P_z / P_c$ до 1,15...25 можливо дефорсувати двигуни та підвищити їхній моторесурс. Деякі виробники шляхом збільшення часу на фазу активного згорання зменшують максимальний тиск в циліндрі P_z , що як правило призводить до покращення екологічних показників.

В конструкціях остова використовують більшу кількість анкерних пов'язів для гарантованої надійності прилягання деталей та зменшення механічного напруження.

Використання напіввиносних конструкцій циліндрових втулок, значно краще зменшує теплове напруження в місцях концентрації високих температур. Крім цього такі конструкції значно підвищують ремонтпридатність.

Кришки циліндрів сучасних двигунів проектують з найбільшою кількістю охолоджуючих каналів, наближених до вогневої поверхні та з подвійним дном.

Поршні СОД та ВОД виконують з більшою довжиною тронка для нівелювання дії нормальної сили N. Використовуючи легкосплавні матеріали зменшують вагу поршня та в конструкціях поршня підбирають найбільш ефективні схеми охолодження верхньої частини. Використовують перспективні конструкції компресійних кілець з нових протизносних матеріалів. Колінчаті вали обробляють сучасними технологіями в яких передбачається підвищення міцності. Якість сучасних матеріалів дає змогу обійтись без ковки. Для МОД заміна високолегованих сталей на модифіковані чугуни з графітом в 4-5 разів зменшує ціну колінчатого валу.

Нетрадиційні двоюясні конструкції циліндрового змащування для довгоходових машин значно підвищує моторесурс втулок.

Конструкції корінних та мотильових підшипників з тонкостінними вкладишами та багатоканальними дамбовими перегородками значно підвищує моторесурс та надійність.

Для підвищення ремонтпридатності у перспективних СОД колінчаті вали в основі роблять підвісними. Це дає змогу виконати заміну колінчатого валу з найменшими витратами на демонтаж, та в три рази швидше.

Сучасні гідропневматичні системи керування роботою механізмів газорозподілу МОД і СОД потребують постійного удосконалення та уніфікації для підвищення надійності.

Для підвищення ККД двигунів системи наддуву виконують двоступінчатими (два нагнітача в схемі працюють послідовно). Але конструкції газотурбонагнітачів повинні бути абсолютно простими, робочі органи ремонтпридатними, системи змащення - надійними.

Системи паливоподачі сьогодні використовують з безпосередньою подачею та акумуляторними, але всі елементи систем постійно удосконалюються і вимагають постійного контролю персоналом або системою автоматичного контролю. Локальні системи автоматики підвищують економічні показники двигунів на всіх режимах експлуатації. Та ці ж системи призначені для забезпечення безпеки мореплавства. Вони не тільки абсолютно раціонально керують впорскуванням, а й забезпечують екологічні вимоги. Системи, які ретельно з математичною чіткістю подають паливо, використовуються для керування подачі палива – в двопаливному варіанті, управляють пілотною подачею (це дизельне паливо – Газ).

Для забезпечення надійності морських двигунів при будівництві імениті фірми такі як:

Caterpillar Marine Power; Mitsubishi; Wartsila Sulzer; MTU Triedric; Rolls Royce; Man Diesel Group.

Відпрацьовують технології виробництва в яких використовують найновіші досягнення та передають їх ліцензіатам. Як міра якості по результатах експлуатації на 10 тисяч годин поломок у системах керування: MAN B&W – 7,4; Sulzer – 2,3; Бурмейстер і Вайн – 9,4.

Останніми етапами виробництва є стендові випробування для підтвердження технічних характеристик двигуна.

В двопаливних двигунах (високовязке паливо – природний газ), система автоматики, яка керує в водночас трьома працюючими системами паливоподачі [3, 4, 5]:

- система подачі дизельного палива;
- система подачі високов'язкого палива;
- система подачі природного газу;

що забезпечує безперебійну роботу головного двигуна на експлуатаційних та екстремальних режимах при стендових випробуваннях.

Після закінчення перевіряють кінематику та динаміку КШМ, врівноваження двигуна та роблять розрахунок на коливання (крутильні, поперечні, осьові). Ці коливання діють одночасно і взаємопов'язані. Кожен вид коливань має свій характерний вплив на двигун.

Під час експлуатації забезпечення надійності повинно виконуватись на протязі всього періоду роботи судна тільки при умові високого рівня професійної підготовки технічного персоналу. Всі планові та екстремальні ремонтні роботи повинні бути виконані абсолютно бездоганно. Реально виконати зазначені вимоги можуть бути виконані на 25% суден [6].

Надійна робота двигуна залежатиме від правильного вибору експлуатаційних режимів, з врахуванням гідрометеорологічних проблем.

Розрахунки положення швидкісних характеристик дадуть можливість побудувати обмежувальні характеристики, при яких параметри, потужність, середній тиск, циклова подача двигуна повинна бути нижче швидкісної режимної. Особливо має значення використання відповідних сортів палива.

Моделювання аварійних ситуацій з урахуванням теплової напруженості двигунів, критеріїв надійної роботи деталей сьогодні дозволяють сучасних системи діагностики.

Врахування впливу експлуатаційного фактору, на надійність сьогодні є найбільш проблемним.

Рівень автоматизації постійно зростає, зменшення кількості екіпажу приводить до психологічних перевантажень та стомленості. Це може привести до аварійних ситуацій, а низький рівень кваліфікації призводитиме до помилкових дій катастрофічного характеру.

Науково-технічний прогрес в двигунобудуванні враховує ці проблеми.

Але постійний аналіз аварій та катастроф з аналізом дій людини-оператора значно підвищує надійність.

Робота дизеля з перевантаженням допускається у виняткових випадках пов'язаних із загрозою для людського життя або безпеки судно, і тільки за наказом капітана. При роботі дизеля з перевантаженням повинні бути дотримані всі вимоги заводської інструкції з експлуатації, що стосується перевищення допустимих значень потужності і частоти обертання, а також тривалості роботи дизеля в режимі перевантаження.

Висновки:

1. Надійності ДВЗ забезпечується повністю при абсолютному відповідальному відношенню всіх тих, хто приймають участь в етапах проектування, виготовлення та експлуатації.

2. У роботі наведено аналіз критеріїв надійності судових ДВЗ, що має істотну практичну значимість, так як дозволяє підвищити рівень надійності двигуна;

3. Для підвищення рівня технічних характеристик дизеля вимоги при проектуванні, повинні враховувати зміни в конструкціях відповідно до тенденцій сучасного та перспективного розвитку СДВЗ.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Наливайко В.С., Тимошевський Б.Г., Ткаченко С.Г. (2015). *Суднові двигуни внутрішнього згорання: підручник для студентів ВНЗ*. Миколаїв: Торубара В. В.
2. MAN. (2019). *G-Type*. Retrieved from <https://marine.man-es.com/two-stroke/2-stroke-engines/g-type>
3. Wartsila. (2019). *Dual fuel engines*. Retrieved from <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/dual-fuel-engines>
4. Wartsila. (2019). *Wärtsilä awarded milestone order to supply 2-stroke dual-fuel engines for large LNG carriers*. Retrieved from <https://www.wartsila.com/media/news/09-09-2014-wartsila-awarded-milestone-order-to-supply-2-stroke-dual-fuel-engines-for-large-lng-carriers>
5. MAN. (2019). *ME-GI Applications*. Retrieved from <https://marine.man-es.com/two-stroke/2-stroke-engines/me-gi-engines>
6. Jan Babicz (2015) *Wärtsilä encyclopedia of ship technology Second Edition Consulting Naval Architect & Ship Surveyor*. Helsinki

Mysko V., Avdiunin R.

BASIC DIRECTIONS OF PROVISION OF RELIABILITY MARINE ENGINES

Abstract. *The main recommendations for improving the reliability criteria of marine internal combustion engines at the stages of design, manufacture and operation are considered. Recommendations are given on the trouble-free operation of diesels during operation and emergency conditions.*

Key words: *Reliability; MICE.*

Мисько В.А., Авдюнин Р.Ю.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Аннотация. *В работе рассмотрены основные рекомендации по повышению критериев надежности судовых двигателей внутреннего сгорания на этапах проектирования, изготовления и эксплуатации. Даны рекомендации по безотказной работе дизелей при эксплуатации и аварийных режимов.*

Ключевые слова: *Надежность, СДВС.*

УДК 629.12.03

**ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ
ЗА РАХУНОК МАГНІТНОЇ ОБРОБКИ ПАЛИВА**

Наливайко В.С., к.т.н., проф. НУК,
Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова
Авдюнін Р.Ю., викладач кафедри суднового машинобудування та енергетики
Богачук В.О., студент групи 1217ст
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова

Анотація. У роботі розглянуто можливість зменшення шкідливих викидів за допомогою магнітної обробки палива. Надані експериментальні дослідження, що підтверджують вплив магнітної обробки палива на зменшення викидів двигунів.

Ключові слова: Магнітна обробка палива; зменшення концентрації NOx.

За останні роки зі сторони міжнародних організацій (ІМО) значно підвищились вимоги до норм викиду з відпрацьованими газами СДВЗ різних токсичних речовин: CO, CH (C₂₀H₁₂), CO₂, NOx та ін. Із всіх перелічених викидів найбільш шкідливим є NOx, по відношенню до яких постійно впроваджуються більш жорсткі норми викидів, що наведені у таблиці. Контроль NOx здійснюється через контроль та вимоги відповідних сертифікацій, для видачі свідоцтва про запобігання забруднення повітря відповідно до норм 13.8, 5.3.2. Викид NOx контролює Annex IV для двигунів потужністю більше 130 кВт (Табл. 1) [1].

Таблиця 1. Норми викидів NOx у відпрацьованих газах СДВЗ

Tier	Дата побудови судна	Граничні викиди NOx (г/кВт·год) n – оберти двигуна (хв ⁻¹)		
		n < 130	n = 130 - 1999	n ≥ 2000
Tier I	1 січня 2000	17.0	45.n ^{-0.2} 720 rpm – 12.1	9.8
Tier II	1 січня 2011	14.4	44.n ^{-0.23} 720 rpm – 9.7	7.7
Tier III	1 січня 2016	3.4	9.n ^{-0.2} 720 rpm – 2.4	2.0

Раціональний вибір способу зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами ДВЗ знаходиться на межі між економічністю та екологічністю роботи двигуна щоб досягти вимог ІМО.

ВСІ ВІДОМІ МЕТОДИ МОЖНА РОЗПОДІЛИТИ НА ДВІ ГРУПИ:

- пасивні;
- активні.

ПАСИВНІ МЕТОДИ:

- 1) зменшення температури газів (за рахунок зміни параметрів циклу);
- 2) впорскування води (безпосереднє впорскування води в циліндр або впускний колектор);
- 3) рециркуляція газів (Exhaust Gas Recirculation, EGR);
- 4) використання на випускних системах газів поглиначів шкідливих компонентів (SCR-реакторів);

АКТИВНІ МЕТОДИ:

- 1) ультразвукова обробка палива [2];
- 2) магнітна обробка палива;
- 3) комбінована обробка палива.

До теперішнього часу багато питань [3,4], у частині використання магнітної обробки палива для дизельних двигунів залишається не вирішеною. Суперечливість відомих з літератури даних зумовлена випадковим вибором конструкції пристроїв, режимів впливу і відсутністю поточного контролю. Жоден з апаратів для магнітного впливу не виготовлений на підставі експериментально отриманих залежностей або досить обґрунтованих теоретичних передумов. У лабораторії ДВЗ ХФ НУК створено експериментальний стенд на базі двигуна 2С10,5/13 на якому проведено ряд досліджень, що підтверджують вплив магнітної обробки палива на СДВЗ (Рис. 1).

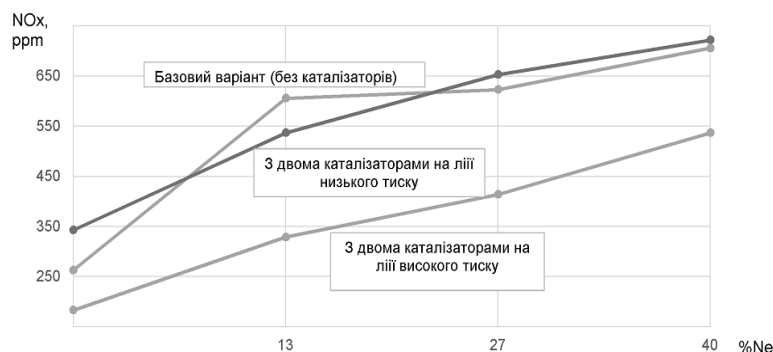


Рис. 1. Залежність викидів NOx від навантаження на двигун 2Ч10,5/13

На рисунку показано, що в залежності від тиску під якому знаходиться паливо залежить ефект магнітної обробки. В лабораторії ДВЗ розроблені та виготовлені пристрої для магнітної обробки палива (магнітні активатори (МАП)) для встановлення їх на лінії високого тиску після ПНВТ.

За електрофізичних властивостях вуглеводневі середовища відносяться до діелектриків і володіють дуже малою електричною провідністю. Діелектрична проникність палив залежить від фракційного складу і для дизельних палив $\epsilon = 2,160 - 2,195$.

У роботі [5] висунута гіпотеза можливості впливу зовнішніх магнітних полів (постійних і змінних) на швидкість окислення вуглеводнів у рідкій фазі при малих глибинах перетворення. На думку авторів, зміст впливу магнітного поля полягає в зміні частки виходу радикалів з утвореної пари.

При обробці вуглеводних палив електромагнітне поле переводить атоми молекул в порушену положення, яке призводить до їх переорієнтації згідно напрямки дії зовнішнього магнітного поля. Також в процесі переорієнтації відбувається збільшення відстані між атомами і зростання реакційної поверхні палива і як наслідок підвищення повноти згоряння [6]

Висновки:

1. До найбільш раціонального способу зменшення NOx є активний метод магнітної обробки палива, який впливає на міжатомні зв'язки молекул палива;
2. Магнітна обробка палива призводить до суттєвого зменшення концентрації NOx.
3. Модифікування палива шляхом магнітної обробки є одним з експлуатаційних властивостей вуглеводневого палива є одним з основних шляхів підвищення екологічності СДВЗ

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Nitrogen Oxides (NOx)-Regulation 13 Режим доступу: [http://www.imo.org/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx](http://www.imo.org/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx)
2. Сагин С. В., Солодовников В.Г. *Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа деталей двигателя.* – Новосибирск: (2014) С. 42 – 49.
3. Бганцев В.Н., *Оценка чувствительности биодизельного топлива к магнитной обработке по изменению цетанового числа.* - X: (2002).-С. 40-44.
4. Бганцев В.Н., *Влияние магнитной обработки топлива на экономические показатели малооборотного дизеля – М.* (2005). - №30 (43) – С. 162-164.
5. Кубарев С. И., *О возможности влияния магнитного поля на скорость жидкофазного окисления углеводородов* - Новосибирск, (1975).
6. Звонов В. А., *Токсичность двигателей внутреннего сгорания* М.: Машиностроение, (1981). 158 с.

Наливайко В.С., Авдюнин Р.Ю., Богачук В.О.

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ЗА СЧЁТ МАГНИТНОЙ ОБРАБОТКИ ТОПЛИВА

В работе рассмотрена возможность уменьшения вредных выбросов с помощью магнитной обработки топлива. Предоставлены экспериментальные исследования, подтверждающие влияние магнитной обработки топлива на уменьшение выбросов двигателей.

Ключевые слова: Магнитная обработка топлива; уменьшение концентрации NOx.

Nalyvaiko V., Avdiunin R., Bohachuk V.

THE IMPROVEMENT OF THE ECOLOGICAL CHARACTERISTICS OF THE COMBUSTION ENGINES DUE TO USING THE MAGNETIC TREATMENT OF THE FUEL

The research work examines the choice of a way of reducing harmful emissions using the magnetic fuel treatment. The experimental studies have been provided to confirm the effect of magnetic fuel treatment on the reduction of the engine's emissions.

Key words: Magnetic fuel treatment; reduction of NOx concentration.

УДК 621.577

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Орехов А.В. магистрант, Ткаченко И.М. магистрант

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Херсонский филиал, Украина

Анотация. Приведены результаты расчета избытка мощности утилизационной газовой турбины наддувочного турбокомпрессора сверх требуемой для привода наддувочного компрессора судовых малооборотных дизелей. Предложено использовать избыточную тепловую энергию уходящих газов в теплоиспользующей, в частности, эжекторной холодильной машине, охлаждающей наддувочный воздух. Показано, что использование в эжекторной холодильной машине теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха после турбокомпрессора обеспечивает дополнительное (по сравнению с водяным охлаждением) снижение температуры наддувочного воздуха и соответственно повышение КПД судовых малооборотных дизелей. Предложены схемные решения теплоиспользующих систем охлаждения наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей на базе эжекторной холодильной машины.

Ключевые слова: малооборотный дизель, утилизация, уходящие газы, охлаждение наддувочного воздуха, теплоиспользующая холодильная машина

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Одним из основных направлений улучшения показателей ДВС является совершенствование систем турбонаддува. Главным элементом этих систем является турбокомпрессор (ТК), в состав которого входят наддувочный компрессор и утилизационная турбина, использующая энергию уходящих газов для привода компрессора. Увеличение КПД и степени повышения давления ТК оказывает существенное влияние на показатели ДВС. Степени повышения давления современных компрессоров составляют $\pi_{\text{к}} = 3 \dots 4,5$ и их КПД $\eta_{\text{к}} = 0,75 \dots 0,85$. Если в середине прошлого столетия степени повышения давления не превышали $1,8 \dots 2,5$, то благодаря увеличению КПД современных компрессоров они выросли практически вдвое. При малых степенях повышения давления ТК дизелей 50-х годов мощность, вырабатываемая утилизационной турбиной, значительно превышала мощность, необходимую для привода наддувочного компрессора. Известно использование избыточной мощности утилизационной турбины для привода компрессора турбодетандерной (воздушной) холодильной машины, охлаждающей наддувочный воздух [1]. Хотя в современных высоконаддувных ДВС избыток мощности турбины над мощностью компрессора, необходимой для создания требуемых $\pi_{\text{к}}$, уже не столь значительный, все же его реализация для охлаждения наддувочного воздуха может обеспечить заметное повышение топливной экономичности ДВС.

Целью исследования является оценка целесообразности охлаждения наддувочного воздуха ДВС эжекторными холодильными машинами, использующими избыточную, сверх необходимой для наддувочного ТК, тепловую энергию уходящих газов.

2. Анализ результатов исследования

Оценка избытка мощности утилизационной турбины N_t над мощностью наддувочного компрессора N_k , необходимой для создания требуемого давления наддува, произведена для мощностного ряда малооборотных дизелей (МОД) фирмы "Вяртсила Нью Зульцер" [2]. При этом резерв мощности турбины определяли в виде отношения $\Delta N_{\text{тк}} = (N_t - N_k)/N_k$.

Расчеты выполнены с учетом влияния температуры окружающего воздуха $t_{\text{ов}}$ на входе компрессора ТК на температуру уходящих газов t_1 на входе утилизационной турбины ТК: $t_1 = f(t_{\text{ов}})$. Так, согласно данным фирм "МАН – Бурмейстер и Вайн" и "Вяртсила Нью Зульцер" повышение температуры наружного воздуха на входе ТК на 10°C вызывает возрастание температуры газов на выходе из ДВС на 16°C .

Учитывали также зависимость КПД компрессора $\eta_{\text{к}}$ от степени повышения давления $\pi_{\text{к}}$: $\eta_{\text{к}} = 0,80$ при $\pi_{\text{к}} = 3$ и $\eta_{\text{к}} = 0,85$ при $\pi_{\text{к}} = 4$.

Результаты расчетов избытка мощности турбины сверх необходимой мощности компрессора $\Delta N_{\text{тк}}$ в зависимости от температуры окружающего воздуха $t_{\text{ов}}$ на входе ТК, выполненных для малооборотного дизеля 5RTA 52 мощностью $N_e = 8000$ кВт, представлены на рис. 1.

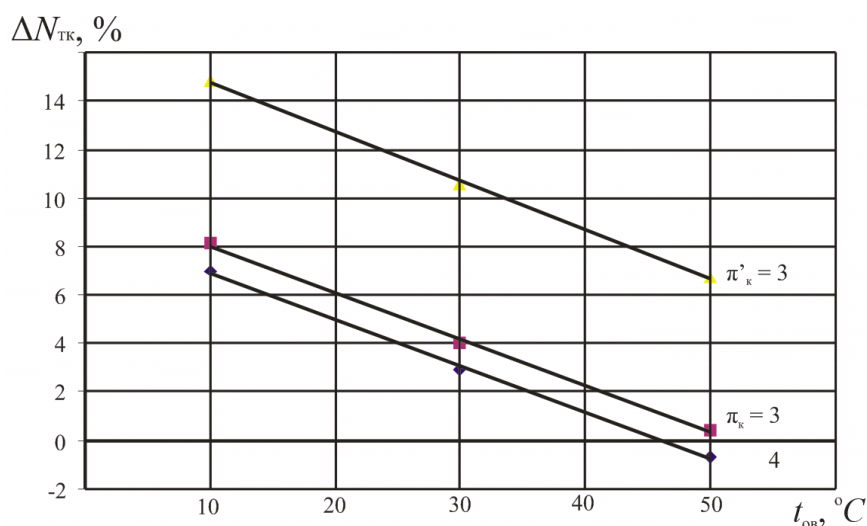


Рис 1. Избыток мощности турбины сверх необходимой для наддува мощности компрессора ΔN_{TK} в зависимости от температуры окружающего воздуха $t_{об}$ на входе ТК: π_k' – с учетом $\eta_k = f(\pi_k)$; π_k – без учета $\eta_k = f(\pi_k)$

Как видно, учет зависимости КПД компрессора η_k от степени повышения давления π_k : $\eta_k = f(\pi_k)$ существенно отражается на результатах расчета. При этом действительные величины резерва мощности ТК оказываются намного большими: $\Delta N_{TK} = 8...15\%$ при $\pi_k = 3$ в интервале температур $t_{об} = 10...45\text{ }^\circ C$ с учетом зависимости $\eta_k = f(\pi_k)$, тогда как $\Delta N_{TK} = 2...8\%$ без учета $\eta_k = f(\pi_k)$. Совпадение на рис. 1 графиков, соответствующих резервам мощности ТК ΔN_{TK} с учетом зависимости $\eta_k = f(\pi_k)$ и без ее учета при $\pi_k = 4$, обусловлено тем, что в исходном варианте без учета зависимости $\eta_k = f(\pi_k)$ принимали $\eta_k = 0,80$, т.е. равным такому же значению, что и с учетом $\eta_k = f(\pi_k)$.

То обстоятельство, что при $\pi_k = 3$ резерв мощности ΔN_{TK} больше, чем при $\pi_k = 4$, указывает на нецелесообразность его реализации повышением давления в наддувочном ТК, как это осуществлялось путем создания избыточного давления (сверх давления наддува), который в свою очередь использовался в турбодетандерной (воздушной) холодильной машины, охлаждающей наддувочный воздух в ДВС фирмы "Купер–Бессемер" [1].

Очевидно, что избыток тепловой энергии уходящих газов может быть реализован теплоиспользующей, в частности, эжекторной холодильной машиной как конструктивно наиболее простой. Для этого необходимо часть уходящих газов направить мимо турбины ТК. Количество байпасируемого газа пропорционально превышению мощности турбины над мощностью компрессора и, как следует из рис. 1, составляет $10...15\%$. Это количество зависит от температуры наддувочного воздуха t_k на нагнетании компрессора, в свою очередь зависящей от температуры окружающего воздуха $t_{об}$ на его всасывании, так как ее повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов $t_{гр}$ и, соответственно, теплосодержания, срабатываемого в утилизирующей турбине (рис. 2).

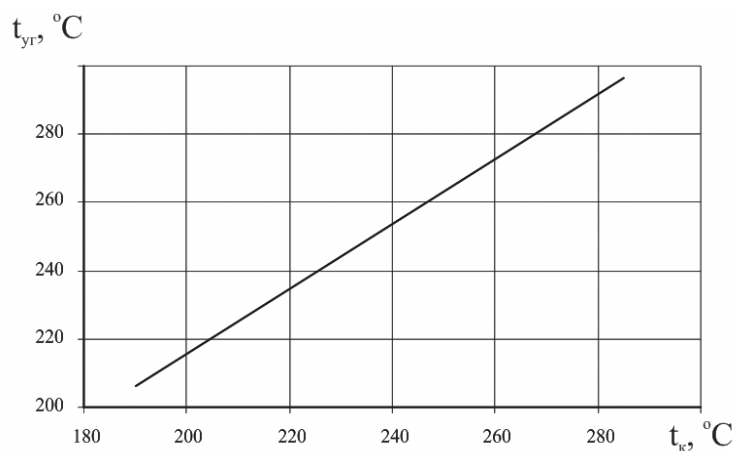


Рис. 2. Зависимость температуры уходящих газов $t_{гр}$ от температуры воздуха на выходе из компрессора t_k

Как видно, зависимость температуры уходящих газов t_{gr} от температуры наддувочного воздуха на выходе из компрессора t_k имеет линейный характер и может быть описана уравнением $t_{gr} = 0,95t_k + 26,2$, °С, согласно которому при увеличении температуры воздуха на выходе из компрессора на 10 °С температура уходящих газов повышается на 9,5 °С.

Мощности турбины N_T и компрессора N_K ТК для ряда малооборотных дизелей "Вяртсила Нью Зульцер" в зависимости от мощности дизеля N_e с учетом зависимости температуры уходящих газов на входе турбины ТК от температуры наружного воздуха приведены на рис. 3.

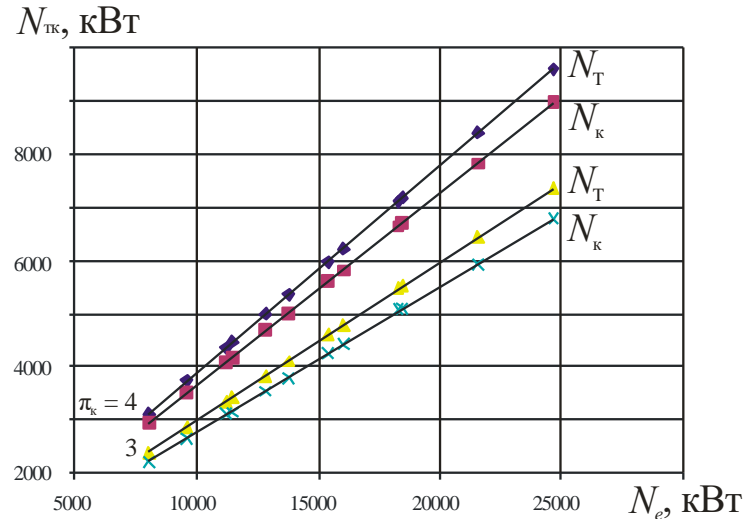


Рис 3. Мощности турбины N_T и компрессора N_K в зависимости от мощности дизеля N_e при разной степени повышения давления π_k : \blacktriangle , \times – $\pi_k = 3$; \blacklozenge , \blacksquare – $\pi_k = 4$

Как видно, для всего ряда мощностей N_e МОД "Вяртсила Нью Зульцер" имеет место резерв мощности ТК.

При повышении мощности двигателя разница мощностей турбины и компрессора, выраженная в абсолютных величинах, увеличивается, тогда как в относительных величинах она остается практически постоянной.

Следует заметить, что расчет ТК проводился, исходя из пессимистического варианта, когда ряд коэффициентов принимался для худших, с точки зрения образования резерва мощности, условий. Если же исходить из оптимистического расчета, то превышение мощности турбины над мощностью компрессора может достигать 30 %.

Как отмечалось, избыток тепловой энергии уходящих газов может быть реализован теплоиспользующей эжекторной холодильной машиной (ЭХМ), для чего часть уходящих газов направляют мимо турбины ТК на ЭХМ. Количество байпасируемого газа пропорционально превышению мощности турбины над мощностью компрессора, то есть составляет 10...15 %. Схема такой установки представлена на рис. 4.

Так как температура газов на входе в генератор ЭХМ, установленный на байпасной линии, составляет около 450 °С, а на выходе из него около 280 °С, то срабатываемый тепловой потенциал достаточно велик, даже с учетом того, что через байпас проходит не всё количество уходящих газов, а около 15 % от их общего количества.

Испарители теплоиспользующих ЭХМ целесообразно включать в контур охлаждающей воды ОНВ, а не непосредственно в тракт наддувочного воздуха. Схема такой установки приведена на рис. 5.

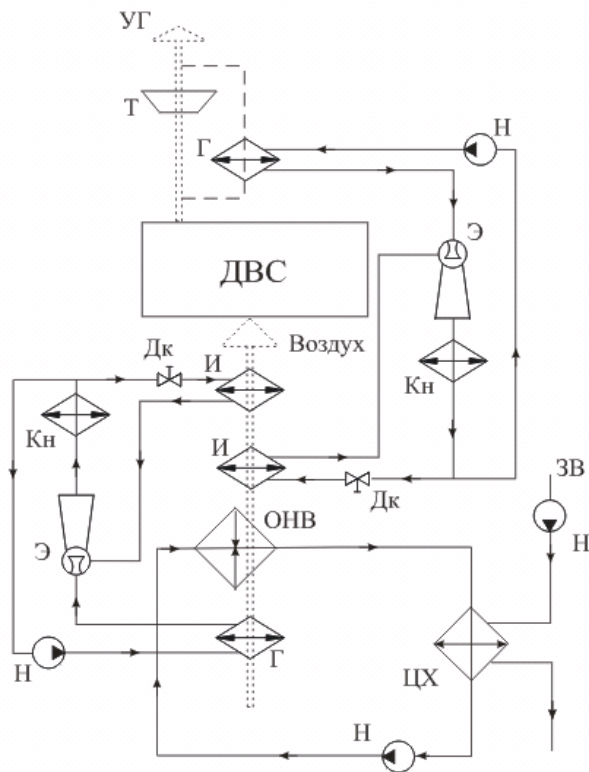


Рис. 4. Вариант применения ЭХМ для охлаждения наддувочного воздуха:

УГ – уходящие газы; Т – турбина; Г – генератор; Н – насос; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; ЗВ – забортная вода; ЦХ – центральный холодильник.

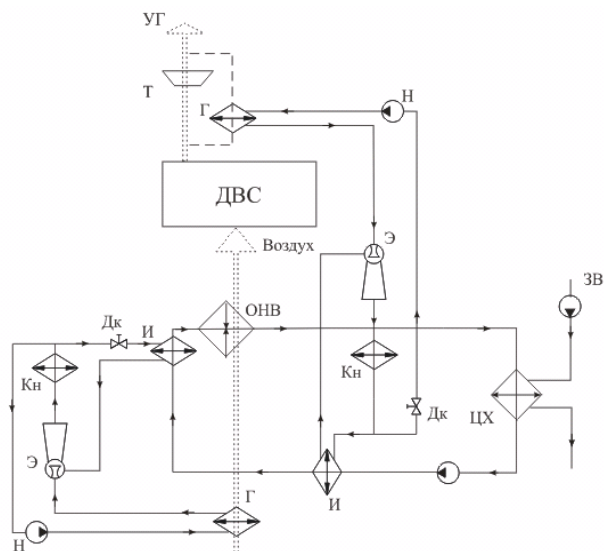


Рис. 5. Вариант применения ЭХМ для охлаждения пресной воды контура ОНВ

УГ – уходящие газы; Т – турбина; Г – генератор; Н – насос; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; ЗВ – забортная вода; ЦХ – центральный холодильник.

Исключение испарителя ЭХМ на НРТ из воздушного тракта дизеля повышает безопасность ее эксплуатации. Кроме того, габариты испарителя-охладителя воды значительно меньше, чем охладителя воздуха, поскольку интенсивность теплоотдачи к воде намного больше, чем к воздуху.

Результаты расчетов показали, что использование избыточной тепловой энергии уходящих газов и наддувочного воздуха в ЭХМ обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 20...35 °С (по сравнению с водяным охлаждением) и соответственно повышение КПД МОД примерно на 2 %.

Следует отметить, что достоверность результатов расчета резерва мощности ТК и справедливость предложенного принципа реализации избыточной энергии уходящих газов (схемы на рис. 4 и 5) подтверждаются концепцией и практикой эксплуатации турбокомпаундных систем (ТКС) утилизации энергии уходящих газов судовых МОД ведущих дизелестроительных фирм "MAN – Бурмейстер и Вайн" и "Вяртсила Нью Зульцер" [3, 4]. В таких ТКС резерв мощности ТК, а следовательно, и избыточная энергии уходящих газов, реализуются в дополнительной (к основной утилизационной турбине наддувочного ТК) утилизационной газовой турбине, устанавливаемой на обводной линии основной утилизационной газовой турбины ТК, расход газов через которую составляет 10...15 % от общего их количества, поступающего из выпускного ресивера. Практически такое же значение избытка мощности турбины, $\Delta N_{TK} = 8...15 \%$, получено нами в интервале температур $t_{об} = 45...10 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 1).

Выводы

1. Применение ЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха после ТК и теплоту уходящих газов для охлаждения наддувочного воздуха, обеспечивает дополнительное снижение температуры наддувочного воздуха на 20...35 °С (по сравнению с водяным охлаждением) и соответственно повышение КПД МОД примерно на 2 %.
2. Предложены схемные решения систем охлаждения наддувочного воздуха судовых ДВС на базе ЭХМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt // Dieselmotoren, "MTZ". – 1964. – Nr. 5. – S. 188–195.
2. Sulzer RTA-U. Engine selection and project manual.. 25.28.07.40 – Issue XII.98 – Rev. 0 - http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/brochures/project_guides/rta72u_b.pdf
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.-<http://www.mandiesel.com/files/news/files/5055/P3339161.pdf>.
4. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. -http://www.mandiesel.com/files/news/files/762/5510-0005.00pr_low.pdf.

ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ

Орехов А.В. магістрант, Ткаченко І.М. магістрант

Приведено результати розрахунку надлишку потужності утилізаційної газової турбіни наддувочного турбокомпресора понад тої, що потребується, для приводу наддувочного компресора судових малообертових дизелів. Запропоновано використовувати надлишкову теплову енергію відхідних газів у тепловикористовуючій, зокрема, в ежекторній холодильній машині, що охолоджує наддувне повітря. Показано, що використання в ежекторній холодильній машині теплоти відхідних газів та наддувочного повітря після турбокомпресора забезпечує додаткове (порівняно з водяним охолодженням) зниження температури наддувочного повітря й відповідно збільшення ККД судових малообертових дизелів. Запропоновано схемні рішення тепловикористовуючих систем охолодження наддувочного повітря судових малообертових дизелів на базі ежекторної холодильної машини.

Ключові слова: малообертвий дизель, утилізація, відхідні гази, охолодження наддувочного повітря, тепловикористовуюча холодильна машина.

USING OF EXHAUSTED GASES HEAT FOR CHARGE AIR COOLING OF SHIP LOW SPEED DIESEL ENGINES

Orehov A. V., Tkachenko I. M.

The results of calculation of surplus power of utilization gas turbine of turbocharger over required for the drive of charge air compressor of ship low speed diesel engines are shown. It is suggested to use surplus thermal energy of exhausted gases in waste heat recovery machine, in particular, to the ejection refrigeration machine cooling charge air. It is shown that the use in the ejection refrigeration machine the heat of exhausted gases and charge air after turbocharger provides the additional (as compared to the aquatic cooling) decline of temperature of charge air and accordingly increase of output-input ratio of ship low speed diesel engines. Scheme solutions of the waste heat recovery systems of charge air cooling of ship low speed diesel engines on the base of ejection refrigeration machine are offered.

Key words: low speed diesel engine, utilization, exhaust gases, scavenge air cooling, waste heat recovery refrigeration machine.

УДК 621.434.13

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ ЧОТИРИТАКНОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ПРАЦЮЮЧОГО ПО СУМІЩЕНОМУ РОБОЧОМУ ЦИКЛУ

Наливайко В.С., професор

Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова

Авдюнін Р.Ю., викладач

Завійський Д.О., студент

Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова

Анотація. В роботі розглянуто можливість створення чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння, характерною особливістю якого є робота по суміщеному робочому циклу. Розроблено перспективну конструкцію двигуна та описано принцип його роботи.

Ключові слова: Суміщений робочий цикл, ДВЗ

Двигун працює по чотиритактному циклу, що забезпечує рівномірність роботи окремих циліндрів, проте це призводить до втрати частини потужності двигуна при газообміні. Типові двигуни дозволяють отримати необхідну потужність, однак в них умови роботи окремих циліндрів неоднакові, так як частина на них працює по чотиритактному, а інша частина по двотактному циклу. Це призводить до погіршення його показників. [1]

Підвищення потужності двигуна досягається тим, що містить один циліндр, забезпечений продувними вікнами, підведеними до продувного каналу, механізм газорозподілу, що містить поворотну заслінку, розміщену в продувочному каналі, і випускний клапан, зв'язаний з випускною кулачковою шайбою і привод, зв'язаний з колінчатим валом, який відрізняється тим, що для збільшення потужності, випускна кулачкова шайба забезпечена двома кулачками, розташованими під кутом $90-110^\circ$, а привод зв'язаний з механізмом газорозподілу з колінчатим валом, виконаний з передаточним відношенням 1:3. [2, 3]

Конструкція двигуна.

Двигун містить один циліндр 1 (рис. 1), механізм газорозподілу що складається з поворотної заслінки 2, впускного клапану 3, зв'язану з впускною кулачковою шайбою 4, і випускним клапаном 5, зв'язану з випускною кулачковою шайбою 6, привод що, сполучає механізм газорозподілу з колінчатим валом з передаточним відношенням 1:3 і встановлений в циліндрі 1 поршень 7. Циліндр 1 містить продувочні вікна 8, з'єднані з продувочним каналом 9, в якому розміщена поворотна заслінка 2. Впускні і випускні клапани встановлені в кришці 10 циліндра.

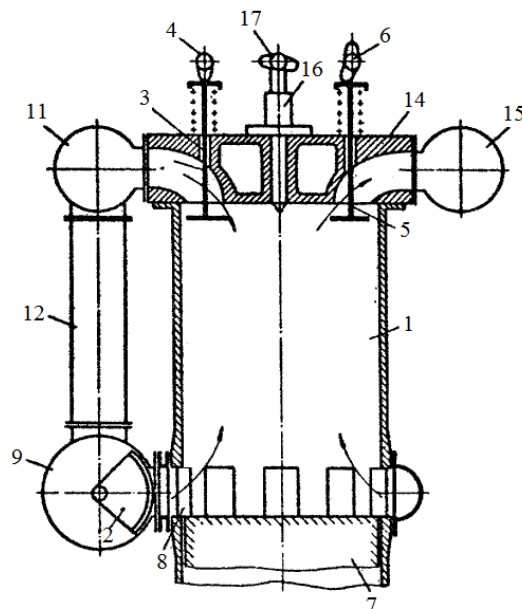


Рис. 1. Загальний вид двигуна

Впускний клапан 2 поєднаний з циліндром 1 та з впускним колектором 11. Останній поєднаний з трубопроводом 12 та продувочним каналом 9. Впускний клапан 5 поєднує циліндр 1 з випускним колектором 13. Випускна кулачкова шайба (рис. 2) 6 забезпечена двома різнопрофільними кулачками 14 і 15, розміщеними під кутом $90-110^\circ$. Кулачок 14 має профіль з кутом $25-35^\circ$, а кулачок 15 з кутом $65-75^\circ$. В кришці 9 циліндра встановлена насос-форсунка 16 з керованою кулачковою шайбою 17, виконаною аналогічно випускній кулачкової шайбі 6, але з кулачками однакового профілю.

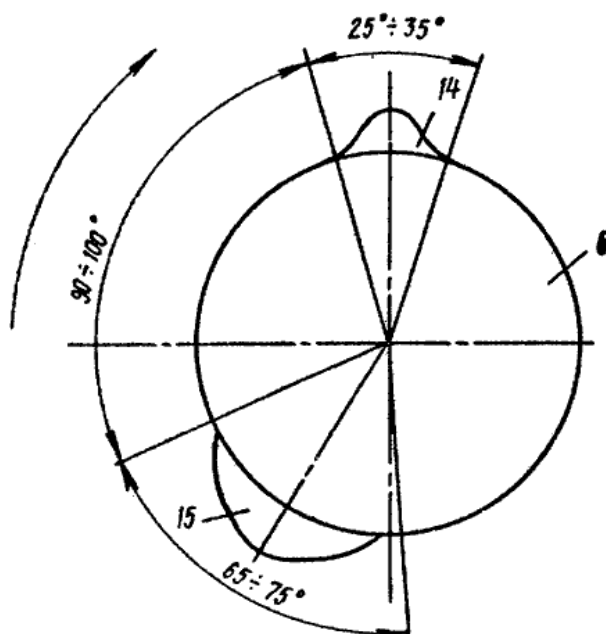


Рис. 2. Випускна кулачкова шайба

При першому ході поршня 7 від верхньої мертвої точки (ВМТ) до нижньої мертвої точки (НМТ) впускний клапан 3 відкривається за допомогою впускної кулачкової шайби 4. В циліндр 1 надходить повітря із впускного колектора 11 (ділянка а-б на діаграмі рис. 3). Продувочні вікна 8 при цьому перекриті поворотною заслінкою 2. Далі при русі поршня 7 від НМТ до ВМТ впускний клапан 3 закривається. В циліндрі проходить стиснення повітря, що надійшло (ділянка б-в). При русі поршня до ВМТ, через насос-форсунку 16 подається паливо, після займання якого здійснюється робочий хід поршня (ділянка в-г), котра закінчується при підході поршня до НМТ.

В цей момент за допомогою впускної кулачкової шайби 6 починається відкриття випускного клапана 5 і відбувається вільний випуск відпрацьованих газів ділянка (г-д). При подальшому русі поршня 7 до НМТ відкриваються продувочні вікна 8, котрі до цього моменту з'єднані поворотною заслінкою 2 при допомозі привода з продувочним каналом 9.

Із останнього в циліндр 1 надходить повітря, витісняючи залишкові відпрацьовані гази ділянка (д-е), що продовжується і на початковій ділянці руху поршня 7 до ВМТ. В момент перекриття поршнем 7 до ВМТ. В момент перекриття поршнем 7 продувочних вікон 8 випускний клапан 5 також закривається, що забезпечується відповідним профілем одного з кулачків впускної кулачкової шайби 6. В циліндрі 1 відбувається стиснення повітря (ділянка е-ж). У ВМТ виконується вторинна подача палива насос-форсункою 16. Потім відбувається наступний робочий хід (ділянка ж-з). При підході поршня 7 до НМТ починається друге відкриття випускного клапана 5, що забезпечується виконанням впускною кулачковою шайбою 6 з двома кулачками і передаточним відношенням привода. В циліндрі 1 відбувається при наступному ході поршня 7 від НМТ до ВМТ (ділянка з-и). В подальшому цикл повторюється.

Таким чином, на кожні три оберти колінчатого валу здійснюється два робочих хода, що забезпечує збільшення потужності в порівнянні з чотиритактним двигуном, при однакових умовах роботи окремих циліндрів. При цьому є повні такти впуску и випуску, що покращує періодично процес газообміну в порівнянні з двотактним двигуном.

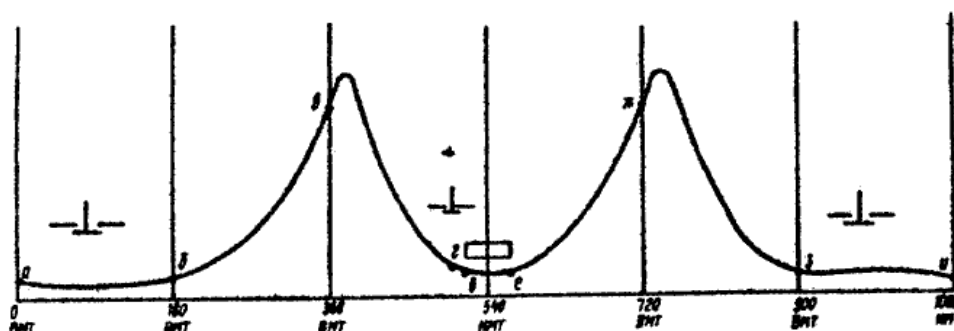


Рис. 3. Індикаторна діаграма двигуна

Висновок В роботі запропоновано перспективну конструкцію двигуна, що працює по суміщеному робочому циклу, та має ряд переваг, таких як: збільшена потужність при однакових умовах та покращені процеси газообміну.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Мищенко, Н.И. (1998). *Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания.* Донецк: Лебедь.
2. Чириков, К.Ю. (1976). *Необычные двигатели.* М: "Знание".
3. Тер-Мкртчян, Г.Г. (2015) *Двигатели внутреннего сгорания с нетрадиционными рабочими циклами: учеб. пособие.* М.: МАДИ.

Наливайко В.С., Авдюнин Р.Ю., Завийский Д.О.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ ЧЕТЫРЁХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО СОВМЕЩЕННОМУ РАБОЧЕМУ ЦИКЛУ

В работе рассмотрена возможность создания четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, характерной особенностью которого является работа по совмещенному рабочему циклу. Разработана перспективная конструкция двигателя и описан принцип его работы.

Ключевые слова: совмещенный рабочий цикл, ДВС

Nalyvaiko V., Avdiunin R., Zaviiskyi D.

RESEARCH OF THE POSSIBILITY OF CREATING A FOUR-STROKE INTERNAL COMBUSTION ENGINE OPERATING ON A JOINT WORK CYCLE

The paper considers the possibility of creating a four-stroke internal combustion engine, a characteristic feature of which is work on a combined duty cycle. A promising engine design is developed and the principle of its operation is described.

Key words: ship oil-contaminated water, purification methods, requirements, operation.

УДК 621.43.041.6

ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ ПО ПРОИЗВОДНОЙ ДАВЛЕНИЯ

А. В. ЕРЫГАНОВ, канд. техн. наук

Одесский национальный морской университет

Украина, Одесса

a.yeryganov@gmail.com

Аннотация. При политропном сжатии рабочего тела в цилиндре дизеля положение экстремумов производных любого порядка от давления по углу поворота коленчатого вала инвариантны относительно давления и зависят только от конструктивных данных двигателя и показателя политропного сжатия. Исследовано влияние протечек на координату экстремума первой производной давления по углу поворота коленчатого вала двигателя.

Ключевые слова: дизель, индикаторная диаграмма, верхняя мертвая точка, инвариантность, протечки.

Введение Большая погрешность при аппаратном определении верхней мёртвой точки (ВМТ) индикаторной диаграммы дизеля привела к тому, что широкое распространение получили алгоритмические методы определения ВМТ [1]. Положение ВМТ вначале оценивают по предварительным алгоритмам, а затем дополнительно уточняют. При этом необходимо исследовать влияние протечек заряда через детали цилиндро-поршневой группы (ЦПГ).

1. Постановка задачи

Алгоритмическое определение ВМТ основано на том факте, что при «чистом сжатии» рабочего тела в цилиндре давление в ВМТ достигает своего максимума. При этом производная давления по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) будет равна нулю [2]:

$$dP / d\varphi_{\text{ВМТ}} = 0. \quad (1)$$

Однако на участке сжатия индикаторной диаграммы (рис. 1) эта точка, по сути, отсутствует, если сгорание в цилиндре происходит до ВМТ (что типично для подавляющего большинства дизелей). Также необходимо учесть влияние протечек рабочего тела через детали ЦПГ.

2. Свойства кривой сжатия рабочего тела

Принято, что на участке индикаторной диаграммы от начала сжатия до начала сгорания величины давления подчиняются закону политропного сжатия $PV^n = \text{const}$ [3].

Кривая политропного сжатия рабочего тела обладает следующим свойством: отношение производной

давления любого порядка к самому давлению, инвариантно относительно давления. Это следует из того, что в уравнении политропного сжатия аргумент и функция легко разделяются: $P = \text{const} / V^n$. Поэтому при взятии производной m -го порядка по углу ПКВ от указанного выражения слева всегда будет только производная $P^{(m)}$, а справа – только производная вида $(\text{const} / V^n)^{(m)}$. В результате получаем:

$$P^{(m)} = \left(\frac{\text{const}}{V^n} \right)^{(m)} = \text{const} \left[\left(V^{-n} \right)^{(m)} \right]$$

$$\frac{P^{(m)}}{P} = \text{const} \left[\left(V^{-n} \right)^{(m)} \right] / \left(\frac{\text{const}}{V^n} \right) = V^n \left[\left(V^{-n} \right)^{(m)} \right]. \quad (2)$$

Т. к. слева – выражение, зависящее только от геометрических размеров деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ), величины показателя политропного сжатия n и угла ПКВ ϕ , то из этого следует, что положение точек $P^{(m)} = 0$ не зависит от давления.

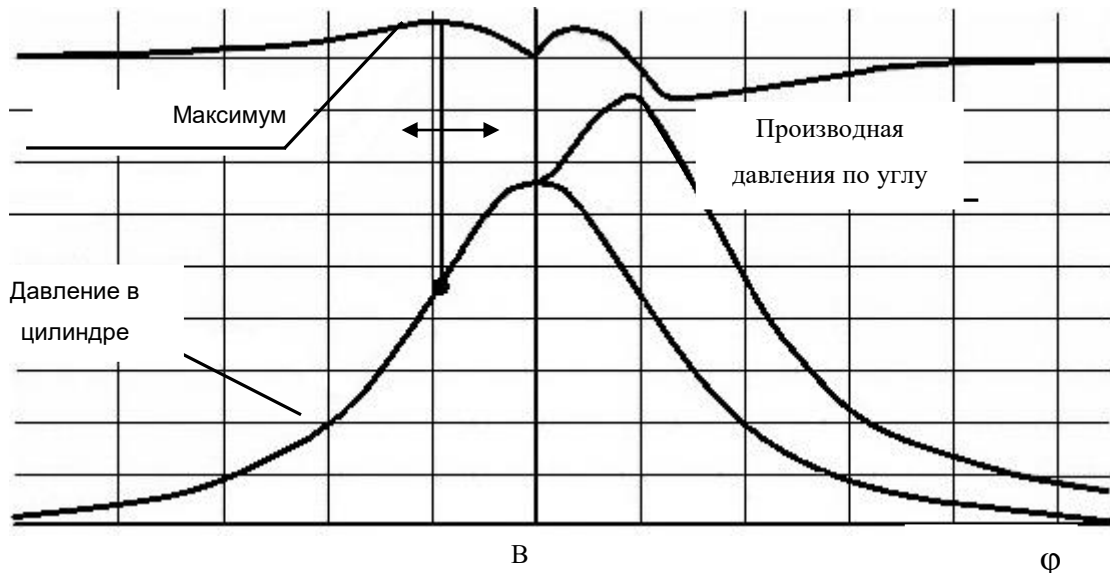


Рис. 1. Пример изменения давления в цилиндре и производной давления по углу поворота коленвала у судового малооборотного дизеля

Полученное решение позволяет разработать некоторые приложения к доказанному утверждению.

3. Приложения

1) Определение по индикаторной диаграмме объема камеры сжатия. Приняты следующие допущения: а) частота вращения коленчатого вала известна и неизменна во времени; б) нагрузка двигателя постоянна; в) положение ВМТ определено. Запишем выражение для второй производной давления по углу ПКВ:

$$P' = -\text{const} \cdot n \cdot V' / V^{n+1}$$

$$P'' = -\text{const} \cdot n \cdot V^{-(n+1)} \left(V'' - (n+1) \frac{(V')^2}{V} \right)$$

Запишем выражение (2):

$$\frac{P''}{P} = \frac{-\text{const} \cdot n \cdot V^{-(n+1)} \left(V'' - (n+1) \frac{(V')^2}{V} \right)}{\text{const} \cdot V^{-n}} =$$

$$= -\frac{n}{V} \left(V'' - (n+1) \frac{(V')^2}{V} \right).$$

Рассмотрим его в точке максимума первой производной от давления по углу ПКВ. Т. е. $P' \rightarrow \max$, $P'' = 0$, а значит и вся левая часть последнего выражения равна нулю. Угол ПКВ $\phi = \phi_m$, соответствующий последнему условию, определяется только геометрическими размерами деталей КШМ и величиной показателя политропного сжатия n . Обозначив индексом « m » величины, соответствующие углу ПКВ ϕ_m , получаем:

$$V_M = (n+1) \frac{(V'_M)^2}{V''_M}, \quad (3)$$

где

$$V_M = V_c + \frac{\pi D^2 S}{8} \left(1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \varphi_M - \sqrt{\Phi_M} \right),$$

$$V'_M = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(\sin \varphi_M + \frac{\sin 2\varphi_M}{2\sqrt{\Phi_M}} \right),$$

$$V''_M = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(\cos \varphi_M + \frac{\sin^2 2\varphi_M + 4\Phi_M \cos 2\varphi_M}{4\Phi_M^{3/2}} \right).$$

В этих выражениях: V_c – объём камеры сжатия, m^3 ; D – диаметр поршня, m ; S – ход поршня, m ; λ – отношение длины шатуна к радиусу кривошипа, $\Phi_M = 1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi_M$. Решив (3) относительно V_c , находим неизвестную величину – объём камеры сжатия.

2) Определение по индикаторной диаграмме положения ВМТ. Если при допущениях (а) и (б), упомянутых в приложении 1, уравнение (3) при известном объёме камеры сжатия V_c решить относительно угла φ_M , то станет известным положение точки $P' \rightarrow \max$ относительно ВМТ. Примечательно, что положение точки $P' \rightarrow \max$ станет известным ещё до начала индицирования.

3) Определение по индикаторной диаграмме положения ВМТ и объёма камеры сжатия. Зачастую к индицированию двигателя приступают при неизвестном V_c . В то же время, определить положение ВМТ из уравнения (3), не зная при этом V_c , попросту невозможно. Чтобы решить поставленную задачу (исходя из результатов индицирования, рассчитать положение ВМТ при неизвестном V_c), запишем выражение для первой производной давления по углу ПКВ, исходя из уравнения политропы сжатия (при этом приняты допущения (а) и (б) из приложения 1):

$$P'V + nPV' = 0.$$

Для $\varphi = \varphi_M$ (т. е. в точке $P' \rightarrow \max$)

$$P'_M = -nP_M V'_M / V_M,$$

где P_M и P'_M – значение давления и его производной по углу ПКВ при $\varphi = \varphi_M$.

Запишем систему уравнений:

$$\begin{cases} V_M = (n+1)(V'_M)^2 / V''_M \\ P'_M = -nP_M V'_M / V_M \end{cases}$$

Для системы из двух уравнений имеем два неизвестных: 1) φ_M – угол, соответствующий точке $P' \rightarrow \max$; 2) объём камеры сжатия V_c .

Из системы получаем:

$$P_M = -(n+1)P'_M V'_M / (nV''_M).$$

Из этого уравнения можно определить угол φ_M . Подставив найденное значение φ_M в первое уравнение системы, получаем значение объёма камеры сжатия V_c .

Значение n при предварительной оценке положения ВМТ можно брать, исходя из уже известных данных. Так, например, для широкого класса судовых дизелей считается, что $n \approx 1,37$.

Ниже в таблицах приведены результаты расчётов φ_M (угла, соответствующего точке $P' \rightarrow \max$) и теоретической степени сжатия ϵ ($\epsilon = (V_c + V_s) / V_c$, где $V_s = \pi D^2 S / 4$) для некоторых из двигателей; при расчётах для всех описанных приложений при расчёте неизвестных ϵ и φ_M показатель политропы сжатия n был принят равным 1,37.

Таблиця 1

Исходные данные для расчёта

Наименование двигателя	Конструктивные данные по двигателю						Данные, полученные экспериментально		
	Тактность	Частота вращения, мин ⁻¹	D, м	S, м	λ	Степень сжатия ϵ	Угол ϕ_m , градусы	Давление P_m , бар	Производная давления по углу ПКВ P'_m , бар/°ПКВ
MAN-B&W 6S50MC	2	100	0,5	2,0	0,4878	18,1	-11,8	72,18	3,501
YANMAR 6EY18ALW	4	900	0,18	0,28	0,25926	15	-14	90,49	3,678
MAN 5L23/30	4	720	0,225	0,3	0,25	13	-15	56,86	2,127

Таблиця 2

Результаты расчёта

Наименование двигателя	Номер приложения, использованного для расчёта			
	1	2	3	
	Значение, полученное при расчёте неизвестной величины, с использованием указанного приложения			
	ϵ	ϕ_m , °ПКВ	ϵ	ϕ_m , °ПКВ
MAN-B&W 6S50MC	17,2	-11,7	18,1	-11,6
YANMAR 6EY18ALW	14,52	-14	15,4	-13,8
MAN 5L23/30	13,02	-15,2	13,3	-14,9

4. Влияние протечек на положение точки максимальной скорости сжатия

Система уравнений (первого закона термодинамики и состояния рабочего тела) для численного моделирования рабочего процесса приведена в [4]. Для установившихся процессов в качестве независимой переменной удобнее использовать угол ПКВ: Система уравнений для процесса сжатия с учётом протечек рабочего тела имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_v G \frac{dT}{d\phi} + c_v T \frac{dG}{d\phi} = -P \frac{dV}{d\phi} + \frac{\delta Q_w}{d\phi} - i_3 \frac{dG}{d\phi}; \\ \frac{dP}{d\phi} V + \frac{dV}{d\phi} P = R \left(\frac{dG}{d\phi} T + \frac{dT}{d\phi} G \right), \end{array} \right.$$

где $dG_y/d\phi = dG/d\phi$.

ϕ – текущий угол ПКВ, радиан;

c_v – удельная массовая теплоёмкость газов в цилиндре при постоянном объёме, Дж/(кг·К);

G – масса газов в цилиндре, кг;

T – средняя температура газов в цилиндре, К;

Q_w – количество теплоты, полученное газами в результате теплообмена со стенками цилиндра, Дж;

P – давление газов в цилиндре, Па;

V – текущий объём цилиндра, м³;

i_3 – средняя удельная энтальпия газов в цилиндре, Дж/кг;

G_y – масса воздуха, теряемого через поршневые кольца, кг;

R – газовая постоянная смеси (287 Дж/(кг·К)).

При расчёте протечек рабочего тела применяют модель, состоящую из цилиндра, пространства между кольцами и подпоршневого пространства (для 2-хтакного) или картера (для 4-хтакного двигателя) (см. рис. 2).

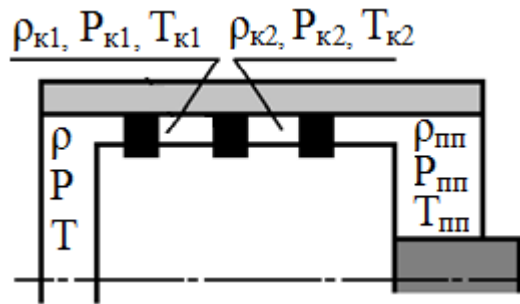


Рис. 2. Схема расчёта утечек из цилиндра

На рис. 2 $\rho_{пн}$, $P_{пн}$, $T_{пн}$ обозначены, соответственно, плотность, давление и температура рабочего тела в подпоршневом пространстве; ρ , P , T – плотность, давление и температура в цилиндре; $\rho_{к1}$, $P_{к1}$, $T_{к1}$ и $\rho_{к2}$, $P_{к2}$, $T_{к2}$ – те же параметры в пространствах между поршневыми кольцами.

Уравнения для количественного расчёта утечек имеют тот же вид, что и для расчёта параметров рабочего тела в цилиндре с тем лишь отличием, что в пространстве между кольцами не совершается работа:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_{v_i} G_i \frac{dT_i}{d\varphi} + c_{v_i} T_i \frac{dG_i}{d\varphi} = \frac{\delta Q_{w_i}}{d\varphi} - i \frac{dG_i}{d\varphi}; \\ \frac{dP_i}{d\varphi} V_i = R \left(\frac{dG_i}{d\varphi} T_i + \frac{dT_i}{d\varphi} G_i \right); \\ \frac{dG_i}{d\varphi} = \frac{dG_{i,i-1}}{d\varphi} + \frac{dG_{i,i+1}}{d\varphi}. \end{array} \right.$$

Расходы газа через неплотности поршневых колец в этом случае определяются по уравнению истечения установившегося потока:

$$\frac{dG}{d\varphi} = \omega A_{\min} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_{c1} \rho_{c1} (\beta^{2k} - \beta^{(k+1)/k})}$$

для докритического истечения (при $\beta > \beta_{кр}$),

$$\frac{dG}{d\varphi} = \omega A_{\min} \sqrt{P_{c1} \rho_{c1} k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}}$$

для надкритического истечения (при $\beta \leq \beta_{кр}$),

где A_{\min} – задаваемая эффективная площадь проходного сечения поршневых колец, м²;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;

P_{c1} – давление в потоке газов перед проходным сечением, Па;

$\beta = P_{c2} / P_{c1}$ – отношение давлений за и перед проходным сечением;

ρ_{c1} – плотность газов до проходного сечения, кг/м³;

k – показатель адиабаты.

Критическое отношение давлений принимается равным

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}.$$

Для двухтактного двигателя давление P_{c2} равно давлению в ресивере продувочного воздуха, а для четырёхтактного – давлению в картере.

Аналитически решить приведенные системы уравнений при ненулевых протечках не представляется возможным: геометрия объёмов, формируемых поршневыми кольцами и поршневыми канавками, сложна и зависит от многих факторов (угол ПКВ, температура и давление рабочего тела и т.д.). Кроме того, величина протечек рабочего тела $dG/d\varphi$ определяется износом поршневых колец, модельный расчёт которого требует наличия данных, неизвестных в подавляющем большинстве случаев. Иными словами – расчёт утечек рабочего тела в полной постановке крайне затруднён. Поэтому при моделировании рабочего процесса зачастую задаётся эффективная площадь проходного сечения поршневых колец, принимаемая постоянной на всём протяжении модельного расчёта, как это сделано, например, в [5].

Адекватность математической модели рабочего процесса предварительно была проверена путём сравнения модельных и экспериментальных результатов для двухтактного двигателя MAN-B&W 6S26MC и четырёхтактного YANMAR 6EY18ALW. Затем рабочий процесс двигателей моделировался с учётом протечек, а

именно задавалась эффективная площадь проходного сечения поршневых колец. Значения эффективных проходных сечений выбирались такими, чтобы давление сжатия снижалось на 2,5% и ниже относительно первоначального (т. е. при нулевых протечках). Выбор давления (а не массы заряда) в качестве контролируемой величины объясняется тем, что именно давление сжатия контролируется обслуживающим персоналом для того, чтобы оценить текущее состояние деталей цилиндропоршневой группы.

Ниже на рис. 3 приведено, соответственно, изменение давления сжатия P и скорости изменения давления сжатия $dP/d\phi$ для двигателя MAN-B&W 6S26MC, а на рис. 4 – те же величины для двигателя YANMAR 6EY18ALW. На этих рисунках: P_0 и dP_0 – давление сжатия и его скорость изменения при нулевых протечках; P_2 и dP_2 – давление сжатия и его скорость изменения при эффективной площади протечек 4 мм^2 ; P_4 и dP_4 – давление сжатия и его скорость изменения при эффективной площади протечек 16 мм^2 ; P_6 и dP_6 – давление сжатия и его скорость изменения при эффективной площади протечек 36 мм^2 .

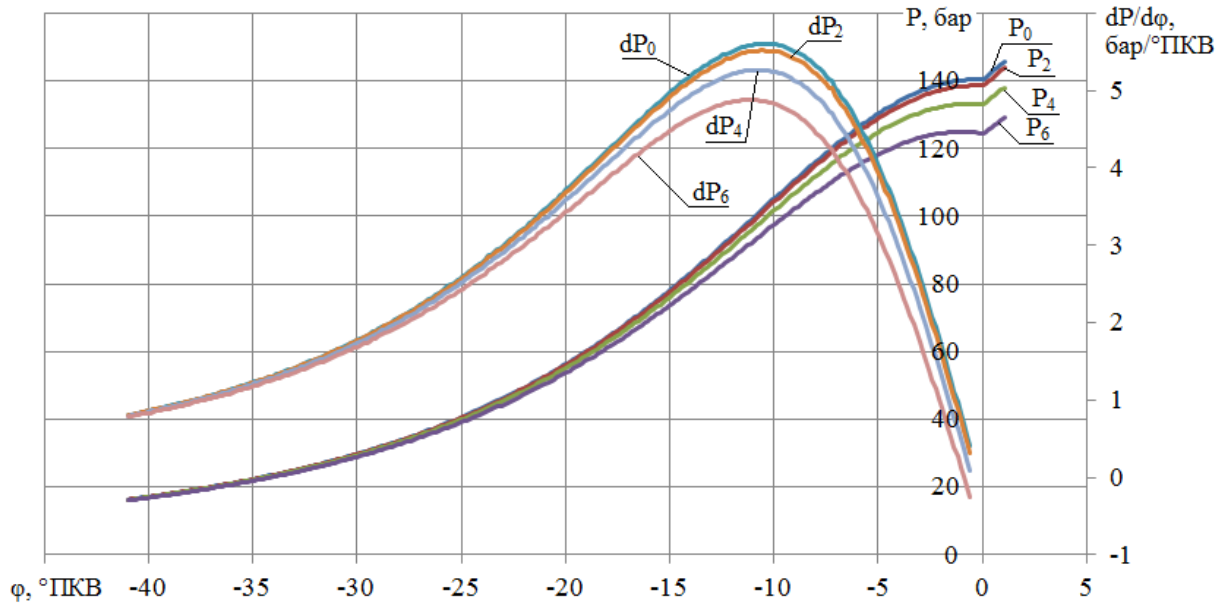


Рис. 3. Изменение давления сжатия и его скорости изменения для двигателя MAN-B&W 6S26MC

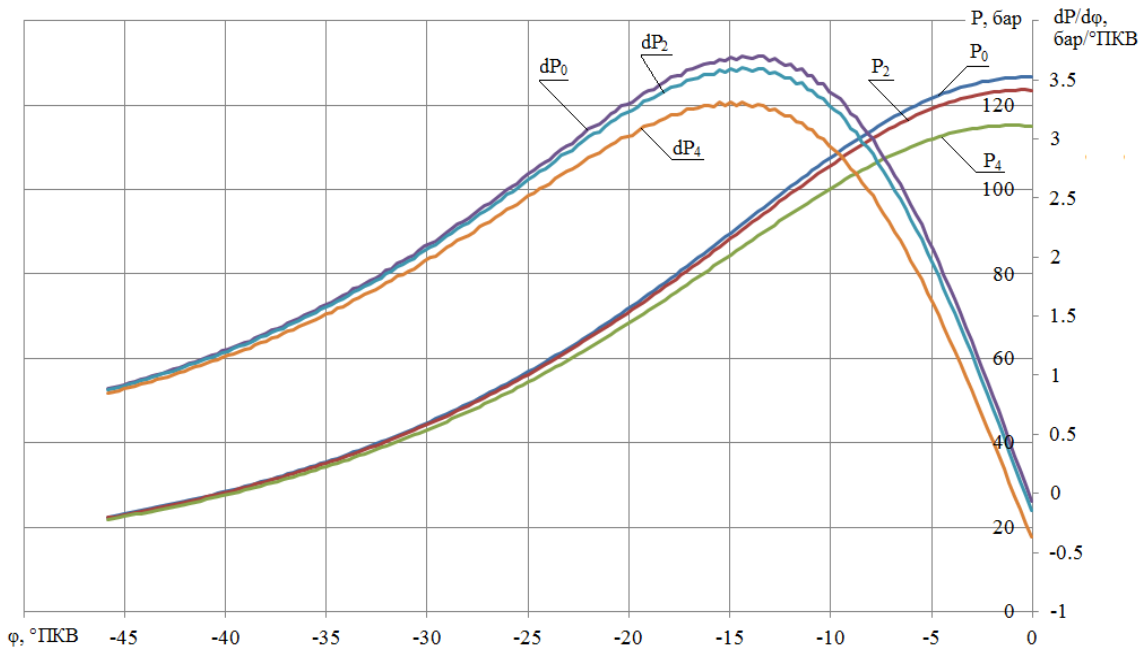


Рис. 4. Изменение давления сжатия и его скорости изменения для двигателя YANMAR 6EY18ALW

Заключення В нормальних експлуатаційних умовах змінення показателя політропного стиснення не занадто велике. Таким чином, знаючи геометричні розміри деталей кривошипно-шатунного механізму двигателя і використовуючи залежності з наведених додатків, можливо аналітично розрахувати попередні значення величин, які необхідні для точного визначення положення ВМТ індикаторної діаграми двигателя. Так як сучасні діагностичні системи дуже точні (похибка алгоритмічного визначення положення ВМТ становить менше 0,1 °ПКВ [1]), тому визначити зміщення точки максимальної швидкості зростання тиску не становить труднощів. Наведені розрахунки показують, що положення точки максимальної швидкості зростання тиску є косвенним показником щільності деталей ЦПГ. Зручним при використанні цього показника є те, що щільність ЦПГ може бути оцінена безпосередньо при індикаторному вимірюванні незалежно від поточного значення тиску наддуву, а значить і від тиску стиснення. Це, в свою чергу, дозволяє робити діагностичні висновки при різних значеннях кута початку стиснення (т. є. при різних кутах закриття вихлопного клапана), що важливо для т. н. «безраспредвальних» двигателів.

Література

1. Варбанець, Р. А. (2010). Діагностичний контроль робочого процесу судових дизелів в експлуатації. (Дис. докт. техн. наук). Одеська національна морська академія, Одеса.
2. Nilsson, Y. & Eriksson, L. (2004). Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods. Retrieved from: <http://papers.sae.org/2004-01-1458/>
3. Ваншейдт, В.А. (ред.) (1977). Судові двигатели внутрішнього згорання Ленінград: Судостроєння.
4. Гончар, Б. М. (1969). Численне моделювання робочого процесу дизелів. (Дис. докт. техн. наук). Москва: Центральний науково-дослідницький дизельний інститут.
5. Мотыченков, Л. А. (2016). Математична модель для розрахунку витоків через поршневі кільця. «Young Scientist» Technical Sciences. 9 (113), 217–223.

ОЦІНКА СТАНУ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЯ ПО ПОХІДНОЇ ТИСКУ

О. В. ЄРИГАНОВ, канд. техн. наук

Одеський національний морський університет

При політропному стисненні робочого тіла в циліндрі дизеля положення екстремумів похідних будь-якого порядку від тиску за кутом повороту колінчастого вала інваріантні щодо тиску і залежать тільки від конструктивних даних двигуна і показника політропи стиснення. Досліджено вплив протікання робочого тіла на координату екстремуму першої похідної тиску за кутом повороту колінчастого вала двигуна.

Ключові слова: дизель, індикаторна діаграма, верхня мертва точка, інваріантність, протікання.

ASSESSMENT OF THE CONDITION OF DETAILS OF THE CRANK MECHANISM ON THE DERIVATIVE PRESSURE

Oleksiy Yeryganov

Odessa National Maritime University

It's shown in article, that in case of polytropic compression the positions of extremums of any order derivatives from pressure by crank angle are invariant from pressure and depend only from dimensions of crank mechanism and polytropic coefficient. Proposed also the applications, which have been obtained: search of position of top dead center and volume of compression chamber. It's also has been researched the influence of leakages from cylinder to a position of extremum of first derivative of pressure by crank angle.

Key words: diesel, engine indicator, top dead centre, invariance, polytropic compression.

УДК: 621.43

ВПЛИВ ВМІСТУ СІРКИ В ПАЛИВІ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ТЕХНІЧНИЙ СТАН ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Богачук В.О. студент

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,

Херсонська філія, м. Херсон

kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

Анотація. Основною задачею в роботі є знаходження оптимальних витрат на паливо і його підготовку при мінімальних експлуатаційних витратах на підтримку необхідного технічного стану і робочого процесу судових дизель-генераторів. Виявлено залежність відсотку вмісту сірки в паливі, що впливає на зношення плунжерів паливного насоса високого тиску та голки розпилювача форсунки.

Ключові слова: *вміст сірки в паливі; зношення плунжерів паливного насоса високого тиску; економічна ефективність суднових дизель-генераторів.*

Актуальність теми.

Морські судна, на яких встановлені силові установками, є значними споживачами паливоенергетичних ресурсів. Одним із способів зниження експлуатаційних витрат суднових енергетичних установок є використання важких палив, що мають більш низьку вартість по відношенню до дизельного палива. В даний час використання палив з підвищеною в'язкістю характерно не тільки для малообертових дизелів (які традиційно експлуатуються на пальному подібної якості) і сучасних високофорсованих середньообертових дизелів (СОД), паливні системи і паливна апаратура яких спроектовані на роботу з важкими паливами, але і СОД попереднього покоління, раніше експлуатувалися виключно на дизельному паливі.

На викиди токсичних та шкідливих речовин від спалювання суднових палив існують обмеження відповідно до міжнародних програм захисту атмосфери і вимог Міжнародної морської організації (International Maritime Organization - IMO). У липні 2010 року вступила в силу нова редакція Додатку VI Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення (MARPOL 73/78. Convention Annex VI), що передбачає більш жорсткі вимоги до суден. Вимоги стосуються практично всіх груп токсичних і шкідливих викидів, включаючи і NO_x . Згідно з новими вимогами вводиться триступенева система стандартів викидів оксидів азоту NO_x : перший ступінь IMO Tier I (норми токсичних викидів $\text{NO}_x < 17 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ для МОД) – для суден, побудованих до 01.01.2011 р. (діючі в даний час нормативи для суден побудови 2000 р. і пізніше). Другий ступінь IMO Tier II (норми токсичних викидів $\text{NO}_x < 14,4 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ для МОД) – для суден, побудованих після 01.01.2011 р. (зниження викидів NO_x скорочується на 20%). Третій ступінь IMO Tier III (норми токсичних викидів $\text{NO}_x < 3,4 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ для МОД) – для суден, побудованих після 01.01.2016 р. (зниження викидів NO_x скорочується на 80%) [1 – 3].

Не менш суворі вимоги накладаються на вміст оксидів сірки SO_x у відпрацьованих газах. Так, з 2012 року скорочується вміст оксидів сірки SO_x у важких мазутах HFO (heavy fuel oils) до 3,5%, а з 2020 року – нижче 0,5%. Більш жорсткі вимоги висуваються до вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових двигунів для Північного моря, Балтійського моря, протоки Ла-Манш, прибережних водах Північної Америки та інших регіонах.

Разом з тим, застосування в СОД важких дешевих сортів палива знижує показники надійності дизеля в цілому і паливної апаратури зокрема, а також погіршує його технічний стан, перш за все деталей циліндропоршневої групи і прецизійних пар паливних насосів високого тиску (ПНВТ) і форсунок.

Тому, однією з найважливіших проблем, що виникають при експлуатації суднових енергетичних установок, є підвищення надійності і довговічності двигунів внутрішнього згоряння, кількість і модельний ряд яких постійно збільшується.

Метою дослідження є підвищення паливної ефективності та зменшення зносу деталей паливної системи дизель-генератора з урахуванням масового вмісту сірки палива.

Основна частина. В останні роки значно вдосконалилися всі суднові дизелі, в тому числі СОД. У зв'язку з цим змінилися вимоги до якості палива, а також стало більшою мірою виявлятися вплив його експлуатаційних характеристик на ефективність паливовикористання. Експлуатаційні властивості палива впливають не тільки на енергетичні та економічні параметри роботи суднового дизеля, але і безпосередньо визначають його зберігання, транспортування, перекачування, подачу, а також розвиток робочого процесу. Прагнення судновласників і чартерних компаній до зниження експлуатаційних витрат, призводить до максимально можливого використання в судновій енергетиці важких сортів палива з низькою вартістю. При цьому дані палива характеризуються підвищеним питомою вагою і високим вмістом сірчистих сполук. Сірка та її сполуки в якості природної складової входять до складу сирової нафти в вигляді елементарної сірки, сірководню і різних органічних сполук (меркаптанів, сульфідів, дисульфідів, які, володіючи невисоким молекулярною вагою, є найбільш корозійно активними і викликають корозійне зношення і посилене смолоутворення в паливній апаратурі).

В сучасних суднових СОД з метою зниження експлуатаційних витрат використовуються високов'язкі палива з максимально допустимим вмістом сірки. Основними паливами для суднових СОД є палива дизельне маловязкое MDO (Marine Diesel Oil) з в'язкістю $50 \text{ мм}^2/\text{с}$; моторне середньов'язке HFO180 (Heavy Fuel Oil) - з в'язкістю $180 \text{ мм}^2/\text{с}$; моторне важке HFO380 - з в'язкістю $380 \text{ мм}^2/\text{с}$. При особливих умовах роботи використовують аналогічні марки палива зі зниженим вмістом сірки HFO180-LS (Low Sulfur) і HFO380-LS.

Вміст сірки в паливі також робить свій вплив на такий параметр, як його здатність на змащення, яка оцінюється за величинами зносу, критичному навантаженні заїдання металів і сил тертя (коефіцієнта тертя). У ряді випадків більш важливою для практики характеристикою палива є його протизносні властивості, а не мастильна здатність. Це пояснюється тим, що для багатьох агрегатів (паливних, гідравлічних), що працюють в середовищі низькомолекулярних вуглеводневих рідин (масла або палива), більш важливим є захист їх від підвищеного зносу, ніж деяке зниження потужності приводу внаслідок зменшення сил тертя.

Основним вузлом дизеля, в якому може ефективно використовуватися змащувальна здатність палива, є його паливна апаратура, зокрема плунжера ПНВТ і розпилювачі форсунок.

Для вуглеводневих рідин дотримується таке правило:

- поліпшення протизносних властивостей призводить до поліпшення здатності, що змазує. Але з цього правила є винятки, перш за все, при граничному терті, які характерні саме для ТНВД.

В цьому випадку визначальну роль відіграють особливі "квазікристалічні" властивості палива, які найчастіше не описуються розрахунковими методами, а визначаються експериментально.

Масильна дія палива в реальних умовах роботи ПНВД проявляє себе в складній сукупності, яка визначається умовами тертя, тому важкі умови роботи паливної апаратури висувають підвищені вимоги до триботехнічних характеристик як самих прецизійних пар, так і палив, які використовуються в СОД. З огляду на викладене, в роботі виконувались дослідження впливу сірчистих палив на експлуатаційні та економічні параметри роботи суднового СОД, а також на технічний стан його паливної апаратури високого тиску.

Експерименти виконувалися на трьох однотипних суднових СОД фірми MAN B&W марки 6L23/30H Mk2, що мають автономну паливну систему. Це дозволяло проводити паралельні дослідження для різних сортів палива. Під час експерименту дизеля мали однаковий технічний стан і експлуатувалися при однакових навантаженнях.

Як експлуатаційні характеристики максимальний визначалися температура газів перед газотурбонагнітачем (ГТН) і тиск згоряння, які вимірювалися за допомогою штатних засобів діагностики. Ці параметри відносяться до основних, за якими відбувається регулювання робочого процесу дизеля і визначення неузгодженості навантаження по циліндрах.

За економічну характеристику приймався питома ефективна витрата палива.

Дослідження проводилися для різних сортів суднового палива:

- малов'язкого MDO,
- середньов'язкого HFO180 і HFO180-LS,
- важкого HFO 380 і HFO380-LS.

Результати досліджень наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Вплив різних сортів палив на показники робочого процесу суднового ДГ

Марка палива	Вміст сірки, %	Температура відхідних газів перед ГТН, °С	Відхилення значення температури відхідних газів перед ГТН, °С	Максимальний тиск згоряння Pz, МПа	Відхилення максимального тиску згоряння, %	Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год)
MDO	0,1	405	8	12,6	1,56	191
HFO180	0,5	411	10	12,5	2,43	196
HFO180-LS	1,1	414	12	12,6	2,71	197
HFO380	1,6	418	12	12,5	2,63	201
HFO380-LS	2,8	422	13	12,6	3,28	204

При використанні палив з підвищеним вмістом сірки в його структурному складі зростає температура газів перед ГТН, а разом з нею і теплові навантаження на весь дизель.

На рис. 1 представлено відношення вмісту сірки палива на температуру відхідних газів та питому ефективну витрату палива суднового ДГ.

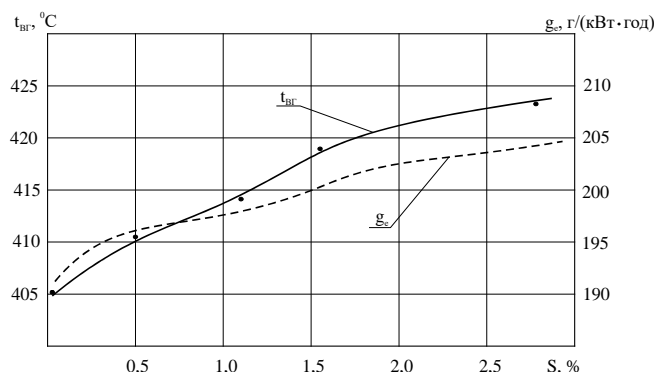


Рисунок 1. Відношення вмісту сірки палива на температуру відхідних газів та питому ефективну витрату палива суднового ДГ

— температура відхідних газів перед газотурбонагнітачем, °С;
 - - - - питома ефективна витрати палива, г/(кВт·год); S - масовий вміст сірки в паливі, %

На рис. 2 приведені розрахунки впливу масового вмісту сірки в паливі на максимальний тиск згоряння палива у судновому ДГ.

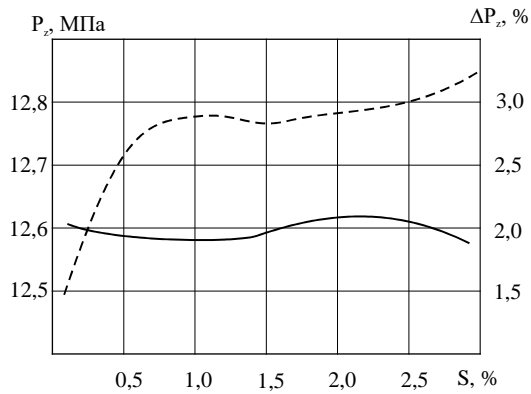


Рисунок 2.2. Вплив вмісту сірки в паливі на максимальний тиск згоряння палива у судновому ДГ
 _____ максимальний тиск згоряння палива, МПа; - - - - відхилення максимального тиску згоряння палива, %

Зростання ступеня неузгодженості величини максимального тиску згоряння по циліндрах дизеля свідчить як про підвищення триботехнічних втрат в елементах паливної апаратури дизеля, так і гіршому розпилюванні палива.

На рис. 3 приведені розрахунки впливу вмісту сірки в паливі на зношення паливної апаратури суднового ДГ, з якого видно, що при вмісті сірки у паливі більше 1% різко збільшується зношення плунжер-втулки паливного насосу високого тиску та голки-розпилювача форсунки.

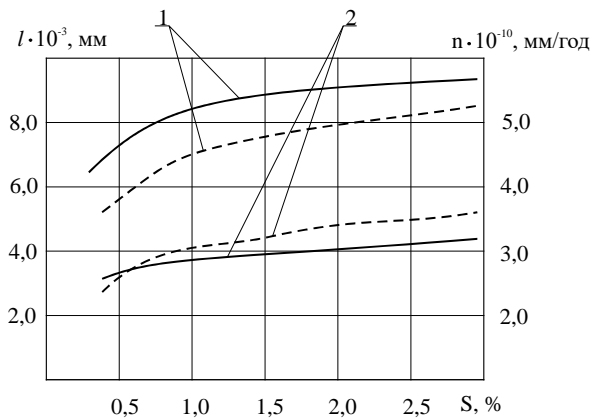


Рисунок 3. Вплив вмісту сірки в паливі на зношення паливної апаратури суднового ДГ
 _____ v - інтенсивність зношування, мм/год; - - - l - загальний знос, мм;
 1 - плунжер-втулка паливного насосу високого тиску; 2 - голка-розпилювач форсунки

Крім того, при проведенні експериментів оцінювалося технічний стан паливної апаратури дизеля.

Висока енергоємність і насиченість паливної системи судових дизелів характеризується найвідповідальнішим, з точки зору забезпечення надійності, трибоузлом - парю тертя плунжервтулка ПНВТ і парю тертя голка форсунки - корпус розпилювача.

Підвищений знос або заклинювання в даних трибосопряжних елементах призводить до відмови не тільки в окремо взятому ПНВТ, а й до порушення в роботі всієї паливної системи високого тиску.

На рис. 4 приведена гістограма впливу вмісту сірки на питому ефективну витрату палива суднового ДГ.

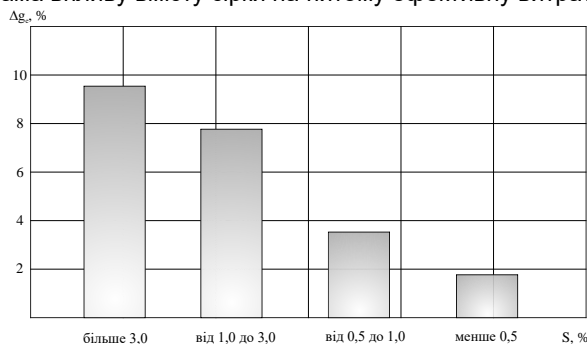


Рисунок 4. Вплив вмісту сірки на питому ефективну витрату палива суднового ДГ

З рис. 4 видно, що при використанні високосірчистих палив з вмістом сірки більше 3 %, відносні умовні витрати палива збільшуються на 9,8 % в порівнянні з паливом без сірки. Також видно, що при вмісті сірки у паливі до 0,5 % відносні питомі ефективні витрати палива не перевищують 1,9 % в порівнянні з паливом без вмісту сірки.

Способи зменшення вмісту сірки в паливі

В даний час в технічній літературі розглядаються такі основні способи зниження вмісту сірки у відпрацьованих газах СЕУ:

1. Використання традиційних видів палива та застосування додаткового обладнання (скруббер) для нейтралізації і очистки відпрацьованих газів.

2. Використання альтернативних видів палива (метанол, диметилестер, водопаливні емульсії, пропан і бутан, природний газ), що відповідають стандарту ІМО Tier III.

3. Застосування двоступеневих котлів.

Слід зазначити, що жоден з вищевказаних способів не є абсолютно кращим. У кожного з них є свої недоліки і переваги. Необхідно виконати порівняльний аналіз кожного способу і зробити вибір оптимального варіанту для модернізації СЕУ відповідно до вимог ІМО Tier III.

Висновки з розділу

Таким чином, **однією із задач** сучасної експлуатації судових технічних засобів є знаходження оптимальних витрат на паливо і його підготовку при мінімальних експлуатаційних витратах на підтримку необхідного технічного стану і параметрів роботи судових дизелів.

Наведені **результати дослідження** свідчать про те, що прагнення забезпечити експлуатацію судових СОД на відносно дешевих сортах палива, що характеризуються підвищеними в'язкістю і вмістом сірки, призводить до погіршення експлуатаційних параметрів роботи дизеля і технічного стану його елементів, зокрема плунжерів ПНВТ при вмісту сірки більше 1 %.

При використанні високосірчистих палив з вмістом сірки більше 3 %, відносні умовні витрати палива збільшуються на 9,8 % в порівнянні з паливом без сірки. Також видно, що при вмісті сірки у паливі до 0,5 % відносні питомі ефективні витрати палива не перевищують 1,9 % в порівнянні з паливом без вмісту сірки.

Список літератури

[1] Калиниченко, І.В., Глущенко, Т.А., Моторний, В.І. (2018). *Анализ экономичности МОД с электронным управлением рабочего процесса*. Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції: Інновації в суднобудуванні. Миколаїв: НУК.

[2] Половинка, Э.М., Карпилов Ю.А. (2013). Развитие систем топливоподачи современных дизелей. *Судовые энергетические установки: научно-технический сборник*, 31, 133-144.

[3] Сагин, С.В. (2013). Триботехнические процессы, протекающие в топливной аппаратуре судовых дизелей. *Проблемы техники: наук. - вироб. журн.*, 2, 33-42.

Kalinichenko I.V., Bogachuk V.

EFFECT OF FUEL CONTENT SULFUR ON WORKING PROCESS AND TECHNICAL STATUS OF DIESEL GENSET

Annotation. *The main task in the work is to find optimal fuel costs and its preparation with minimum operating costs in support of the necessary technical condition and economic efficiency of ship diesel genset. The dependence of the percentage of sulfur content in fuel, which affects the wear of high pressure fuel pump plungers and spray nozzle needles, is detected.*

Keywords: *sulfur content in fuel; wear of plungers of a high pressure fuel pump; economic efficiency of marine diesel genset.*

Калиниченко І.В., Богачук В.О.

ВЛИЯНИЕ СОДЕРЖАНИЯ СЕРЫ В ТОПЛИВЕ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

Аннотация. Основной задачей в работе является нахождение оптимальных затрат на топливо и его подготовку при минимальных эксплуатационных затратах на поддержание необходимого технического состояния и экономической эффективности судовых дизель-генераторов. Выявлена зависимость процента содержания серы в топливе, влияет на износ плунжеров топливного насоса высокого давления и иглы распылителя форсунки.

Ключевые слова: содержание серы в топливе; износ плунжеров топливного насоса высокого давления; экономическая эффективность судовых дизель-генераторов.

УДК 66.045.12

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНФІГУРАЦІЇ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛОБІМННИКУ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Пацурковський П.А., к.т.н., асистент, Туркол Ю.О., магістрант,
 Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова,
 м. Миколаїв, Україна.
 E-mail: pavlo.patsurkovskiy@nuos.edu.ua

Анотація. Розглянуто конструкцію розбірного пластинчатого теплообмінного апарату, а також типи каналів, які утворюються за рахунок комбінації різних типів пластин теплообмінника. Розрахунковим шляхом визначено оптимальну компоновку пластинчатого теплообмінника.

Ключові слова: пластинчаті теплообмінники, пластина, теплопередача, гідравлічний опір.

Останнім часом все більше уваги приділяється проблемам енергозбереження та енергоефективності в системах централізованого та децентралізованого тепlopостачання споживачів. Передача теплоти здійснюється за допомогою теплообмінних апаратів. На сьогоднішній день пластинчаті теплообмінні апарати є одними з найбільш ефективних типів теплообмінного устаткування. Причиною їх широкого використання є ряд наступних переваг серед яких, перш за все, високий коефіцієнт теплопередачі та коефіцієнт корисної дії (до 93%), відносно низька вартість та простота виготовлення, малі гідравлічні опори, компактність ($120-660 \text{ м}^2/\text{м}^3$), зручність монтажу та очищення від забруднень, а також можливість працювати з малим температурним зближенням (аж до $1-2^\circ\text{C}$) [1-3].

При проектуванні пластинчатих теплообмінних апаратів використовується загальновідома методика, представлена в літературних джерелах [4, 5]. Разом з цим, до пластинчатих теплообмінних апаратів пред'являється ряд вимог, особливо в суднових умовах. Головною вимогою є мінімізація вартості теплообмінника за умов забезпечення всіх вимог стосовно розмірів, потужності та втрат тиску.

Враховуючи різноманітність типів пластин, а також кутів їх гофрування, задача оптимізації конфігурації пластинчатого теплообмінника системи опалення є актуальною.

Згідно поставленої задачі відомо, що необхідно оптимізувати конструкцію пластинчатого теплообмінного апарату. Отже, метою роботи є визначення типу пластин та кількості пластин різного гофрування, які будуть оптимально задовольняти умовам протікання теплообмінних процесів.

Досліджуванним об'єктом є розбірний пластинчатий теплообмінний апарат. Загальний вигляд пластинчатого теплообмінного апарату показано на рис.1. Конструкція даного пластинчатого теплообмінника дає можливість здійснювати різні схеми компонування пластин для робочого середовища, змінювати величину площі поверхні теплообміну, як для проектного, так і для вже використовуваного апарату, а також вносити різні коригування в схему руху потоків. Компонувальні можливості пластинчастих апаратів дозволяють створювати паралельні і послідовні канали, які здатні забезпечити оптимальні швидкості робочих середовищ при наявних витратах, а також підбирати в кожному окремому випадку оптимальні умови для теплообміну з урахуванням повного використання наявного напору.

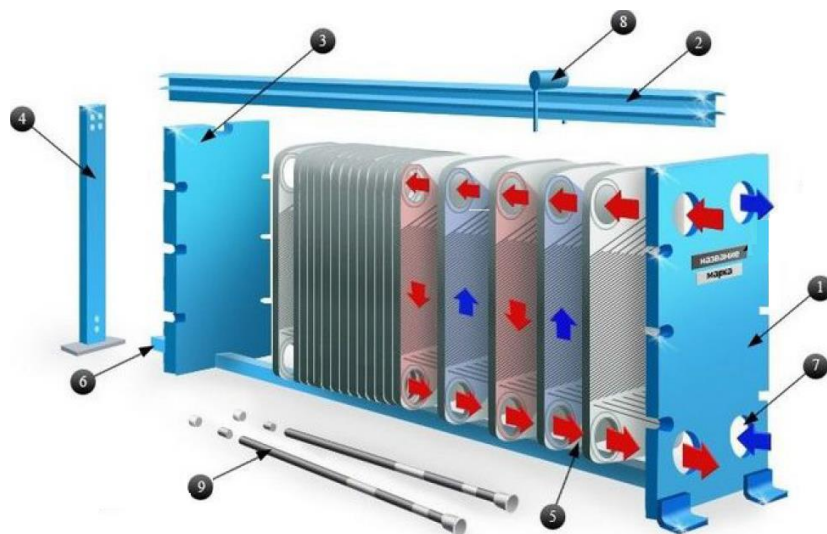


Рис.1. Загальний вигляд пластинчатого теплообмінного апарату [4]:
 1 – передня рухома плита; 2, 6 – направляючі; 3 – задня рухома плита; 4 задня стойка;
 5 – робоча пластина; 7 – патрубки; 8 – ролики для переміщення пластин; 9 – шпильки

Досліджуваний пластинчатий теплообмінний апарат складається з ряду гофрованих пластин, розташованих між опорною та прижимною плитами. Як видно з конструкції пластинчатого теплообмінного апарату основним елементом, що визначає ефективність процесу теплообміну є безпосередньо ряд робочих пластин 5. Кут нахилу гофрування істотно впливає на коефіцієнт теплопередачі та величину гідравлічного опору каналу. Відповідно до кута нахилу існує 2 типи конфігурації пластин: L та H. Дані типи пластин здатні формувати 3 типи каналів, які представлено на рис. 2.

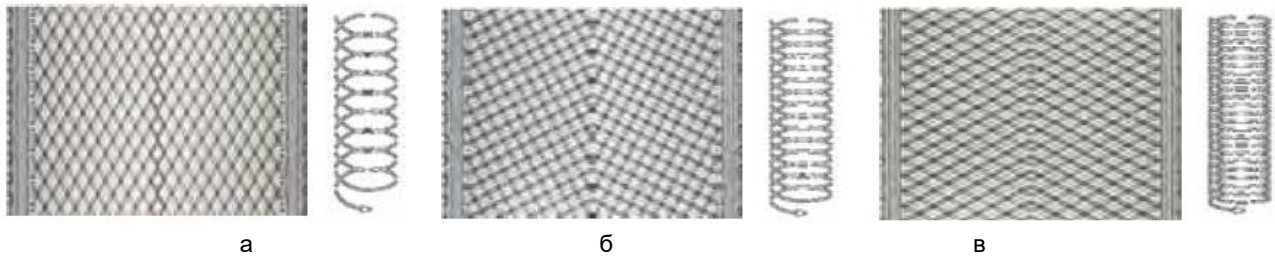


Рис.2. Типи каналів пластинчатого теплообмінного апарату:
а – канал типу L; б – канал типу М (М=L+H); в – канал типу Н

Канали типу Н мають високий коефіцієнт теплопередачі та гідравлічного опору за рахунок кута нахилу гофрування $\approx 60^\circ$. Канали типу L характеризуються меншим коефіцієнтом теплопередачі та гідравлічного опору з кутом нахилу гофрування $\approx 30^\circ$. Канали типу М мають проміжні характеристики. Таким чином, оптимізація конструкції шляхом комбінації різних типів пластин дозволяє отримати теплообмінник, що задовольняє вимогам щодо величини гідравлічного опору та коефіцієнту теплопередачі. Оптимізація виконувалась відповідно методики представленої в роботі [1]. Розрахунок ефективності теплопередачі блока пластин здійснювався за залежністю:

$$\varepsilon = (g_l \cdot n_l \cdot \varepsilon_l + g_h \cdot n_h \cdot \varepsilon_h) / (g_l \cdot n_l + g_h \cdot n_h),$$

де n_l та n_h – кількість l та h каналів в блоці пластин; g_l, g_h – питомі масові витрати каналів l та h відповідно.

Вихідні дані для розрахунку приймалися наступними: витрата гарячої води $0,0008 \text{ м}^3/\text{с}$; температура теплоносія змінюється з 70°C до 50°C ; витрата охолоджуючої води $0,0004 \text{ м}^3/\text{с}$; температура теплоносія змінюється з 5°C до 40°C . Робочий тиск $0,2 \text{ МПа}$. Втрати тиску не повинні перевищувати 20 кПа .

Оцінка рівня інтенсифікації процесу тепловіддачі здійснювалась за рівнянням:

$$E = (Nu/Nu_0) / (\xi/\xi_0)^{0.33}$$

де Nu_0 та ξ_0 – число Нусельта та гідравлічний опір базового пластинчатого теплообмінника.

Багатоваріантні розрахунки дозволили встановити, що для заданих умов оптимальною буде наступна компоновка пластинчатого теплообмінника $(8H+10M)/(8H+10M)$.

За результатами проведених розрахунків встановлено, що використання оптимальної схеми компоновки пластинчатого теплообмінника дозволяє підвищити коефіцієнт тепловіддачі (критерій Нусельта) приблизно на 8%.

Висновок. Результати оптимізаційних розрахунків дозволили визначити оптимальну компоновку пластинчатого теплообмінного апарату, а саме $(8H+10M)/(8H+10M)$. Дана компоновка пластинчатого теплообмінника дозволяє підвищити критерій Нусельта приблизно на 8%.

Список літератури

1. Арсеньєва О., Товажнянский Л., Капустенко П., Хавин Г. (2009). Математическое моделирование и оптимизация разборных пластинчатых теплообменников. *Інтегровані технології та енергозбереження*, 2, 17-25.
2. Шитікова І. (2006). Математичне моделювання та оптимізація конструкції теплообмінника змієвикового типу. (Дис. канд. техн. наук). Інститут телекомунікацій і глобального інформаційного простору, Київ.
3. Барановський В., Коваленко Л., Ястребенецький А. (1973). *Пластинчасті теплообмінники*. Москва: Машинобудування.
4. Приданцев А., Амирова С., Сагдеев А., Тухватова А. (2010). *Пластинчатые теплообменники*. Нижнекамск: НХТИ.
5. Товажнянский Л., Капустенко П., Хавин Г., Арсеньєва О. (2004). *Пластинчатые теплообменники в промышленности*. Харьков: НТУ «ХПИ».

Patsurkovskiy P.A. Turkol Yu.O.

Optimization of the plate heat exchange configuration of the heating system

The design of the collapsible plate heat exchanger and the types of channels formed by the combination of different types of plates of the heat exchanger are considered. The optimal arrangement of the plate heat exchanger is determined by calculation.

Розглянуто конструкцію розбірного пластинчатого теплообмінного апарату, а також типи каналів, які утворюються за рахунок комбінації різних типів пластин теплообмінника. Розрахунковим шляхом визначено оптимальну компоновку пластинчатого теплообмінника.

Keywords: plate heat exchangers, plate, heat transfer, hydraulic resistance.

Пацурковский П.А., Туркол Ю.А.

Оптимизация конфигурации пластинчатых теплообменников системы отопления

Рассмотрена конструкция разборного пластинчатого теплообменного аппарата, а также типы каналов, которые образуются за счет комбинации различных типов пластин теплообменника. Расчетным путем определена оптимальная компоновка пластинчатого теплообменника.

Ключевые слова: пластинчатые теплообменники, пластина, теплопередача, гидравлическое сопротивление.

УДК 621.438

АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СУЧАСНИХ ДВЗ

Проскурін А.Ю. к-т. техн. наук, доц.¹, Деревйов О.А. магістрант²,

Кривошея В.Ю. магістрант³, Паламарчук В.В. магістрант⁴

^{1,2,3,4} Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2,3,4} Україна, Миколаїв

¹ arkadii.proskurin@nuos.edu.ua

Анотація. *Проведено аналіз напрямків модернізації паливної апаратури сучасних ДВЗ. Визначено основні конструктивні недоліки. Установлено, що одним з перспективних напрямків удосконалення паливної апаратури є перехід з механічного на електронне управління, яке дозволяє оптимально регулювати тиск і характеристику упорскування, здійснювати багатофазну подачу.*

Ключові слова: *упорскування, паливна апаратура, акумуляторна система.*

Значення паливної апаратури (ПА) для дизеля полягає не тільки в неможливості його нормальної роботи при несправній ПА, а й в визначальному впливі її показників на показники дизеля. Тому під критеріями досконалості ПА щодо впливу на роботу дизеля треба вважати потужність і гнучкість його роботи, витрату палива, викиди з відпрацьованими газами, динамічність транспортного засобу, надійність пуску, коефіцієнт пристосованості, дотримання обмежень по тиску в циліндрі, жорсткості згоряння, тепловим навантаженням, температури газів перед турбіною [1].

Характерно, що рішення найбільш важливих на сьогодні – екологічних проблем дизелів завжди пов'язується з удосконаленням ПА, а найбільш трудомісткі і дорогі роботи при створенні і вдосконаленні дизелів пов'язані саме з оптимізацією внутрішньоциліндрових робочих процесів і узгодження з ним конструктивних і режимних параметрів ПА.

Один з найважливіших параметрів організації робочого процесу – забезпечення заданого тиску упорскування. Підвищений тиск упорскування є рідкісним фактором, що дозволяє одночасно домагатися зазвичай взаємовиключних результатів: з одного боку – зниження викидів NOx, жорсткості згоряння, механічної навантаженості дизеля, з іншого боку – витрати палива, викидів частинок, CO, CHx. Тиск упорскування знижується за часом експлуатації через зниження тиску початку упорскування (зусилля попереднього затягування пружини форсунки), зносу плунжерної пари, прецизійної поверхні, запірного конуса і сопел розпилювача.

Іншим сучасним напрямком удосконалення ПА є перехід з механічного на електронне управління. Розширення використання акумуляторних систем (Common Rail) може розглядатися як самостійний напрям або подальший розвиток ПА з електронним управлінням. У порівнянні з ПА безпосередньої дії вони дозволяють оптимально регулювати тиск і характеристику упорскування, здійснювати багатофазну подачу. У цих системах можливо довільне керування тиском упорскування на кожному з робочих режимів, а значить, оптимізація робочого процесу на всіх режимах дизеля. З точки зору експлуатації стоїть завдання підтримання заданих законів управління тиском упорскування.

Одним з перспективних пристроїв управління подачею палива типу Common Rail є пристрій, що включає джерело високого тиску у вигляді паливного насоса високого тиску (ПНВТ), гідравлічний акумулятор високого тиску (ГАВТ), з'єднані гідравлічно, клапан регулювання високого тиску (КРВТ), підпружинену голку, керуючий клапан, п'єзоприводи керуючого клапана, електронний блок управління (ЕБУ), датчики [2]. Паливо зливається через кільцеву камеру, в камері над голкою встановлюється атмосферний тиск. Під голку подається високий тиск. За рахунок різниці тиску над голкою і під голкою стискається пружина і піднімається голка, здійснюється упорскування палива. У той же час регулятори, які використовуються в КРВТ для ГАВТ, не дозволяють управляти тиском для реалізації кожного окремого упорскування з двох причин. Вони не можуть швидко, протягом одного упорскування при подачі палива, перебудовуватися. Мають обмежену швидкодію. Від ГАВТ живляться відразу кілька форсунок, кожна з яких реалізує мультівприск. Тому управляти кожним окремим упорскуванням кожної окремої форсунки неможливо.

Другий недолік пристрою в тому, що пристрій не зможе регулювати тиск кожного окремого упорскування в кожній окремій форсунці. Тому можливості пристрою з дозування надмалих обсягів обмежені. Крім того, необхідно

подавати сверхмалі обсяги під меншим обсягом з точки зору оптимального спалювання палива. Крім того, неможливо поставити необхідний закон тиску для основного упорскування, а необхідність в цьому існує.

Ціль роботи є розробка нового принципу управління подачею палива, який дозволить індивідуальне регулювання тиском кожного упорскування, більш точне дозування надмалих обсягів палива при упорскуванні, а також завдання необхідного закону тиску і упорскуваного обсягу палива для основного упорскування.

Пропонується новий принцип управління подачею палива. Він доповнює і розвиває відомий принцип подачі палива, що реалізується системою Common Rail. Новий принцип управління полягає в тому, що кожне упорскування в мультівприску для кожної окремої форсунки реалізується при індивідуальному тиску, яке задається за допомогою незалежного індивідуального клапана регулювання високого тиску, який з'єднаний з аналогом ГАВТ меншого обсягу у вигляді кільцевої проточки, вбудованого в форсунку [3]. При цьому кожне основне упорскування може бути задане в різних модифікаціях: наприклад, упорскування з постійним максимальним тиском для реалізації максимальної потужності або упорскування зі зростаючим східчасто або плавно тиском для реалізації упорскування з мінімальним викидом шкідливих речовин.

З'являється оперативна можливість переходити від однієї форми упорскування до іншої, оперативно перебудовувати його в процесі зміни умов експлуатації дизеля. Підвищується можливість при цьому оптимального спалювання основної порції палива. Індивідуальне управління кожним упорскуванням в кожній форсунці дозволяє вирішити проблему точного дозування малих обсягів, що також є важливим для створення екологічних і малошумних дизелів.

Висновки Пропонується новий принцип управління подачею палива, який базується на системі Common Rail. Новий принцип управління полягає в тому, що кожне упорскування в мультівприску для кожної окремої форсунки реалізується при індивідуальному тиску, яке задається за допомогою незалежного індивідуального клапана регулювання високого тиску, який з'єднаний з аналогом ГАВТ меншого обсягу у вигляді кільцевої проточки, вбудованого в форсунку

Література

- [1] Грехов, Л. В., Иващенко, Н. А., & Марков, В. А. (2004). *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. М.: Легион-Авто.
 [2] Koichiro Kariya Isojima. (2007). DE102007000072A1. Denso Corp.
 [3] Байтимеров Р.М. (2014). Патент России RU 2531704. Федеральная служба по интеллектуальной собственности.

REFERENCES

- [1] Grehov, L. V., Ivashenko, N. A., & Markov, V. A. (2004). *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizelej*. Moscow: Legion-Avto. (in Russian).
 [2] Koichiro Kariya Isojima. (2007). DE102007000072A1. Denso Corp.
 [3] Bajtimerov, R. M. (2014). Patent Rossii RU 2531704. Federalnaya sluzhba po ntellektualnoj sobstvennosti. (in Russian).

Proskurin A.Yu., Dereviev O.F., Kryvosheia V. Yu., Palamarchuk V.V.

Analysis of directions for modernization of modern ICE fuel equipment

The analysis of the directions of modernization of fuel equipment of modern internal combustion engines. The main design flaws are identified. It has been established that one of the promising directions for improving fuel equipment is the transition from mechanical to electronic control, which allows optimal control of pressure and injection characteristics, and multiphase flow.

Keywords: injection, fuel equipment, Common Rail.

Проскурин А.Ю., Деревьев А.А., Кривошея В.Ю., Паламарчук В.В

Анализ направлений модернизации топливной аппаратуры современных ДВС

Проведен анализ направлений модернизации топливной аппаратуры современных ДВС. Определены основные конструктивные недостатки. Установлено, что одним из перспективных направлений совершенствования топливной аппаратуры является переход с механического на электронное управление, которое позволяет оптимально регулировать давление и характеристику впрыска, осуществлять многофазную подачу.

Ключевые слова: впрыск, топливная аппаратура, аккумуляторная система.

УДК 621.438

АНАЛІЗ МОЖЛИВИХ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

Митрофанов О. С., канд. техн. наук, доц.¹, Левшов А.М., магістрант², Луценко Є.А., магістрант³, Сивачук О.О., магістрант⁴

^{1,2,3,4} Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова

^{1,2,3,4} Україна, Миколаїв

¹mitrofanov.al.ser@gmail.com, ²lamj1eva@gmail.com

Анотація. Проаналізовано можливі шляхи підвищення паливної ефективності та екологічності суднових двигунів. Визначено, що найбільш поширеними методами підвищення показників суднових ДВЗ є вдосконалення систем паливоподачі й повітропостачання. Виділено основні переваги та недоліки використання зазначених методів, а також можливі шляхи їх удосконалення.

Ключові слова: паливна система; система повітропостачання; акумуляторна паливна система; паливний насос високого тиску; ефективні показники.

Вступ

Розвиток сучасного двигунобудування напряму пов'язаний з підвищенням паливної економічності та зниженні токсичності відпрацьованих газів (ВГ). Так, продукти неповного згоряння суднових ДВЗ містять окис вуглецю, оксиди сірки та азоту й тверді частинки, що є вкрай шкідливими речовинами для людини та навколишнього середовища у цілому, а двоокис вуглецю CO₂ (який не є безпосередньо шкідливим газом) збільшує кількість парникових газів у атмосфері [1]. Тому з кожним роком зростають вимоги до норм викидів токсичних речовин із ВГ двигунів.

Мета роботи – аналіз можливих шляхів підвищення ефективних та екологічних показників двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), а також відокремлення найбільш перспективних саме для суднових двигунів.

Основна частина

Найбільш поширеними напрямками вдосконалення ефективних та екологічних показників сучасних ДВЗ є вдосконалення систем паливоподачі й повітропостачання. Так, усі сучасні ДВЗ виконуються з все більш високим тиском наддуву і більш інтенсивним охолодженням наддувного повітря, що, у свою чергу, сприяє підвищенню економічності двигуна за інших рівних умов. Зменшення температури наддувного повітря на кожні 10 °С призводить до зменшення питомої ефективної витрати палива на 2...3 г/кВт·год та викидів оксидів азоту приблизно на 10 %.

На відміну від двигунів із зовнішнім сумішоутворенням у дизельних двигунах паливоповітряна суміш не є повністю гомогенною. Це обумовлено, насамперед, величиною тиску та тривалістю процесу впорскування, формою факела розпилювання палива (на це впливає, перш за все, конструкція розпилювача форсунки), кутом випередження впорскування, а також коефіцієнтом надлишку повітря [2–4]. Тому для забезпечення відповідності сучасним нормам питомої витрати палива та викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище необхідно покращувати процес розпилювання, сумішоутворення та відповідно згоряння у робочому циліндрі двигуна. Це може бути забезпечене, насамперед, за рахунок підвищення тиску впорскування, мінімальної нерівномірності подачі по циліндрах та оптимального регулювання кута випередження впорскування відповідно до режиму роботи двигуна.

Виконання цих умов може забезпечити використання акумуляторів палива з електронним керуванням (Common Rail). В акумуляторних паливних системах тиск упорскування підтримується постійним незалежно від навантаження двигуна (рис. 1) [5]. Це забезпечується за рахунок того, що спочатку паливо ПНВТ подається до акумулятора (ємності великого об'єму), а вже з нього під постійним тиском відбувається впорскування у циліндр двигуна. При цьому завдяки значному об'єму тиск в акумуляторі залишається практично сталим. Так, використання акумуляторної паливної системи разом з електронним керуванням упорскування забезпечує ряд переваг [5; 6]:

– більш гнучке регулювання закону паливоподачі та циклової подачі палива відповідно до режиму роботи двигуна;

– забезпечення необхідної рівномірності подачі палива залежно від теплового й технічного стану робочого циліндра;

– відключення циліндрів на режимах часткових навантажень;

– діагностування двигуна та забезпечення аварійного захисту.

Однак зазначена система паливоподачі більш складна та менш надійна у порівнянні із системою безпосередньої дії.

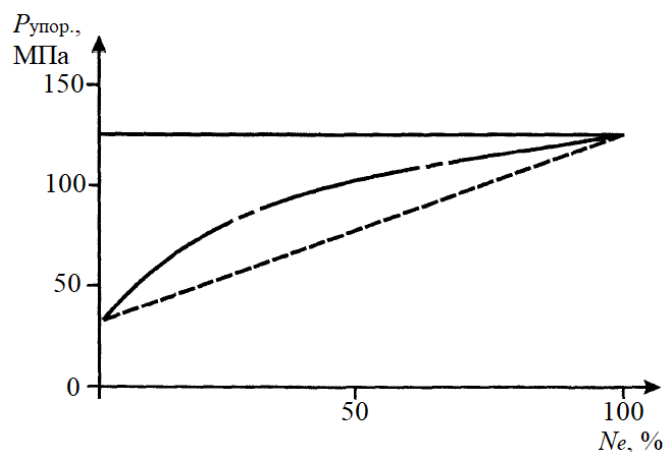


Рис. 1. Залежність тиску впорскування палива від навантаження двигуна для різних систем паливоподачі: - - - - - система прямої дії при роботі за гвинтовою характеристикою; - - - - - система прямої дії при роботі за навантажувальною характеристикою; ————— акумуляторна система впорскування

Висновки

1. Виконано аналіз найбільш поширених напрямків підвищення ефективних та екологічних показників ДВЗ, а саме вдосконалення систем паливоподачі й повітропостачання. Виділено основні переваги й недоліки кожної з них.
2. Установлено, що значний вплив на ефективну роботу та екологічні показники двигуна мають характеристика і тиск упорскування палива, що може бути забезпечено використанням акумуляторної паливної системи з електронним керуванням.
3. Визначено, що з одночасним підвищенням тиску впорскування не слід максимально скорочувати тривалість упорскування, оскільки мінімум викидів NO_x при мінімумі витрати палива досягається при оптимальній тривалості впорскування.

Література

- [1] *SO_x and NO_x abatement Today's technologies* Frank Dames Wartsila Netherlands (2007). Wartsila FJM Dames.
- [2] Грехов, Л. В. (2001). *Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина*. М.: Легион-Авто.
- [3] Грехов, Л. В., Иващенко, Н. А., & Марков, В. А. (2004). *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. М.: Легион-Авто.
- [4] Возницкий, И. В. (2005). *Топливная аппаратура судовых дизелей: конструкция, проверка состояния и регулировка*. С.Пб.: Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова.
- [5] Белоусов, Е. В. (2014). *Топливные системы современных судовых дизелей: учебное пособие*. Херсон: ХГМА.
- [6] Грехов, Л. В. (2000). *Акумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common Rail*. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана.

REFERENCES

- [1] *SO_x and NO_x abatement Today's technologies* Frank Dames Wartsila Netherlands (2007). Wartsila FJM Dames.
- [2] Grehov, L. V. (2001). *Toplivnaya apparatura s elektronnyim upravleniem dizeley i dvigateley s neposredstvennyim vpryskom benzina* [Fuel equipment with electronic control of diesel engines and engines with direct injection of gasoline]. Moscow: Legion-Auto [in Russian].
- [3] Grehov, L. V., Ivaschenko, N. A., & Markov, V. A. (2004). *Toplivnaya apparatura i sistemyi upravleniya dizeley* [Fuel equipment and diesel control systems]. Moscow: Legion-Auto [in Russian].
- [4] Voznitskiy, I. V. (2005). *Toplivnaya apparatura sudovyih dizeley: konstruktziya, proverka sostoyaniya i regulirovka* [Fuel equipment of marine diesel engines: design, condition check and adjustment]. St. Petersburg: Izd-vo GMA im. adm. S.O. Makarova [Publishing House of the State Maritime Academy named after Admiral S.O. Makarova] [in Russian].
- [5] Belousov, E. V. (2014). *Toplivnyie sistemyi sovremennyih sudovyih dizeley: uchebnoe posobie* [Fuel systems of modern marine diesel engines: a training manual]. Kherson: KGMA [Kherson State Marine Academy] [in Russian].
- [6] Grehov, L. V. (2000). *Akkumulyatornyie toplivnyie sistemyi dvigateley vnutrennego sgoraniya tipa Common Rail* [Common Rail Cylinder Fuel Systems]. Moscow: Izd-vo MGTU im. Baumana [MSTU Bauman Publishing House] [in Russian].

Mytrofanov A. S., Levshov A. M., Lutsenko E. A., Sivachuk A. A.

Analysis of possible ways to increase the effective performance of marine engines

Abstract. *The possible ways of increasing fuel efficiency and environmental friendliness of marine engines are analyzed. It has been determined that the most common methods for increasing the performance of marine ICEs are the improvement of fuel supply and air supply systems. The main advantages and disadvantages of using these methods, as well as possible ways to improve them, are highlighted.*

Keywords: *fuel system; air supply system; battery fuel system; high pressure fuel pump; effective indicators.*

Митрофанов А. С., Левшов А. М., Луценко Е. А., Сивачук А. А.

Анализ возможных путей повышения эффективных показателей судовых двигателей

Аннотация. *Проанализированы возможные пути повышения топливной эффективности и экологичности судовых двигателей. Определено, что наиболее распространенными методами повышения показателей судовых ДВС является совершенствование систем топливоподачи и воздухообеспечения. Выделены основные преимущества и недостатки использования указанных методов, а также возможные пути их совершенствования.*

Ключевые слова: *топливная система; система воздухообеспечения; аккумуляторная топливная система; топливный насос высокого давления; эффективные показатели.*

УДК 621.438

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНОК АКУМУЛЯТОРНИХ СИСТЕМ ПОДАЧІ ПАЛИВА СУДНОВИХ ДВЗ

Проскурін А.Ю. к-т. техн. наук, доц.¹, Базарніков Є.В. магістрант²,

Гордєєв А.В. магістрант³

^{1,2,3} Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2,3} Україна, Миколаїв

¹ arkadii.proskurin@nuos.edu.ua

Анотація. *Проведено аналіз сучасних форсунок акумуляторних систем подачі палива судових ДВЗ. Визначено основні конструктивні недоліки. Установлено, що одним з варіантів усунення недоліків роботи форсунок є удосконалення голки з виключення натягу і різьблення в з'єднанні і з'єднання голки з поршнем з малим зазором.*

Ключові слова: *паливо, форсунка, голка розпилювача.*

У зв'язку з посиленням екологічних вимог до викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами, в дизельних двигунах набули широкого поширення акумуляторні системи подачі палива, укомплектовані електрокерованими форсунками [1].

У таких форсунках управління моментом подачі і кількістю палива здійснюється, як правило, за рахунок розвантаження голки розпилювача від осевого зусилля, що діє від тиску палива в напрямку закриття розпилювача. Розвантаження може статися при спрацьовуванні клапана з керуючим поршнем, який виконаний та приводиться в дію відомим способом, наприклад, за допомогою електромагнітного або іншого актуатора. Завдяки постійно діючого на голку низького тиску палива, який прагне підняти голку, тобто відкрити розпилювач, при знятті замикаючого зусилля підйомна сила відкриває розпилювач, і відбувається впорскування палива в камеру згорання. Закриття розпилювача здійснюється при відновленні замикаючого осевого зусилля на голку розпилювача від тиску палива. Для стабільної роботи форсунки необхідно постійне кінематичне і динамічне замикання силового ланцюга «керуючий поршень – голка розпилювача». Для гарантованого закриття розпилювача в той час, коли відсутній тиск палива, в конструкції форсунки передбачена пружина стиснення, яка діє через упор на голку розпилювача. Упор може бути виконаний у вигляді конструктивного елемента на керуючому поршні або у вигляді окремої деталі - штанги.

Однією з найбільш перспективних є бездренажна форсунка з довгою голкою розпилювача [2]. Конструкція включає голку розпилювача, керуючий поршень і конструктивний елемент, виконаний у вигляді пальця і призначений для з'єднання між собою голки розпилювача і керуючого поршня, причому згаданий палець може бути окремою деталлю або складовою частиною голки. Якщо палець виконаний у вигляді окремої деталі, його встановлюють в отвори, що знаходяться на торцях голки розпилювача і керуючого поршня, з натягом або по різьбі. Роль штанги виконує керуючий поршень, який має кільцевий виступ, на який спирається одним торцем пружина. Недоліком конструкції є можливість руйнування з'єднання при ослабленні натягу в експлуатації, що може бути обумовлено зміною температурних умов або вібраціями, негативно впливають на міцність різьбових з'єднань. Одним з варіантів вирішення проблеми є удосконалення голки з виключення натягу і різьблення в з'єднанні і з'єднання голки з поршнем з малим зазором з подальшою лазерною зваркою круговим швом з перекриттям точок не менше 90% [3].

Ціль роботи є вдосконалення бездренажної форсунки з довгою голкою розпилювача шляхом підвищення надійності з'єднання голки з керуючим поршнем.

Голка розпилювача встановлюється в корпус розпилювача до упору, що відповідає закритому стану розпилювача. При цьому керуючий поршень знаходиться всередині корпусу керуючого клапана, в нижньому положенні. У порожнині корпусу керуючого клапана знаходиться паливо під високим тиском. Отвір для зливу палива з порожнини корпусу керуючого клапана закрит кулькою, кінематично і динамічно пов'язаною з актуатором.

При подачі керуючого імпульсу на актуатор відкривається злив палива з порожнини корпусу керуючого клапана, тиск в цій порожнині зменшується. За рахунок різниці в діаметрах голки розпилювача і керуючого поршня створюється підйомна сила, що діє на голку розпилювача в напрямку руху з корпусу розпилювача. При цьому в розпилювачі відкриваються соплові отвори і відбувається впрыскування палива. При припиненні подачі керуючого імпульсу на актуатор отвір зливу палива з порожнини корпусу керуючого клапана закривається кулькою, тиск в порожнині відновлюється. Зусилля від тиску палива на торець керуючого поршня стає більше підйомної сили, що діє знизу на голку розпилювача.

Наявність ділянок різного діаметру в запропонованій конструкції голки розпилювача електрокерованої форсунки дозволяє отримати змінну по довжині жорсткість, що, в свою чергу, дозволяє компенсувати такі виробничі дефекти, як биття запірної частини голки розпилювача щодо бічної поверхні керуючого поршня, а також компенсувати вібрації зібраної конструкції при роботі форсунки.

Міцність з'єднань в експлуатації забезпечується наявністю шва лазерного зварювання з перекриттям точок не менше 90%. Для особливо важких умов експлуатації, в варіантах виконання конструкції, може бути застосований подвійний шов.

Висновки Установлено, що одним з варіантів усунення недоліків роботи форсунок є удосконалення голки з виключення натягу і різьблення в з'єднанні і з'єднання голки з поршнем з малим зазором. Визначено, що наявність ділянок різного діаметру в конструкції голки розпилювача електрокерованої форсунки дозволяє отримати змінну по довжині жорсткість, що, в свою чергу, дозволяє компенсувати биття запірної частини голки розпилювача, а також компенсувати вібрації зібраної конструкції при роботі форсунки.

Література

[1] Белоусов, Е. В. (2014). Топливные системы современных судовых дизелей: учебное пособие. Херсон: ХГМА.

[2] Hans Brekle. (2008). DE102007043540A1. Robert Bosch GmbH.

[3] Бобров С.П., Марков О.А., & Терещенко И.С. (2019). Патент России RU2700992. Федеральная служба по интеллектуальной собственности.

REFERENCES

[1] Belousov, E. V. (2014). *Toplivnyie sistemyi sovremennyih sudovyih dizeley: uchebnoe posobie*. Kherson: KGMA. (in Russian).

[2] Hans Brekle. (2008). DE102007043540A1. Robert Bosch GmbH.

[3] Bobrov S.P., Markov O.A., & Tereshenko (2019). Patent Rossii RU2700992. Federalnaya sluzhba po ntellectualnoj sobstvennosti. (in Russian).

Proskurin A.Yu., Bazarnikov Ye.V., Hordieiev A. V.

Improving the design of nozzles for Common Rail of marine ICE supplying fuel

The analysis of modern nozzles of battery systems for supplying fuel to marine ICEs is carried out. The main design flaws are identified. It was found that one of the options for eliminating the disadvantages of the nozzles is to improve the needle to eliminate tension and threads in the connection and the connection of the needle with the piston with a small gap.

Keywords: fuel, nozzle, sprayer needle.

Проскурин А.Ю., Базарников Е.В., Гордеев А.В.

Усовершенствование конструкции форсунок аккумуляторных систем подачи топлива судовых ДВС

Проведен анализ современных форсунок аккумуляторных систем подачи топлива судовых ДВС. Определены основные конструктивные недостатки. Установлено, что одним из вариантов устранения недостатков работы форсунок является усовершенствование иглы по исключению натяжения и резьбы в соединении и соединения иглы с поршнем с малым зазором.

Ключевые слова: топливо, форсунка, игла распылителя.

УДК 621.438

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СУДНОВИХ ДВЗ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНОГО ЗАПАЛЮВАННЯПроскурін А.Ю. к-т. техн. наук, доц.¹, Єльніков Д.О. магістрант²,Дяківська К.В. магістрант³^{1,2,3} Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова^{1,2,3} Україна, Миколаїв¹ arkadii.proskurin@nuos.edu.ua

Анотація. *Пропонується модернізувати дизельний двигун на дизельно-газовий двигун, який дозволяє шляхом простої заміни системи паливоподачі і підключення системи форкамерно-факельного запалювання переводити двигун на роботу з газового або дизельного циклу.*

Ключові слова: газове паливо, запалення, форкамера.

Постійне зростання вимог до екологічних показників роботи суднових дизельних установок з одного боку і підвищення вартості палив з іншого, змушують розробників суднових дизельних двигунів шукати нетрадиційні підходи до вирішення проблеми скорочення шкідливих викидів і зниження експлуатаційних витрат на паливо.

На сьогоднішній день більше 40% видобутої нафти переробляють в моторні палива. Близько 50 % зазначеного палива витрачається на наземному, водному і повітряному транспорті, обладнаному двигунами внутрішнього згорання. За існуючими оцінками в перспективі очікується дефіцит рідкого нафтового моторного палива. Наявні резерви підвищення економічності транспортних ДВЗ не можуть перекрити цей дефіцит тому, що очікуване підвищення експлуатаційної економічності ДВЗ за рахунок їх конструктивного вдосконалення складе не більше 20 %, що вже недостатньо для покриття дефіциту.

Дефіцит рідкого нафтового моторного палива, а також високе забруднення повітря його продуктами викликали необхідність пошуку альтернативних палив. Єдиним економічно виправданим альтернативним паливом наразі визнано газове паливо, яке можна застосовувати в якості моторного палива без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки. Ресурси газового моторного палива набагато перебивають ресурси рідкого палива [1].

За своїми властивостями газове моторне паливо перевершує нафтові палива. При застосуванні його в двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям. Скоріш за все, з цієї причини перші ДВЗ робили для роботи саме на газу.

Найпоширенішим способом використання газового палива в сучасних суднових ДВЗ є запалюванням від запальної дози дизельного палива (газодизельний процес). Одним з важливих питань переходу дизельних двигунів на газодизельний процес є визначення ступеня стиску паливної суміші у двигуні. Вирішальну роль в цьому питанні відіграють максимальний тиск згорання в циліндрі та пов'язані з ними навантаження на кривошипно - шатунний механізм, а також питання детонації. Спільним для газодизельних двигунів є деяке зниження ступеня стиснення в порівнянні з дизельним прототипом. Зазвичай ступень стиснення таких двигунів не нижче 11...12,5, що забезпечує пуск на одному рідкому паливі.

Основна складність у відпрацюванні газодизельного процесу – це поєднання суперечливих вимог: з одного боку слід обмежувати ступінь стиснення для уникнення детонації, з іншого - ступінь стиску повинна бути достатньою для створення полум'я запального палива. Розв'язання цієї суперечності ускладнюється для двигунів з наддувом, у яких при максимальній потужності, тобто при повному наддуві створюються найбільш сприятливі умови для виникнення детонації, і в той же час на низьких навантаженнях, коли надув незначний, суттєво ускладнюються умови займання. Крім того, газодизельний процес ускладнює регулювання навантаження. Часто якісне регулювання, що має місце в дизелях без турбонаддува, обмежено при газодизельному процесі межами ефективного збіднення, які, хоча і зменшені у газодизеля у бік бідних сумішей в порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням, все ж таки не дозволяють знижувати потужність нижче 25...30% від номінальної. При більш низьких навантаженнях робота двигуна за газодизельним процесом виявляється неможливою і подальша зміна потужності здійснюється зміною подачі дизельного палива [2].

Ціль роботи - розробити умови поліпшення паливної економічності двигунів шляхом використання газового палива.

Аналіз результатів експериментальних досліджень і дослідно-промислових випробувань газодизелів різних модифікацій показує, що основний недолік таких машин – це необхідність мати і витратити одночасно два види палива. На відміну від двопаливного двигуна з іскровим запалюванням для роботи на газовому паливі потрібно обов'язково споживати дизельне паливо. Тому більш доцільна концепція двопаливного дизельно-газового двигуна, здатного працювати на кожному виді палива окремо.

Такий двигун повинен бути оснащений як дизельною паливною апаратурою, так і системою подачі газу спільно з системою іскрового запалювання. Для реалізації цієї концепції необхідно вирішити завдання захисту

дизельних форсунок від впливу горючих газів в період роботи двигуна на газовому паливі. Дослідження показують, що ця проблема може бути вирішена рециркуляцією дизельного палива по форсунках без організації уприскування, який допускається здійснювати при відключенні подачі газу.

На відміну від газодизельних, дизельно-газові двигуни допускають поперемінну роботу як на дизельному, так і на газовому паливі, в той час як газодизель завжди вимагає дизельного палива і не може працювати на чисто газовому циклу.

Пропонується модернізувати дизельний двигун на дизельно-газовий двигун, який дозволяє шляхом простої заміни системи паливоподачі і підключенням системи форкамерно-факельного запалювання (в умовах експлуатації приблизно за 36 год) переводити двигун на роботу з газового або дизельного циклу. Це властивість швидкого конвертування відповідає вимогам де необхідна робота на двох видах палив. При цьому забезпечується перехід з одного виду палива на інший за допомогою уніфікованих комплектів дизельної та газової паливної апаратури з взаємозамінними основними вузлами, а також системою запалювання, якій забезпечений двигун. При переході з дизельного палива на газоподібне, замість дизельної форсунки встановлюється взаємозамінна форкамера об'ємом $V_f = 20...35\%$ від обсягу камери згорання, що призводить до зниження ступеня стиснення до рівня, що забезпечує бездетонаційне згорання газоподібного палива [3].

Висновки

Проведено комплексний аналіз використання горючих газів в якості палива для суднових двигунів та визначення основних проблем переведення суднових двигунів на газове паливо. Установлено, що використання форкамерно-факельного запалювання дозволить працювати газовому двигуну на збіднених сумішах і наблизить ступень стиснення до дизельної модифікації.

Література

- [1] Данилов, А. М., Каминский, Э. Ф., & Хавкин, В. А. (2003). Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения. *Российский химический журнал*, 47(6), 4-11.
- [2] Белоусов, Е. В. (2014). *Топливные системы современных судовых дизелей: учебное пособие*. Херсон: ХГМА.
- [3] Генкин, К. И. (1977). *Газовые двигатели*. М.: Машиностроение.

REFERENCES

- [1] Danilov, A. M., Kaminskij, E. F., & Havkin, V. A. (2003). Alternativnye topliva: dostoinstva i nedostatki. Problemy primeneniya. *Rossijskij himicheskij zhurnal*, 47(6), 4-11. (in Russian).
- [2] Belousov, E. V. (2014). *Toplivnyie sistemyi sovremennyih sudovyih dizeley: uchebnoe posobie*. Kherson: KGMA. (in Russian).
- [3] Genkin, K. I. (1977). *Gazovye dvigateli*. Moscow: Mashinostroenie. (in Russian).

Proskurin A.Yu., Yelnikov D.O., Diakivska K.V.

Improving of the gas fuel efficiency in marine ICE by preflame ignition using

It is proposed to upgrade the diesel engine to a diesel-gas engine, which allows, by simply replacing the fuel supply system and connecting the pre-combustion ignition system, to transfer the engine to work from a gas or diesel cycle.

Keywords: gas fuel, ignition, prechamber.

Проскурин А.Ю., Ельников Д.А., Дяковская К.В.

Повышение эффективности использования газового топлива в судовых ДВС путем применения форкамерно-факельного зажигания

Предлагается модернизировать дизельный двигатель на дизель-газовый двигатель, который позволяет путем простой замены системы топливоподачи и подключения системы форкамерно-факельного зажигания переводить двигатель на работу с газового или дизельного цикла.

Ключевые слова: газовое топливо, зажигание, форкамера.

УДК 621.431.74

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА 6S70MC-C8 ПО ДАНИМ SEA TRIALS В СЕРЕДОВИЩІ AVL BOOST

Кирнац В.І. к.т.н., Маулевич В.О., Холденко В.І.,

Варбанець Р.А. д.т.н., Брусник Р.О. аспірант

Кафедра «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація»

Анотація. Під час ходових випробувань на судні були отримані експериментальні дані, завдяки яким побудована адекватна математична модель судового двигуна. Зроблено розрахунок параметрів робочого

процесу з побудовою індикаторної діаграми. Запропоновано рішення задачі визначення ефективних параметрів на часткових режимах роботи двигуна.

Ключові слова: Дані ходових випробувань, математична модель двигуна, розрахунок параметрів робочого процесу, малооборотні дизелі

Концепція двигуна 6S70MC-C (рис. 1) заснована на традиційній системі, в якій розподільний вал управляє уприскуванням палива і приводом випускних клапанів. Кожен циліндр обладнаний власним насосом для подачі палива, який складається з простого плунжера, що приводиться в дію безпосередньо кулачком розподільного валу. Оптимальна комбінація NOx і SFOC досягається за допомогою системи VIT, вбудованої в паливні насоси [1].

Випускний клапан, керований кулачком, відкривається гідравлічно і закривається за допомогою пневматичної пружини.

Двигун MC-C - коротша і компактна версія двигуна MC. Він добре підходить для невеликих машинних відділень, наприклад, для контейнеровозів.

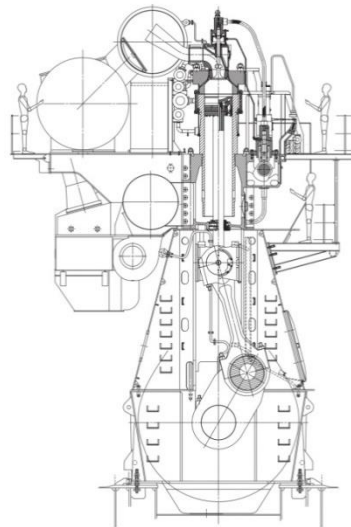


Рис. 1 – Двигун 6S70MC-C8

Моделювання робочого процесу в програмному симуляторі AVL BOOST дозволяє аналізувати вплив різних експлуатаційних факторів на параметри робочого процесу. Серед AVL BOOST [2] дозволяє з окремих елементів побудувати свою унікальну модель двигуна (рис. 2).

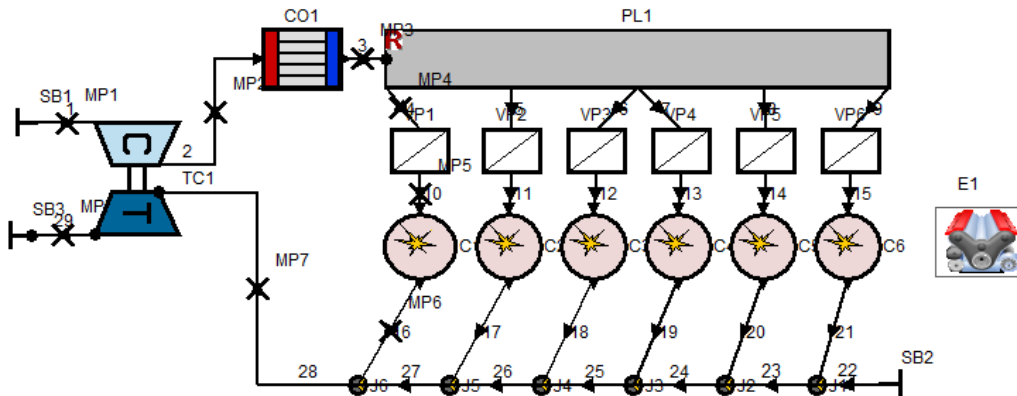


Рис. 2 - Структура моделі головного двигуна 6S70MC-C8

Для моделювання швидкості тепловиділення в циліндрі використовується формула Вібе:

$$\frac{dx}{df} = 6,908 \frac{m+1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi - \varphi_{pe'}}{\varphi_z} \right)^m \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{pe'}}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]$$

де m, φ_z – показник характеру згоряння (рис. 3) і умовна тривалість процесу тепловиділення.

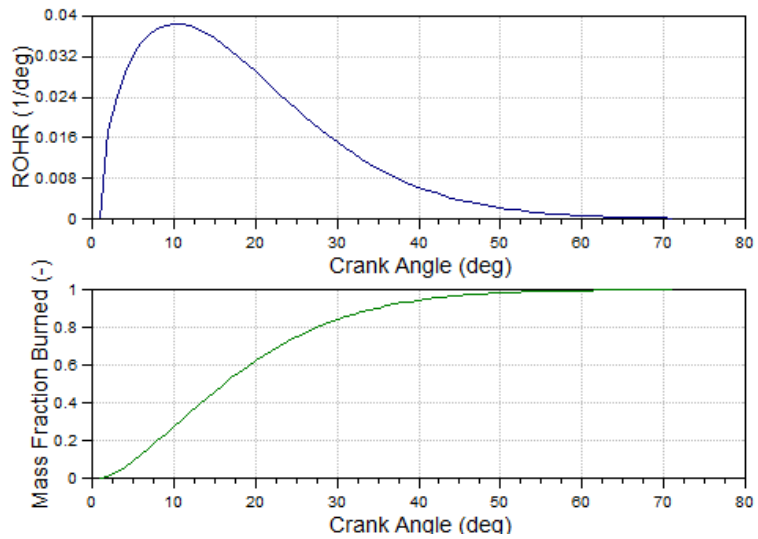


Рис. 3 - Характеристика тепловиділення двигуна 6S70MC-C8, модель AVL BOOST.

Для кожного елемента математичної моделі були задані певні параметри (таблиця 1), отримані на ходових випробуваннях двигуна 6S70MC-C8.

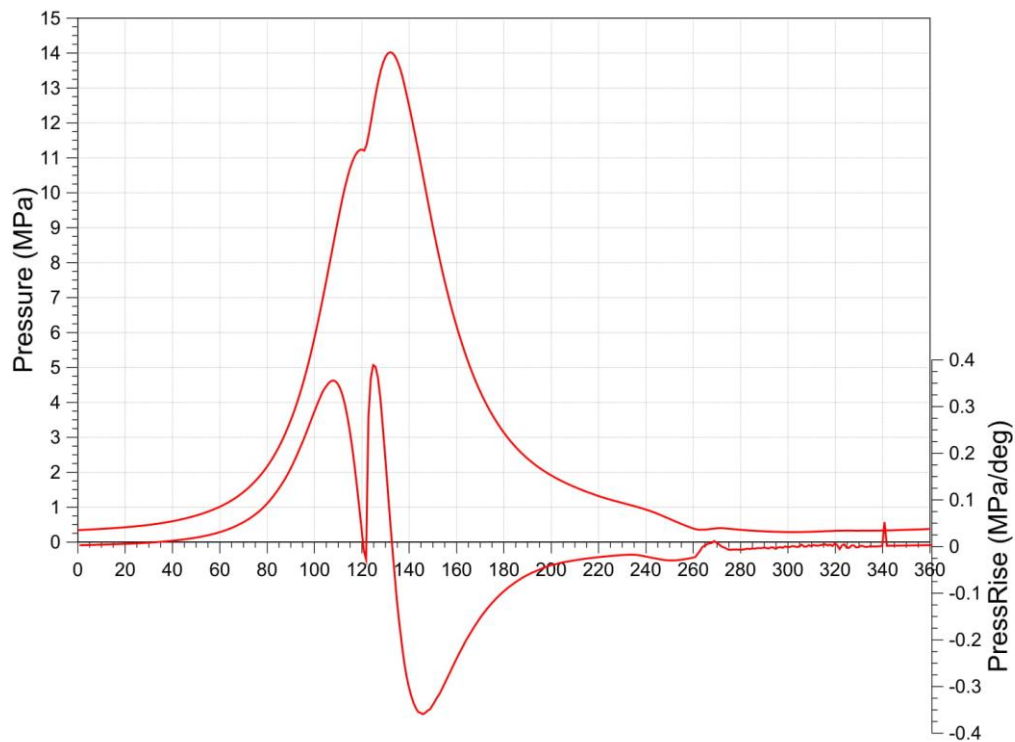


Рис. 4 - Індикаторна діаграма і діаграма швидкості зміни тиску газів в циліндрі малооборотних двигуна 6S70MC-C8 на експлуатаційному режимі 75%, модель AVL BOOST

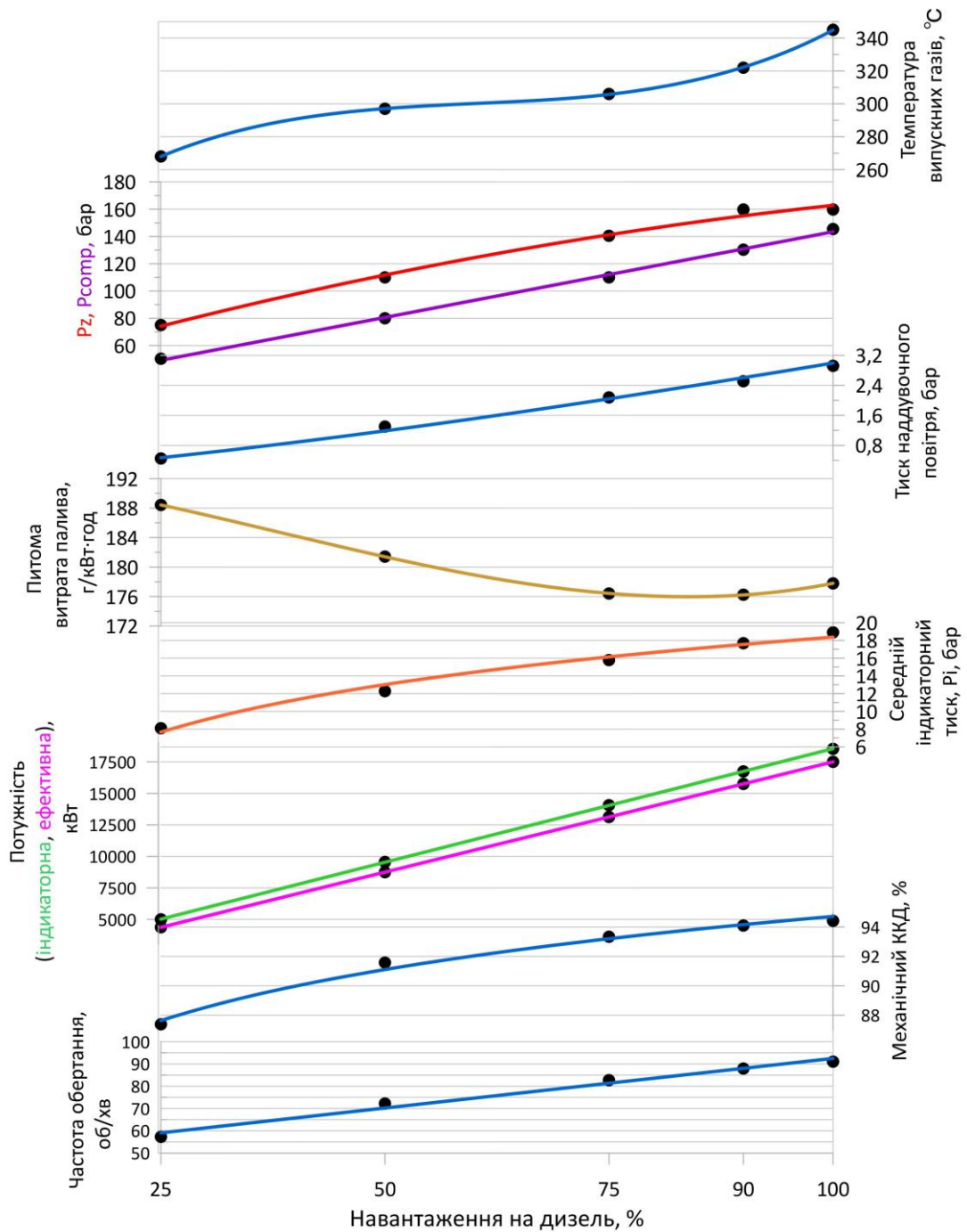


Рис. 5 – Данні моделювання роботи головного двигуна 6S70MC-C8 на часткових режимах

Дані SEA TRIALS головного двигуна 6S70MC-C8 були отримані під час ходових випробувань. Зведений звіт представлений в таблиці 1.

Таблиця 1 - Зведений звіт експериментальних даних

Технічна специфікація	1	2	3	4	5
Навантаження, %	25	50	75	90	100
Частота обертання, об / хв	57,3	72,2	82,7	87,9	91
Ефективна потужність, кВт	4375	8750	13125	15750	17500
Індикаторна потужність, кВт	5006	9554	14062	16737	18535

Механічний ККД, %	87,39	91,58	93,34	94,10	94,42
Максимальний тиск згоряння, Pz, бар	75	110	140,5	159,8	159,8
Тиск стиснення, Pc, бар	50,3	80	110	130,3	145,5
Середній індикаторний тиск, Pi, бар	8,10	12,28	15,78	17,68	18,90
Питома витрата палива, г / кВт · год	188,42	181,41	176,41	176,25	177,79
Температура випускних газів, °С	268	297	306	322	345
Температура повітря перед циліндрами, °С	30	31	34	38	40
Тиск повітря перед циліндрами, бар	0,45	1,30	2,08	2,51	2,92

Висновки

Отримані результати моделювання, з використанням моделі тепловиділення Вібе – порівняні з експериментальними даними на різних режимах навантаження. Похибка експериментальних даних і моделі склала менше 3% на контрольних точках даних SEA TRIALS. Модель двигуна в AVL BOOST дає можливість моделювання даних SEA TRIALS на всіх часткових режимах в діапазоні навантаження від 25 до 100% з максимальною відносною похибкою до 3%.

Література:

1. AVL BOOST v2014.1 Official Examples Library: <https://www.avl.com/boost>
2. MAN B&W S70MC-C8.2 IMO Tier II Project Guide: https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/epub/S70MC-C8_2.pdf

УДК 621.444:629.5.03-8

АНАЛІЗ ЗМЕНШЕННЯ ТОКСИЧНИХ ВИКИДІВ У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Пирисунько М.А., викладач, Шевчук І.Ю., студент, Проценко В.В., студент, Філіпов С.В., студент
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Херсонська філія Херсон, Україна
maximka1786@gmail.com

Анотація. Вирішення проблеми забруднення повітряного басейну Світового океану шкідливими викидами з відпрацьованими газами суднових дизелів пов'язано зі створенням вискоелективних технологій по нейтралізації оксидів азоту NOx на випуску із дизельної установки, що відноситься як до суден, що знаходяться в експлуатації, так і до тих, що проєктуються та будуються. Повітря, що надходить у двигун, є робочим тілом, яке здійснює певний термодинамічний цикл, в результаті чого змінюється його хімічний склад, а відпрацьована газова суміш містить безліч компонентів.

Ключові слова: токсичні викиди, дизель, оксиди азоту

Відпрацьовані гази (ВГ) дизелів являють собою складну газову суміш, яка містить більше 200 компонентів [1]. Чотири компоненти азот (N₂), кисень (O₂), діоксид вуглецю (CO₂) і вода (H₂O) становлять 99-99,9% обсягу ВГ. З точки зору еко-логії вони не представляють інтересу, оскільки нетоксичні. Решта 0,1-1% обсягу ВГ - компоненти, які представляють екологічну небезпеку. Їх небезпеку прийнято оцінювати двома характеристиками: токсичністю і димністю. Під токсичністю ВГ розуміють газоподібні компоненти, які мають шкідливий вплив на навколишнє середовище, живу природу і людину. Серед безлічі токсичних компонентів приблизно 80-95% припадає на частку п'яти з них (табл. 1) [2]. Ступінь їх шкідливості різна і в відносному вигляді може бути виражена співвідношенням:



У переліку основних токсичних компонентів безперечно лідирують оксиди азоту. В ВГ дизелів міститься близько 10 сполук азоту з киснем, але домінантою є NO, його частка становить 95-98% від усіх оксидів. Решта 2-5% - вищі оксиди азоту: NO₂; N₂O; N₂O₃ [3].

З 2016 року введено новий стандарт IMO Tier III, в якому гранично допустимий вміст NOx у відпрацьованих газах знижено майже в 4 рази [2]. Таке різке посилення нормативів на викиди забруднюючих атмосферу речовин змушує виробників двигунів постійно вишукувати все нові і нові технічні рішення, які покращують екологічні показники дизелів. На даний час склалася ситуація, коли роз-виток сучасних ДВЗ і їх конкурентоспроможність визначаються головним чином наявністю засобів, що дозволяють знизити викиди шкідливих речовин до рівня відповідних екологічних вимог.

Сучасні вимоги щодо обмеження викидів NOx і SOx регулюються положенням VI Конвенції МАРПОЛ, прийнятої Міжнародною морською організацією (IMO). Вони стосуються спеціальних районів контролю за викидами (Emission Control Area – ECA), та спеціальних районів контролю за викидами сірки (Sulfur Emission Control Area -

SECA), в яких норми викидів значно знижені (NO_x до 3, 4 г/(кВт·годину), SO_x до нуля), а кількість таких районів зростає з кожним роком. [4].

Методи зниження викидів оксидів азоту і частинок прийнято розділяти на внутрішні (первинні) і зовнішні (вторинні).

До внутрішніх методів належать ті, в яких зниження шкідливих викидів досягається за рахунок впливу на внутрішньоциліндрові процеси утворення шкідливих компонентів. Серед цих методів найбільше застосування отримали:

- підвищення максимального тиску згоряння;
- застосування багатоотворних розпилювачів форсунок;
- підвищення тиску упорскування палива;
- множинне впорскування палива;
- оптимізація конструкції камери згоряння;
- оптимізація подачі повітря.

Серед зовнішніх способів зменшення шкідливих викидів з ВГ слід виділити такі:

- очищення ВГ від шкідливих компонентів поза двигуном за допомогою спеціальних пристроїв і фільтрів;

- відновлення оксидів азоту в присутності спеціального каталізатора і при наявності відновника, в якості якого зазвичай використовується водний розчин сечовини.

- поліпшення якості палива і використання альтернативних палив.

Для скорочення шкідливих викидів з відпрацьованими газами у навколишнє середовище вчені та світові лідери двигунобудування, такі як MAN Energy Solutions та Wärtsilä, використовують і пропонують різноманітні методи зменшення вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Серед найбільш перспективних методів слід відзначити рециркуляцію відпрацьованих газів суднових дизелів. До її переваг над іншими методами відноситься несуттєвий вплив на показники роботи двигунів. При рециркуляції відпрацьованих газів знижується температура в камері згоряння, що призводить до зменшення кількості оксидів азоту NO_x. Це зумовлене високими значеннями теплоємності двоокису вуглецю та водяної пари. Оскільки швидкість горіння знижується, температура вихлопу та теплове навантаження на деталі двигуна збільшуються. Розбавлення наддувного повітря відхідними газами знижує вміст кисню в повітрі з 21 до 13 % [5].

Рециркуляція ВГ (від. англ. Exhaust Gas Recirculation (EGR)) - це спосіб значно зменшити утворення NO_x в суднових дизельних двигунах (рис. 1). Використовуючи цей метод, з'являється можливість виконання вимог Tier III.

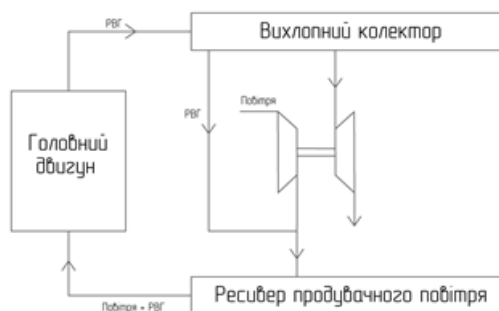


Рис. 1. Основний принцип рециркуляції відпрацьованих газів.

В системі рециркуляції, після процесу охолодження і очищення, частина ВГ повертається в ресивер свіжого заряду. Таким чином, частина кисню в свіжому заряді замінюється CO₂, що міститься у вихідних газах після процесу згоряння. Ця заміна зменшує вміст O₂ і збільшує теплоємність свіжого заряду, тим самим знижуючи температурний пік згоряння і утворення NO_x.

Висновок: Проаналізовано зменшення шкідливих викидів, передусім оксидів азоту, за різних схем системи рециркуляції відпрацьованих газів суднових дизелів. За рахунок зниження концентрації кисню та збільшення теплоємності газів знижується температура згоряння, що призводить до скорочення шкідливих викидів, при цьому без суттєвого впливу на енергетичні показники двигуна.

REFERENCES:

1. Марков, В.А., Баширов Р.М., Габито И.И.(2002). *Токсичность отработавших газов дизелей*. Уфа: Изд-во Башкирского госу-дарственного аграрного университета.
2. Tier III Two-Stroke Technology (2014). Diesel & Turbo. MAN Group. M., - P. 36
3. Turbo, M.D (2013). Emission Project Guide MAN B&W Two-stroke Marine En-gines. MAN B&W. - P. 111
4. MAN B&W G45ME-B9.3-TII Project Guide (2013). Electronically Controlled Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves. 1st Edition, - P. 355
5. Exhaust Gas Emission Control Today and Tomorrow Application on MAN B&W Two-stroke Marine Diesel Engine. Copenhagen, Denmark. - P. 36
6. Reduction of SO₂, NO_x and Particulate Matter from Ships with Diesel Engines Environmental Project (2014). No. 1510, - P. 114

Pyrysunko Maxim, Shevchuk Ihor, Protsenko Vitalii, Filipov Serhii

Analysis of the reduction of toxic emissions in the exhaust gases of marine diesel engines

Abstract. *The solution to the problem of pollution of the oceans by harmful emissions from marine diesel engines associated with the creation of highly effective technologies for the neutralization of nitrogen oxides NOx from a diesel installation, this applies to both ships that are in operation and designed and are being built. The air entering the engine is a working fluid that implements a certain thermodynamic cycle, as a result of which its chemical composition changes, and the exhaust gas mixture contains many components.*

Keywords: *toxic emissions, diesel, nitrogen oxides.*

Пирисунько М.А., Шевчук І.Ю., Проценко В.В., Филипов С.В.

Анализ уменьшение токсичных выбросов в отработанных газах судовых дизелей

Аннотация. *Решение проблемы загрязнения воздушного бассейна Мирового океана вредными выбросами с отработавшими газами судовых дизелей связано с созданием высокоэффективных технологий по нейтрализации оксидов азота NOx на выпуске с дизельной установки, это относится как к судам, которые находятся в эксплуатации, так и к проектируемым и которые строятся. Воздух, поступающий в двигатель, является рабочим телом, которое осуществляет определенный термодинамический цикл, в результате чего изменяется его химический состав, а отработанная газовая смесь содержит множество компонентов.*

Ключевые слова: *токсичные выбросы, дизель, оксиды азота.*

УДК 621.444

АНАЛІЗ ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ТА ДИМНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ЗА РАХУНОК КЕРОВАНОЇ ПОДАЧІ ПОВІТРЯ В КАМЕРУ ЗГОРЯННЯ

Пирисунько М.А., викладач, Вдовиченко Д.О.,

студент, Сургаєв А.В., студент

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Херсонська філія Херсон, Україна

maximka1786@gmail.com

Анотація. *Захист навколишнього середовища поступово висунува в число глобальних проблем людства. Неконтрольоване споживання вуглеводневих палив і викидів від їх використання, постійне їх збільшення, викликає порушення природного процесу самоочищення біосфери і становить загрозу життю людини. Щоб зупинити цей процес, підписані міжнародні угоди, прийняті державні постанови і програми захисту навколишнього середовища від шкідливих викидів. Ефективним засобом зниження токсичності відпрацьованих газів при одночасному поліпшенні паливної економічності дизельних двигунів є забезпечення оптимальних значень коефіцієнта надлишку повітря.*

Ключові слова: *паливо, відпрацьовані гази, оксиди азоту*

Законодавчим органом для нормування екологічних показників судових ДВЗ є Міжнародна морська організація (ІМО). Розроблені нею і діючі з 1 січня 2011 р технічні норми ІМО Tier-2 стосуються тільки викидів оксидів азоту. З 2016 р введено новий стандарт ІМО Tier-3, в якому гранично допустимий вміст NOx у відпрацьованих газах знижено майже в 4 рази. Інакше кажучи, з 2016 р судові двигуни повинні забезпечувати ті ж показники по викидах NOx, що і автомобільні дизелі.

Таке різке посилення нормативів на викиди забруднюючих атмосферу речовин змушує виробників постійно вишукувати все нові і нові технічні рішення, щодо покращення екологічних показників дизелів. В даний час склалася ситуація, коли розвиток сучасних ДВЗ і їх конкурентоспроможність визначаються головним чином наявністю коштів, що дозволяє знизити викиди шкідливих речовин до рівня відповідних екологічних вимог [2]. Ці вимоги можуть бути досягнуті різними засобами. Найбільш відомі і промислово відпрацьовані способи зниження викидів оксидів азоту, такі як селективне каталітичне відновлення, рециркуляція відпрацьованих газів і зволоження повітря мають ряд серйозних недоліків - це значне ускладнення конструкції і збільшення витрати палива. Тим часом спостерігається зростання цін на паливо змушує шукати такі методи, які одночасно забезпечують зниження оксидів азоту і покращують паливну економічність. Серед таких методів заслуговують на особливу увагу, перш за все ті, які спрямовані на вдосконалення робочого процесу шляхом впливу на термодинаміку горіння палива в циліндрі двигуна.

Коефіцієнт надлишку повітря α значно впливає на токсичність відпрацьованих газів (ВГ). Так, концентрація оксидів азоту плавно зменшується зі збільшенням α (рис.1). Багато в чому цей факт пояснюється тим, що основна маса NOx утворюється протягом короткого проміжку часу в основному в другій фазі згоряння палива. Тому при збільшенні кількості повітря падає температура, а її високе значення є головною умовою для утворення оксиду азоту. [1].

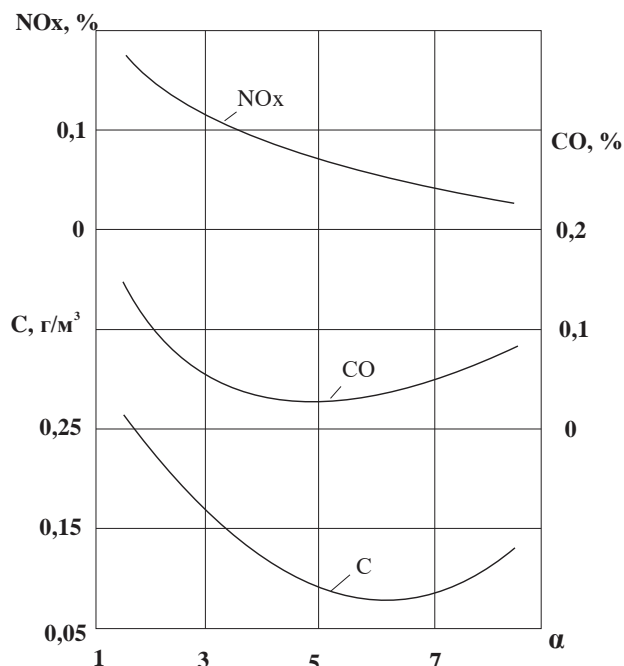


Рис. 1 Вплив коефіцієнта надлишку повітря на концентрації шкідливих речовин, що містяться у відпрацьованих газах

Вміст в ВГ продуктів неповного згоряння палива CO, CH_x і C також самим безпосереднім чином залежить від коефіцієнта надлишку повітря. Так, емісія CH_x характеризується ступенем гасіння полум'я і кількістю палива, що не бере участі в горінні, емісія CO залежить від кількості палива, яке не повністю прореагувало, в зв'язку з нестачею кисню повітря, емісія сажі визначається кількістю палива, що не бере участі в процесі горіння, в зв'язку з тим, що воно не перейшло з рідкого стану в газоподібний і не мало контакту з киснем під впливом високої температури, тобто паливо піддавалося реакції крекінгу. Всі ці залежності мають яскраво виражений мінімум при $\alpha = 4 \div 6$. Збільшення їх емісії при великих α пов'язано зі зменшенням циклової подачі. В результаті погіршується розпилювання палива і сповільнюється процес згоряння, який починається з великим періодом затримки самозаймання і тому переноситься на лінію розширення, відповідно зростає частка незгорілого палива [2].

Оптимального значення α можна досягти шляхом управління подачею палива, змінюючи циклову подачу, або за рахунок управління подачею повітря. Традиційно на практиці користуються першим способом, в якому досягнення оптимальних значень коефіцієнта надлишку повітря забезпечується впливом на циклову подачу за допомогою системи автоматичного управління подачею палива. Однак даний спосіб підтримки коефіцієнта надлишку повітря в межах оптимального значення призводить до погіршення параметрів двигуна, оскільки перехідні процеси особливо при набиранні навантаження помітно затягуються. Тому регулювання по подачі повітря має свої переваги. Крім поліпшення тягових властивостей дизеля короткочасна і додаткова подача повітря в циліндр дозволяє зменшити емісію шкідливих речовин, що містяться в ВГ.

На теперішній час вже є досвід подачі додаткової кількості повітря в камеру згоряння двигуна з метою зменшення димності ВГ на перехідних режимах. Зокрема, фірма Cummins пропонує пристрій для роздільного впорскування палива і повітря. По суті, цей пристрій є форсункою з двома роздільними каналами: повітряним і паливним. Подача повітря варіюється блоком управління. Відзначається, що за допомогою даної форсунки вдалося на дослідному дизелі знизити емісію NO_x на 70%, а витрата палива на 9%. Однак, як підкреслюється в опублікованих даних, цього недостатньо, щоб відповідати вимогам IMO Tier 3.

Уприскування палива, насиченого повітрям, дозволяє:

- оперативно управляти складом суміші за рахунок зміни витрати повітря;
- істотно зменшити неоднорідність паливних факелів завдяки вмісту в них пухирців повітря;
- здійснити додаткове диспергування палива і, отже, розбити ядра паливних факелів, надмірно збагачених паливом;
- створити умови для отримання оптимального значення коефіцієнта надлишку повітря у всьому діапазоні експлуатаційних режимів роботи двигуна.

Висновок: проаналізовано можливість зниження токсичності та димності відпрацьованих газів за рахунок керованої подачі повітря в камеру згоряння. Коефіцієнт надлишку повітря впливає на токсичність відпрацьованих газів. Концентрація оксидів азоту плавню зменшується зі збільшенням коефіцієнту надлишку повітря.

REFERENCES:

1. Fournier A. (2006). *Air Emission from Marine Vessels: Problems and Opportunities*, University of California Santa Barbara.

2. *Marine Engine IMO Tier II and Tier III* (2nd ed., Vol. Programme). (2009). MAN Diesel. Retrieved from https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/marine-engine-programmes/mep2017_2web.pdf?
3. Галышев Ю.В. Магидович Л.Е., Румянцев В.В. (2005). *Топливные проблемы транспортной энергетики*. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та.
4. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. (2002). *Токсичность отработавших газов дизелей*. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана.
5. Новиков Л.А. (2013). Ограничение выбросов NO_x на уровне IMO TIER-3 для судовых дизелей отложено до 2021 года развития. *Двигателестроение*. , № 2., с. 26-32.

Pyrysunko Maxim, Vdovychenko Denys, Surhaiev Artem

Analysis of the reduction of toxicity and smoke of exhaust gases due to the controlled air supply to the combustion chamber

Abstract. *Environmental protection has gradually put forward among the global problems of mankind. Uncontrolled consumption of hydrocarbon fuels and emissions from their use, their constant increase, causes a violation of the natural process of self-cleaning of the biosphere and poses a threat to human life. To stop this process, signed international agreements, adopted government regulations and programs to protect the environment from harmful emissions. An effective way to reduce the toxicity of exhaust gases while improving the fuel economy of diesel engines is to ensure optimal values of the coefficient of excess air.*

Keywords: *fuel, exhaust gases, nitrogen oxides.*

Пирисунько М.А., Вдовиченко Д.О., Сургаев А.В.

Анализ снижения токсичности и дымности отработавших газов за счет управляемой подачи воздуха в камеру сгорания

Аннотация. *Защита окружающей среды постепенно выдвинул в число глобальных проблем человечества. Неконтролируемое потребление углеводородных топлив и выбросов от их использования, постоянное их увеличение, вызывает нарушение естественного процесса самоочищения биосферы и представляет угрозу жизни человека. Чтобы остановить этот процесс, подписанные международные соглашения, принятые государственные постановления и программы защиты окружающей среды от вредных выбросов. Эффективным средством снижения токсичности отработавших газов при одновременном улучшении топливной экономичности дизельных двигателей является обеспечение оптимальных значений коэффициента избытка воздуха.*

Ключевые слова: *топливо, отработанные газы, оксиды азота.*

УДК 621.43.05

SCR-РЕАКТОР, ЯК ПЕРСПЕКТИВНИЙ МЕТОД ПО БОРОТБІ ІЗ ШКІДЛИВИМИ ВИКИДАМИ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

Данильченко М.П., Богоявленський А.Б., Боцман І.С., Кихтенко Д.Ю.,
магістранти енерготехнічного факультету

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна

Світовий транспорт виробляє 13 % від загального обсягу викидів парникових газів. З них на морський флот припадає лише 3 %. Однак через інтенсивний розвиток флоту за останні п'ять років цей показник зріс удвічі: більш потужні силові установки вимагають більше палива, кількість суден збільшується, пропорційно зростає і обсяг шкідливих викидів.

В даний момент нормованим для суднових двигунів параметром є тільки викиди оксидів азоту (NO_x) відповідно до Конвенції МАРПОЛ. У процесі згорання палива в двигуні утворюється цілий ряд з'єднань, які потрапляють в атмосферу, але оксиди азоту є найбільш шкідливими. У дизельному двигуні вони становлять від 30 до 80 % загального обсягу викидів. З 2000 року суднові двигуни на стадії виготовлення проходять випробування на вміст NO_x у відпрацьованих газах і отримують так званий технічний файл, де вказуються еталонні значення для різних режимів роботи. До 2010 року діяв стандарт TIER I (допускав 17 грамів NO_x на кіловат-годину), до 2016 року діяв TIER II (14,4 г), а з 2016 вступив в силу стандарт TIER III (відповідно до якої кількість зменшилася на 80 % у порівнянні із TIER I).

У зв'язку з посиленням норм щодо викидів, виникла необхідність в розробці спеціальних методів зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами дизелів. Ці методи поділяються на дві групи.

Первинні методи зниження викидів NO_x засновані на зменшенні температури в зонах горіння палива. Оскільки температура є основним фактором при утворенні NO_x, то цей метод досить ефективний.

Вторинні методи засновані на хімічній нейтралізації NO_x перед випуском відпрацьованих газів в атмосферу.

Взявши за основу успішний досвід використання методу SCR (зменшення рівня NO_x додаванням реагенту в присутності каталізатора) в індустрії вантажного транспорту і його найкращі економічні показники, німецький концерн MAN почав розробку обладнання для суднових дизельних двигунів. Так народилася система MAN SCR. Одною з головних переваг системи SCR є низька витрата палива, що доведено не тільки стендовими випробуваннями, а й багаторічним досвідом використання. Витрата діючої речовини (сечовини) становить орієнтовно 5-7 % витрати палива.

Принцип роботи простий: за допомогою дозуючого пристрою в змішувач потрапляє охолоджений у допоміжному модулі реагент (сечовина, CH₄N₂O), далі в присутності каталізатора суміш вихлопних газів і реагенту розкладається на азот і воду. Отриманий таким способом азот йде в атмосферу, а вода охолоджується і виходить за борт.

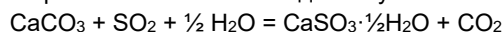
При використанні MAN SCR не потрібна установка додаткового протипожежного обладнання, тому що в якості реагенту використовується не вибухонебезпечна речовина, а сечовина, яка не запалюється.

Двигуни з системою MAN SCR вже сьогодні відповідають нормам Tier III.

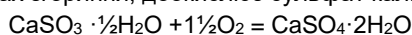
До основних складових частин скрубера відносяться: корпус скрубера; система зрошення з відцентровими тангенціальними форсунками; з поплавцевим пристроєм регулювання рівня шламу; система аварійного відключення подачі води.

Призначення скрубера в цілому - очищення димових газів від пилу, що утворюється при спалюванні дисперсного вуглевміщуючого матеріалу в допалювачів. Корпус скрубера призначений для організації потоків газу і крапель води. Система зрошення призначена для подачі і розпилення води в корпусі скрубера. Механізм відведення шламу призначений для автоматичного відведення шламу з корпусу скрубера. Система аварійного відключення подачі води призначена для відключення подачі води при неможливості відведення шламу з корпусу скрубера.

Скрубер функціонує наступним чином: газ надходить на очистку, подається по похилому газоходу в нижню частину скрубера і піднімається по корпусу вгору. У верхній частині скрубера розташовані 3 ярусу зрошення, що складаються з відцентрових форсунок. Вапняно-водна суспензія (водний розчин CaCO₃), який подається під тиском, розпорошується. Утворені краплі водного розчину CaCO₃ падають під дією сили тяжіння назустріч забрудненого газу. Уловлювання частинок пилу краплями води відбувається під дією інерційного і дифузійного механізму, гідродинамічних і електростатичних сил і турбулентної дифузії. Очищення газу від оксиду сірки (SO₂) відбувається по абсорбційній технології. При контакті вапняно-водяної суспензії з газом відбувається реакція:



Кисень, що знаходиться в продуктах згоряння, доокислює сульфат кальцію в нейтральний сульфат (гіпс):



Відпрацьований водний розчин, що містить гіпс CaSO₄ і уловлений пил, збирається в нижній частині скрубера. Очищений газ відводиться через газоходи, розміщені у верхній частині апарату. Для випуску шламу передбачено спеціальний пристрій, що складається з камери поплавця і дроселя регулятора, який підтримує заданий рівень шламу в бункері.

Висновки. Проблема екологічності двигунів виходить сьогодні на перший план при проектуванні судових енергетичних установок. Суспільство занепокоєне глобальними проблемами зміни клімату на Землі і побудило до створення великої кількості обмежень та норм до відхідних газів СДУ. SCR-технологія добре відпрацьована і заснована на застосуванні дозованого впорскування розчину сечовини в потік відпрацьованих газів на вході в каталітичну установку, відновлює NO_x до азоту і води.

Література:

1. Авдевин Д.Е. Повышение экологической безопасности дизельных установок судов выбором рациональной технологии нейтрализации оксидов азота в отработавших газах: Дисс. на соиск. учен. степ. к.т.н. – СПб.: СПГУВК, 2003.
2. Гладкая Н.Г. Очистка отходящих газов энерготехнологического оборудования газовой промышленности от оксидов азота с использованием продуктов термодеструкции карбамида: Дисс. на соиск. учен. степ. к.т.н. – М, 2004.
3. Vestergren, R., "Single-digit NO_x Emissions for Cruise Vessels", Wartsila NSD Marine News, 1999 (3).
4. Weisser, G., FX Tanner, K. Boulouchos, J. Kramer, and R. Holtbecker, "Integrating CRFD Simulations into the Development Process of Large Diesel Engine: A Status Report", CIMAC 98 Paper No. 05.09 1998.
5. MARPOL Convention 73/78, Annex VI, IMO, London.
6. Andrzej Adamkiewicz, Kołwzan Krzysztof. Technologies reducing exhaust gas emissions from large marine diesel engines // international congress of combustion engines ptss kongres – 2007.
7. Jerzy Herdzik. Emissions from marine engines versus IMO certification and requirements of TIER 3 / Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 2, 2011. – PP. 161-167.

УДК 629.424

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВИХ СОД
ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВОДНЮ В ЯКОСТІ ПАЛИВА****Іванов А.Ю., Карпенко Г.І., Коробейніков В.П.,***магістранти енерготехнічного факультету**Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна*

Під час енергетичної кризи 70-х років минулого століття вперше було порушено питання обмеженості запасів нафти і пов'язані з ними перспективи розвитку поршневих двигунів, як основних споживачів вуглеводного палива. Саме в той час вперше зайшла мова про поршневих двигунах, що працюють на альтернативних паливах.

Очевидно, що саме водень є найбільш перспективним з альтернативних видів палива. Людство має безмежні запаси елемента номер 1 періодичної таблиці Менделєєва. Переклад поршневих двигунів на водень - це вірний шлях до ліквідації парникового ефекту і вирішення проблеми забруднення повітряного басейну планети.

З кожним роком інтерес до досліджень в області альтернативних палив тільки зростає. В основному це відбувається з двох причин:

- стрімке скорочення запасів розвіданих нафтових ресурсів в результаті активного споживання вуглеводнів;
- погіршити екологічна обстановка в зв'язку з постійним збільшенням кількості використовуваних поршневих двигунів у всьому світі.

Але, незважаючи на всю привабливість застосування розглянутого палива, не варто забувати про його недоліки. Варто відзначити, що, на сьогоднішній день, отримання водню є непростим завданням, і вимагає окремого пророблення.

Наприклад, найпростішим способом отримання водню є електроліз води. Результатом такого процесу є суміш водню і кисню. Недолік способу - висока енергоємність. Для отримання 1 м³ водню необхідно витратити 4 кВт енергії, коли 1 м³ водню може віддати лише 1,8 кВт в паливному елементі. Незважаючи на це, електроліз є перспективним напрямком.

Також існує думка, що в відпрацьованих газах (ВГ) двигуна, що працює на водні, присутній тільки вода, і такий двигун абсолютно нешкідливий з екологічної точки зору. Це не так. Водень дійсно є найбільш екологічним з відомих видів палива, але разом з цим відбувається істотне збільшення емісії оксидів азоту термічного походження в ВГ. Причиною такого збільшення служить підвищення температури циклу і швидкості згорання.

Водень як моторне паливо відрізняється від більшості використовуваних сьогодні видів палив як рідких так і газоподібних. Водень володіє найвищим значенням нижчої питомої теплоти згорання на одиницю маси (120 МДж/кг), але при зовнішньому сумішоутворенні поступається бензоповітряній або метано-повітряній суміші в теплоті згорання на одиницю об'єму. У випадку з воднем існує можливість якісно регулювати робочий процес у всьому діапазоні температур завдяки широким меж значень температури займання. Перевагою водню є його здатність горіти в складі гомогенної суміші з повітрям при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 10$, споживаючи при цьому менше енергії для займання. Як недолік водню варто відзначити його порівняно високу температуру самозаймання, що ускладнює його використання у вигляді моторного палива в дизелях.

При використанні водню в якості палива для газодизельного циклу важливу роль відіграє організація процесу згорання та підбір коефіцієнтів. Для налаштування математичної моделі в середовищі Дизель-Рк показники водню уточнюються у показнику згорання m , критерії Вібе та Вошні, а також коефіцієнті надлишку повітря.

На сьогоднішній день важливу роль відіграють наявність системи рециркуляції відпрацьованих газів для зниження викидів оксидів азоту NOx.

При використанні водню в дизельних двигунах типу 6L16/24 необхідно коригувати значення коефіцієнта надлишку повітря та кута випередження запалення для організації процесу згорання водню, заданих значень потужності та не перевищення викидів NOx.

На рис. 1-3 приведено індикаторні діаграми при використанні дизельного палива (рис. 1), при використанні водню без налаштування паливної апаратури (рис. 2) та індикаторної діаграми при роботі на водні зі зміною α та кута випередження впорскування палива (рис. 3).

На рис. 5 приведено результати моделювання роботи двигуна при використанні водню з коригуванням значень кута випередження впорскування та коефіцієнта надлишку повітря α .

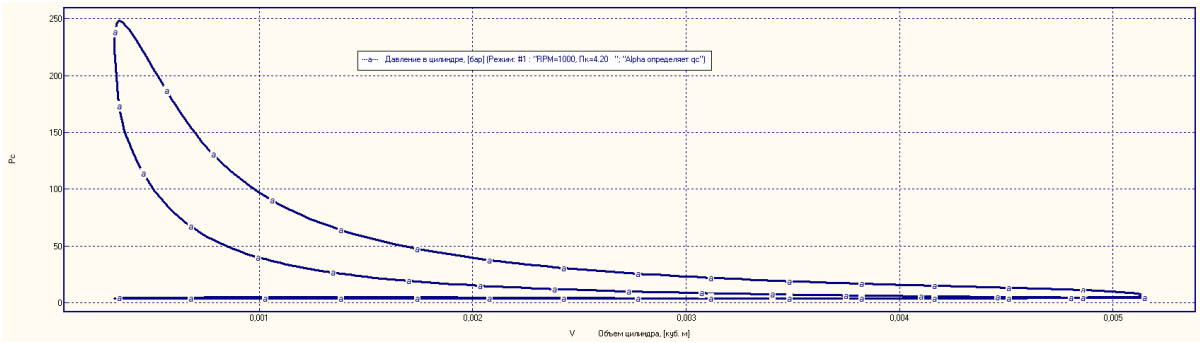


Рисунок 1 Индикаторная диаграмма при работе на дизельном топливе

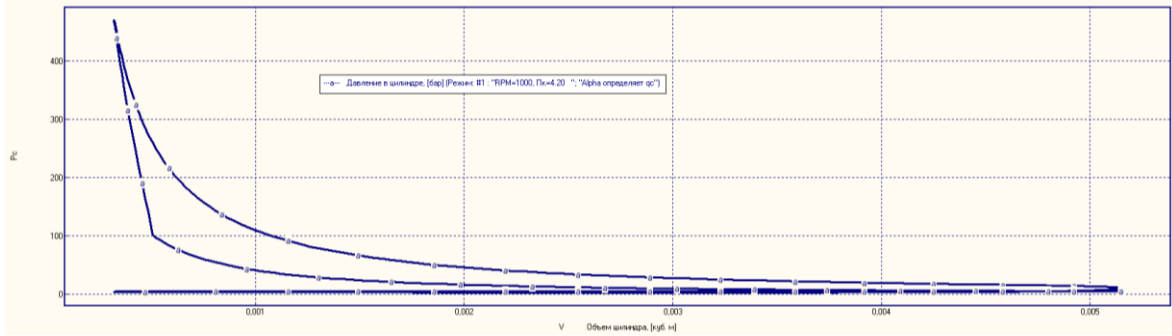


Рисунок 2. Индикаторная диаграмма при работе на водні

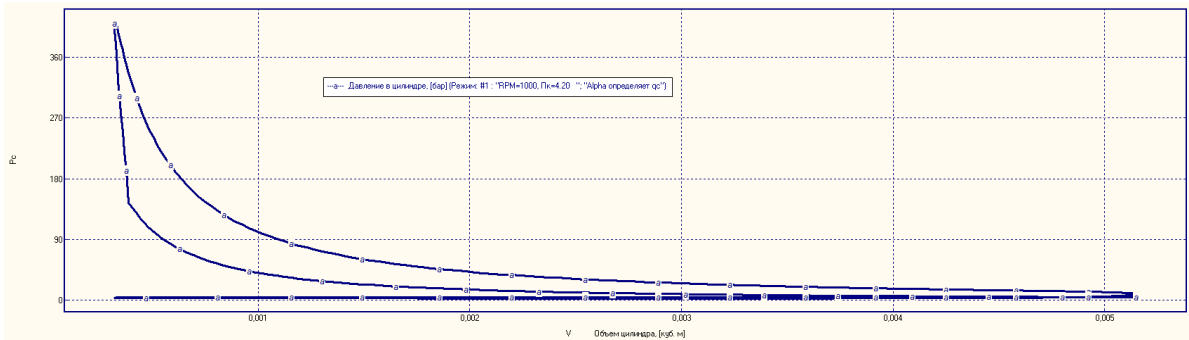


Рисунок 3. Индикаторная диаграмма при работе на водні після оптимізації

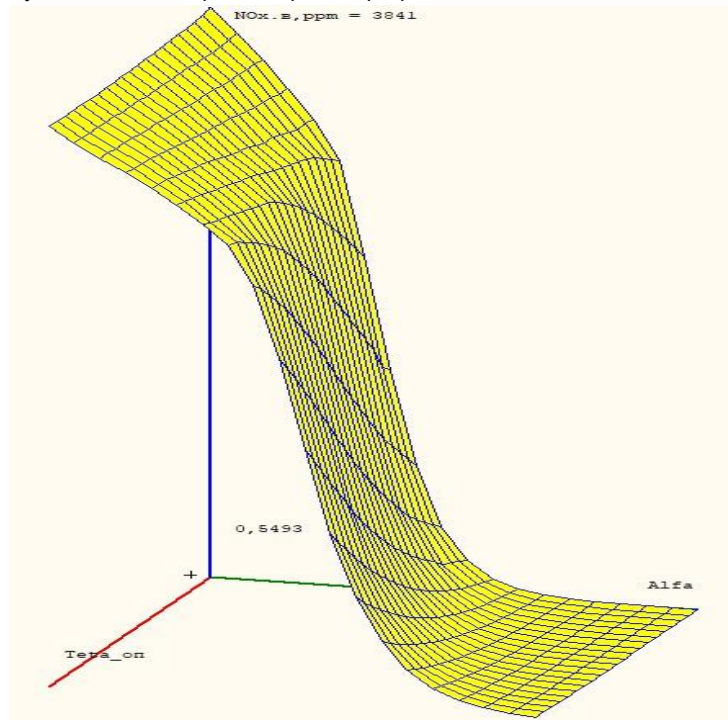


Рисунок 4. Результати моделювання параметрів α та $\varphi_{вип}$ щодо викидів NOx

Висновок Проведено моделювання роботи двигуна при використанні водню, отримано значення параметрів робочого процесу ДВЗ та визначено раціональні значення коефіцієнта надлишку повітря α та кута випередження впорскування $\varphi_{\text{вип}}$. Так значення α лежать в межах 1,5...2,0, $\varphi_{\text{вип}} = 1...5$ п.к.в.

Література:

1. Галышев, Ю. В. (2010). *Конвертирование рабочего процесса транспортных ДВС на природный газ и водород* (dissertation). Санкт-Петербург.
2. Галышев, Ю. В. (2006). Расчетный анализ ограничений и перспективных решений при создании водородных двигателей. *Изв. РАН. Энергетика*, 5, 165–171.
3. Кавтарадзе, З. Р., & Кавтарадзе, Р. З. (2009). Перспективы применения поршневых двигателей на альтернативных моторных топливах. *Транспорт На Альтернативном Топливе*, 6(12), 59–65.

УДК 629.424

ДОСЛІДЖЕННЯ КРИТЕРІВ НАДІЙНОСТІ ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ МОД

**Мірзалиєв Р.І. Федак І.О., Яковенко С.В. Таран О.Є.,
магістранти енерготехнічного факультету**

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна

В результаті дослідження виконано інформаційний пошук досліджень щодо підвищення надійності судових дизелів за такими напрямками: вплив процесу зношування деталей циліндропоршневої групи на надійність роботи двигуна; причини порушення роботи поршневих кілець та їх наслідки; проблеми змащення циліндрів крейцкопфних двигунів; особливості змащення сполучення «втулка- кілець». Велику увагу цим питанням приділено в роботах таких вчених як, Сторожев В.П., Ханмамедов С.А, Семенов В.С, Енгліш С., Возницький І.В., Голиков В.А., Половинка Е.М., Пиліюгін А.С., Тарапата В.В., Молодцов Н.С., Міюсов М.В., Горб С.І., Івановський В.Г., Суворов П.С., Колегаєв М.А., та ін.

За результатами інформаційного пошуку встановлено, що якість перетворення енергії згоряння палива в механічну роботу визначається працездатністю елементів ЦПГ дизеля, яка залежить від технічного стану поршневих кілець, зокрема: матеріалу і конструкції кілець; зношування і втрати кільцями пружності; впливу зношування втулок циліндрів на поломку кілець; вплив вібрації на поломку кілець; вплив порушення масляної плівки на працездатність ПК.

При малих швидкостях руху в районі НМТ може виникати граничний режим тертя, величина і характер якого визначається пружними властивостями масляних плівок, які розділяють деталі. У тонкому змащувальному шарі з анізотропними властивостями створюється розклинювальний тиск, що перешкоджає виникненню адгезійного контакту між поршневим кільцем і перемичками вікон втулки, яке до теперішнього часу не вивчено. Рідкокристалічні властивості граничних шарів вивчалися Поповським Ю.М. і Алтоїзом Б.А., проте більшість їх робіт було присвячено ароматичним вуглеводням. Дослідження анізотропних властивостей циліндрової змазки, що виникають за рахунок структурування молекул змазки в пристінних шарах металів, не проводилося. Таким чином, при різноманітності досліджень спрямованих на підвищення надійності судових дизелів практично відсутні роботи з вивчення технічного стану поршневих кілець під час руху вздовж вікон втулок, а також відсутні дослідження анізотропних властивостей тонких масляних плівок на чавунних поверхнях кільця і втулки та їх вплив на працездатність поршневих кілець.

Питанням роботи поршневих кілець, вдосконалення їх конструкції і причин зношування і поломки присвячені роботи Устинова А.Н., Ханмамедова С.А., Возницького І.В., Енгліш К., Сторожева В.П.

Якісне виконання кільцями своїх функцій значною мірою залежить від щільності прилягання їх до дзеркала циліндричної втулки. Щільність ж прилягання, в свою чергу залежить від пружності кільця і від сил. Величину дійсних напружень, що виникають в поршневому кільці під час роботи двигуна, можна уявити, згідно роботі Устинова А.Н. як суму:

- статичних напружень, обумовлених для випадку постановки кільця в циліндричну втулку і залежних від пружності кільця;

- динамічних напружень, що виникають при роботі двигуна в результаті дії всіх інших сил.

Заклинювання і поломка поршневих кілець призводить до наступних вельми серйозних наслідків:

• посилений пропуск газів і, як наслідок, - підвищення температури поршня, стінок циліндра і знаходиться на них масла;

• видудання з поверхонь масла, інтенсифікація локальних зносів і підвищена витрата масла;

• зниження компресії і погіршення процесу згоряння, збільшення витрати палива.

До поломки кілець може призводити дію наступних сил.

У площині кільця:

• сили стиснення, викликані занадто малим зазором в замку і ударами решт кільця один про одного;

• сили ударів решт кільця по днищу канавки або по стінці циліндра при вібрації кілець (колапс). Зазор в замках кілець, якщо він на початку був встановлений дуже малим, при підвищенні температури внаслідок сухого тертя при нестачі масла може настільки зменшитися, що призводить до взаємного зіткнення решт кільця і ударам.

Згідно експериментальних даних проведено аналіз експертних оцінок можливих варіантів підвищення працездатності ущільнювальних поршневих кілець циліндропоршневої групи суднового дизеля за такими чинниками, як: актуальність, наукова новизна, ефективність, відповідність основним напрямкам наукової спеціальності і можливість використання в умовах морського судна. За результатами експертних оцінок найбільш актуальним і ефективним була визначена необхідність розробки способу діагностики технічного стану поршневих кілець малообертового дизеля залежно від анізотропних властивостей тонкої масляної плівки. Сформульована мета, висунута гіпотеза і поставлена головна задача наукового дослідження, яка полягає в розробці методу ідентифікації і способі діагностики технічного стану поршневих кілець малообертового дизеля під час руху вздовж продувних вікон втулки.

Так як працездатність поршневих кілець визначається анізотропними властивостями тонких плівок мастила, що визначають природу взаємодії пари кільце - втулка в режимі граничної змазки, то для вирішення головного завдання знадобилося рішення ряду допоміжних завдань, а саме, встановлення наступних зв'язків: між частотою акустичних коливань і зміною розклинювального тиску в плівці; зміною розклинювального тиску залежно від товщини тонких плівок циліндрових масел нафтового походження на поверхні втулки і поршневого кільця; між товщиною плівки і технічним станом поршневого кільця.

Висновок

Малообертові дизеля входять до складу майже всіх суднових СЕУ. Перетворення енергії згоряння палива в механічну роботу в тепловому двигуні залежить від технічного стану деталей циліндропоршневої групи, зокрема від працездатності поршневих кілець. Одним із шляхів підвищення працездатності ущільнювальних поршневих кілець є використання залежності їх технічного стану від анізотропних властивостей тонкої масляної плівки, що виникає при малих швидкостях руху кільця і погіршенні змащування між поверхнями сполучених деталей. Однак, питання про його можливе використання для підвищення надійності двигунів, через виникнення умов загрози поломки поршневих кілець, раніше не досліджувалось, тому є актуальним.

Література:

1. Слободянюк, Д. И. (2011). Совершенствование методов идентификации технического состояния поршневых колец судовых МОД. *Судовые Энергетические Установки: Научн. Техн. Сб.*, 27, 108–114.
2. Слободянюк, Д. И., & Ханмамедов, С. А. (2011). Изотермы расклинивающего давления в структурированной пленке цилиндрического масла судового дизеля. *Проблеми Техніки*, 1, 90–102.
3. Слободянюк, Д. И., & Ханмамедов, С. А. (2011). Экспериментальные изотермы расклинивающего давления в пленках цилиндрического масла и их применение для повышения надежности судового дизеля. *Проблеми Техніки*, 2, 136–147.
4. Слободянюк, Д. И., Ханмамедов, С. А., & Шакун, К. С. (2012). Расчет частоты импульсов акустического сигнала от сопряжения «кольцо-втулка» ЦПГ МОД с учетом расклинивающего давления в тонких пленках смазки. *Судовые Энергетические Установки: Научн. Техн. Сб.*, 28, 39–48.

УДК 629.424

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТРУБОПРОВІДІВ ВИСОКОГО ТИСКУ МОД

Скорницький А.А., Семенов М.А., Рарицький В.Л.

магістранти енерготехнічного факультету

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна

Вивчення статистики відмов елементів головного двигуна показала, що найбільшу інтенсивність відмов мають турбокомпресор, циліндро-поршнева група, шийки валу і підшипники валу, паливна апаратура та антаблемент і анкерні болти. Серед них особливу увагу привертають несправності ПА, оскільки їх кількість з часом тільки зростає, незважаючи на розвиток науково-технічного потенціалу світового двигунобудування.

Зниження надійності паливної системи малообертового дизеля (ПС МОД) констатують також вчені-дослідники. Зокрема, В. Г. Івановський, Ю. Я. Фомін та інші відзначають, що «до теперішнього часу паливна апаратура високого тиску суднових дизелів залишається найбільш уразливим в експлуатаційному відношенні вузлом дизеля: більшість вимушених зупинок суден у морі відбувається через несправності в ПА. Для головних малообертових дизелів за 10000 годин експлуатації число вимушених зупинок становить 22-26%».

Огляд літератури, присвяченій впливу сучасних тенденцій в двигунобудуванні на принципи функціонування ПА, що представлений роботами І. В. Возницького, Є. В. Білоусова, В. Г. Івановського, Ю. А. Пахомова, Е. М. Половинки, С. А. Ханмамедова та інших, дозволив установити, що більше половини всіх несправностей ПА

пов'язана з роботою сучасних дизелів на важких сортах палива. Складний склад і дисперсна структура важких палив призводить до таких дефектів, як заїдання плунжера паливного насоса високого тиску, руйнування посадкових поверхонь його клапанів, ерозійне руйнування, поперечні розриви паливопроводів, прихоплювання і зависання голки розпилювача форсунок, закоксовування та зношування їх соплових отворів, а також погіршення якості розпилювання палива.

З метою підвищення надійності паливних систем високого тиску МОД, не виводячи їх з експлуатації, було розроблено наступне: процедура безпечного управління малооборотним дизелем на часткових режимах роботи, автоматизований пристрій запобігання розривів паливопроводів високого тиску малооборотних дизелів та активний демпфер критичної вібрації. Пристрій запобігання розривів паливопроводів використовує принцип зміни власної частоти коливаний трубопроводу при збільшенні його маси m (рис. 1 а), а активний демпфер критичної вібрації змінює резонансну частоту для трубопроводу ω_p (рис. 1 б) шляхом збільшення коефіцієнту згасання ν , що в обох випадках забезпечує зменшення амплітуди коливаний A .

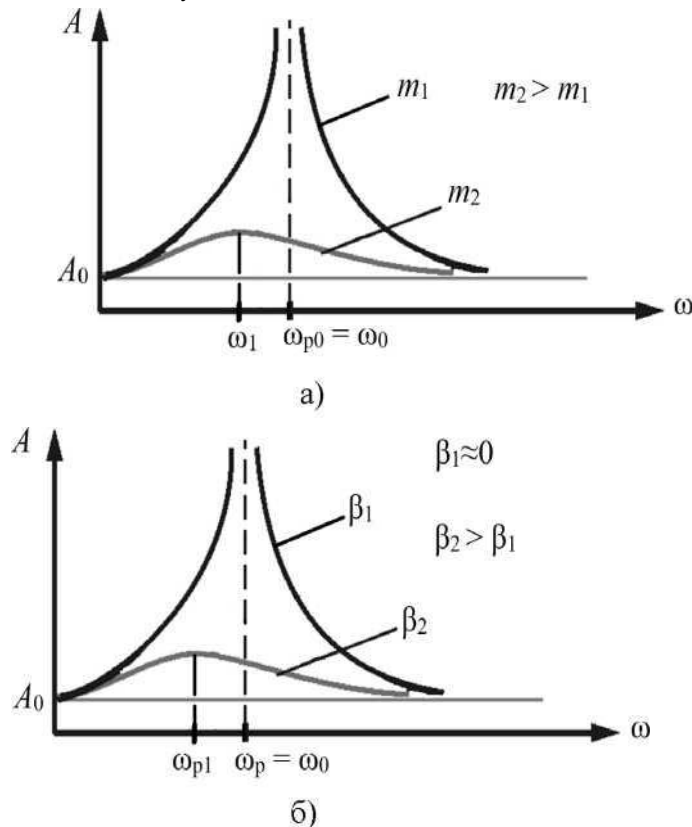


Рисунок 1. Амплітудно-частотні характеристики коливаний трубопроводів при застосуванні технічних засобів боротьби з резонансом:

- а) трубопровід, обладнаний автоматизованим пристроєм запобігання розривів; б) трубопровід, обладнаний активним демпфером критичної вібрації

Представлені вище організаційно-технічні заходи забезпечують удосконалення програми забезпечення надійності паливної системи високого тиску МОД на всіх етапах її життєвого циклу: від стадії проектування до експлуатації. Показано, що відповідно до статистики відмов ПА, впровадження результатів магістрського дослідження забезпечить зменшення інтенсивності відмов $X(i)$ на 8,3%. Абсолютний коефіцієнт виграшу надійності по $X(i)$ при цьому буде дорівнювати $G(t) = 1,1$, а відносний коефіцієнт виграшу надійності по $X(t)$ буде $G(t) = 0,093$. Також згідно інформації The Swedish Club про збитки судновласників за період 1998-2004 рр. коефіцієнт економічності можна оцінити у $K_e = 0,09$. Отримані результати дали можливість сформулювати наукове положення, згідно з яким підвищення надійності трубопроводів паливної системи високого тиску МОД забезпечується механізмами протидії частотному і параметричному резонансам в системі «трубопровід - важке паливо» за рахунок зміни частоти власних коливаний трубопроводу шляхом конструктивної зміни його маси, зменшення величини зсувів у важкому паливі шляхом підвищення його температури вище $130\text{ }^\circ\text{C}$ і/або відведення енергії з поверхні трубопроводу шляхом в'язкого тертя та теплообміну.

Наукову значимість магістрської роботи являє собою аналітичний опис явища розриву трубопроводу унаслідок частотного і параметричного резонансів і механізму протидії їм.

Проаналізовано технічні засоби і організаційні заходи із запобігання появі або придушення резонансу в трубопроводах високого тиску ПС МОД представляють собою практичну цінність роботи.

Висновок: При проектуванні паливної системи малооборотного дизельного двигуна кожному виробнику

пропонується виконати аналіз надійності ПС способом, представленим в роботі. Для того щоб уникнути негативного впливу коливань у паливі, необхідно вибирати геометричні параметри (довжину і співвідношення внутрішнього і зовнішнього діаметрів) паливних труб високого тиску, виходячи з розрахунків на стійкість. Перспективним напрямом є збільшення модуля пружності за рахунок застосування останніх досягнень у виробництві композитних матеріалів на основі вуглецевих нанотрубок і графена.

Література:

1. Main Engine Damage Study (Screen reader version) . (2012). Retrieved from <http://www.swedishclub.com/main.php?mid=17187&pid=50&tid=50>.
2. Кафаров, В. В. (1987). *Обеспечение и методы оптимизации надежности химических и нефтеперерабатывающих производств*. Москва: Химия.
3. Стеценко, М. С., & Логишев, И. В. (2015). Особенности технической эксплуатации топливной системы высокого давления малооборотных дизелей. *Матеріали Міжнародної Наук.-Техн. Конф. «Суднові Енергетичні Установки: Експлуатація Та Ремонт»*, 20–25.

УДК 629.424

ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ EXHAUST GAS RECIRCULATION В УМОВАХ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ

Алдошин С.В., Шибістий М.В., Аров О.Г., Несенчук С.Ю.

магістранти енерготехнічного факультету

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна

Вплив шкідливих викидів суднових дизелів на глобальний екологічний стан повітряного басейну є обмеженим і оцінюється в 5-7 % від загальної кількості викидів шкідливих речовин стаціонарними енергетичними установками і сухопутними транспортними засобами. Однак, через відносно велику агрегатну потужність суднових дизелів можуть бути основним джерелами забруднення атмосфери в таких локальних зонах як порти, акваторії річок, особливо на території міст. Викиди шкідливих речовин в атмосферу з відпрацьованими газами суднових дизелів є одним з головних забруднювачів повітряного басейну, прилеглого до судноплавних акваторій річок. При цьому основна увага фахівців, які займаються проблемами підвищення екологічної безпеки суднових дизелів, направлена на питання, що стосуються очищення відпрацьованих газів дизелів від оксидів азоту NOx. Вирішення проблеми токсичності випускних газів судновими двигунами регламентується вимогами Міжнародної Морської Організації (ІМО).

Рециркуляція відпрацьованих газів - EGR (Exhaust Gas Recirculation) - полягає в тому, що частина цих газів з випускного колектора подається до продувочного ресивера. Розбавлення наддувочного повітря відхідними газами знижує вміст кисню у повітрі із 21 до 13 %. Це дозволяє різко скоротити викид до атмосфери шкідливих речовин за рахунок мінімального погіршення енергетичної ефективності двигуна.

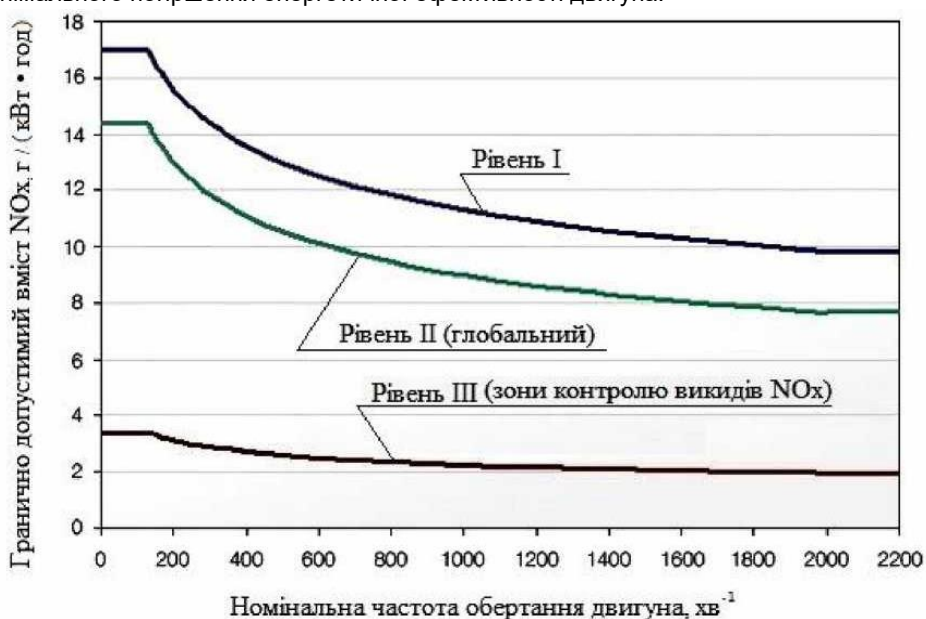


Рис. 1. Обмеження на викиди NOx відповідно до вимог MARPOL

Зниження NO_x методом рециркуляції обумовлене наявністю у відхідних газах діоксиду вуглецю з високою теплоємністю, що знижує температуру в камері згорання. Поряд із цим через часткове заміщення повітря відпрацьованими газами зменшується концентрація кисню у зоні горіння. У результаті чого через уповільнення процесу згорання знижується максимальний пік температури. Перепуск частини відпрацьованих газів дозволяє змінити хімічний склад заряду, знизити вміст вільного кисню в камері згорання. Дослідження показують, що введення рециркуляції зменшує вихід NO_x, але відбувається збільшення виходу, а також димності, особливо при великих навантаженнях дизеля, близьких до номінальної. Питома витрата палива на номінальному режимі, як правило, перевищує вихідні значення витрати для дизеля без рециркуляції і зі збільшенням ступеня рециркуляції ще більше зростає.

Проте враховуючи, що використання рециркуляції відпрацьованих газів якісно впливає на показники екологічності варто визначити оптимальні межі та спосіб регулювання ступеня рециркуляції. Зважаючи на сучасний стан досліджень варто розглянути межі частки рециркуляції відхідних газів та розробити алгоритм визначення необхідного співвідношення перепускних газів до свіжого заряду на різних режимах роботи СЕУ. Оскільки під час прогріву двигуна варто збільшити частку рециркуляції, а при досягненні двигуном оптимального температурного та навантажувального режиму відповідно зменшити для запобігання втрати потужності.

Література:

1. Филиппов А. З. (1990). *Токсичность отработавших газов тепловых двигателей*. Киев: Вища школа.
2. Гладков С. А. (1990). *Создание малотоксичных дизелей морских судов*. Ленинград: Судостроение.
3. Куценко Е. В. (2004). *Разработка метода очистки газов от оксидов азота с использованием продуктов термического разложения твердого карбамида: Дисс. на соиск. учен. степ. к.т.н.*
4. Vestergren R. (1999). Single-digit NO_x Emissions for Cruise Vessels. *Wartsila NSD Marine News*.
5. Paro, D. (2001). Development of the Sustainable Engine. *23rd CIMAC Congress*.

УДК 629.424.2

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ЯМЗ-240Н

Балабан А.І., Мехлін Д.В., Ярьсько А.Ю., Сімченко Р.М.

магістранти енерготехнічного факультету

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна

В даний час в усьому світі проектування і доведення ДВЗ не мислиться без проведення математичного моделювання та комп'ютерної оптимізації. Актуальність проведення таких робіт все більше зростає з ускладненням нормативів, що обмежують викиди шкідливих речовин, вимог економічності і високої питомої потужності двигунів. Попередня розрахункова опрацювання питань, пов'язаних з удосконаленням робочих процесів ДВЗ, паливної апаратури та систем подачі повітря, дозволяє істотно скоротити обсяг дорогих експериментальних робіт. При цьому програмне забезпечення, що застосовується для цих цілей, має дозволяти моделювати відповідні процеси з достатньою точністю. Чим повніше математична модель охоплює розглянуті фізичні процеси і коректніше їх описує, тим точніше і надійніше може бути отриманий результат. Ще одним, дуже важливим, властивістю має володіти програмним забезпеченням - можливістю вирішувати складні оптимізаційні задачі. Недостатньо отримати в розрахунку гарний збіг з експериментом; для вирішення практичних завдань необхідно знайти ефективні шляхи здійснення удосконалення конструкції, відшукати оптимальні значення багатьох конструктивних чинників, по-різному впливають на робочий процес, і, часом, що призводять до конфліктних ситуацій. Наприклад, необхідно знайти таке поєднання форми камери згорання, конструкції паливної апаратури і характеристики впорскування, яке забезпечить одночасне зниження і витрати палива і емісії NO_x. Оптимізація одного, або навіть двох параметрів методом перебору часто не дозволяє отримати хорошого результату для завдання з великим числом факторів, що впливають. Для підвищення ефективності рішення оптимізаційних задач раціонально використовувати формальні пошукові процедури нелінійного програмування, які дозволяють вести оптимальний пошук в автоматичному режимі. Для реалізації такої можливості ядро програми, що реалізує математичну модель досліджуваного процесу, має володіти, крім необхідної точності, ще й високою швидкістю, тому що при пошуку оптимуму доводиться проводити розрахунки багатьох сотень варіантів конструкції.

Математичне моделювання робочих процесів ДВЗ може бути застосовано для наступного переліку завдань:

1. Прогнозування і вдосконалення характеристик двигунів: швидкісних, навантажувальних, гвинтових, тепловозних, висотних, характеристик зі зміною глибини занурення і т.д.
2. Удосконалення системи турбонаддува, в тому числі:
 - а) Підбір компресорів і турбін до поршневої частини ДВЗ.

- б) Оптимізація параметрів приводу компресорів і відбору потужності силових турбін, параметрів додаткової камери згоряння перед силовою турбіною.
- в) Оптимізація розподілу роботи стиснення між ступеннями при многоступенчатом наддуванні.
- г) Оптимізація алгоритмів управління пропускними пристроями і пристроями електричного приводу ТК.

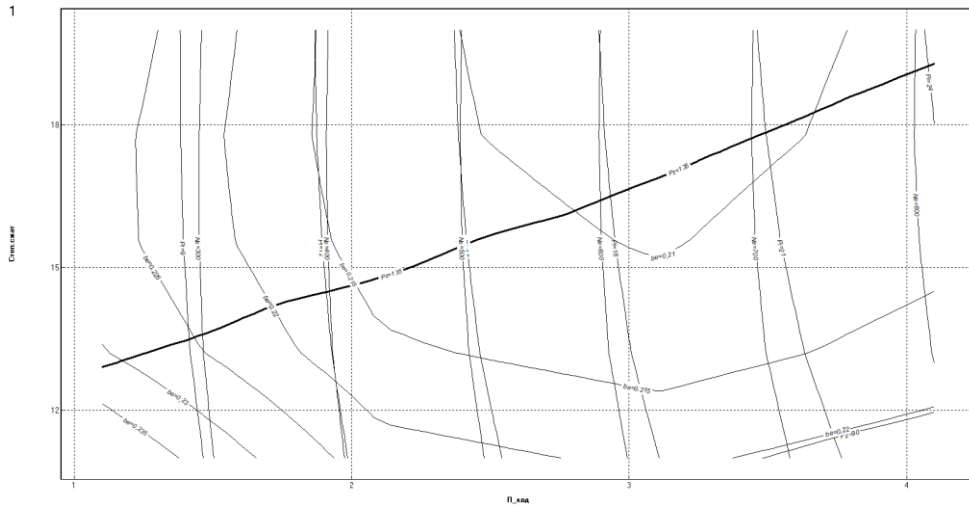


Рисунок 1 Результати моделювання по тиску наддуву та ступеню стиснення

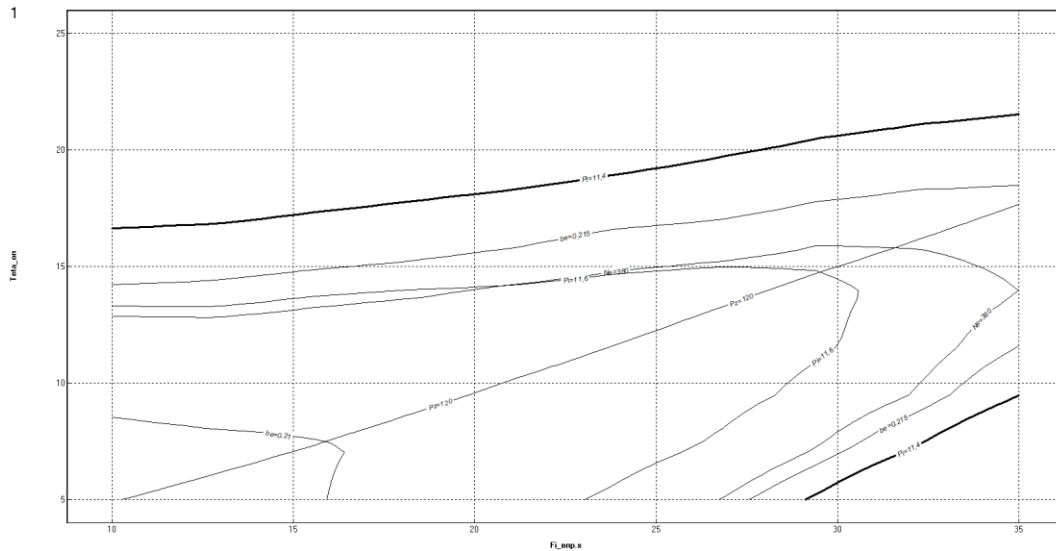


Рисунок 2 Результати моделювання тривалості впорскування та куту випередження впорскування

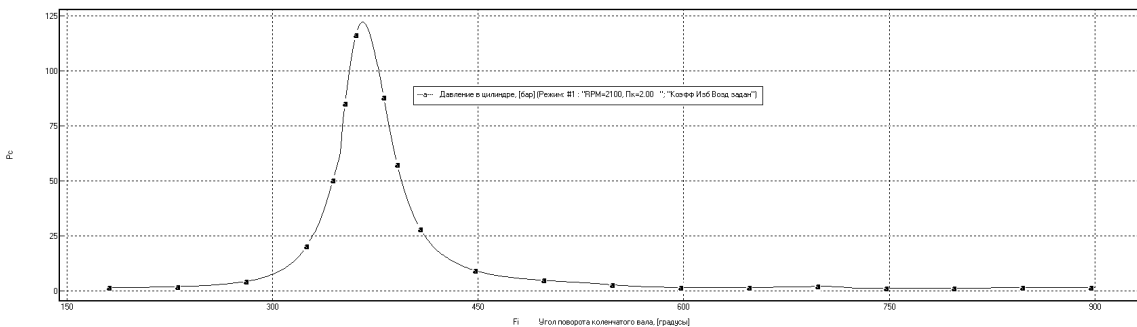


Рисунок 3 Індикаторна діаграма двигуна ЯМЗ-240

3. Оптимізація сумішоутворення і згоряння для забезпечення заданих норм токсичності і мінімальної витрати палива: оптимізація величини ступеня стиснення, оптимізація випередження впорскування, оптимізація характеристики впорскування (включаючи стратегію багаторазового впорскування), оптимізація форми камери згоряння і параметрів паливної апаратури.
4. Удосконалення системи газообміну. Оптимізація фаз газорозподілу, оптимальне проектування впускних і випускних каналів і вікон, оптимальне проектування трубопроводів (колекторів).
5. Удосконалення роботи ДВЗ на несталіх режимах і оптимізації алгоритмів системи управління.

Для вирішення такого широкого кола завдань методами математичного моделювання в даний час використовується програмне забезпечення, що реалізує математичні моделі двох основних класів:

1. Термодинамічні моделі ДВЗ, які розглядають двигун як зіскупність термодинамічних систем. (Ці програми мають найбільшого поширення).

2. Моделі на основі рішення задач просторової гідродинаміки (в англомовному середовищі звані як Computational Fluid Dynamic або CFD). Елементи двигуна розбиваються на велике число (сотні тисяч) тривимірних осередків, для кожної з яких в тривимірній постановці вирішується система рівнянь збереження енергії, маси, імпульсу і стану, (активно розвиваючий напрямок).

Моделі і програми кожного з класів призначені для вирішення своїх специфічних завдань.

Результати моделювання параметрів двигуна ЯМЗ-240Н для визначення максимального індикаторного ККД проведеного в програмному комплексі «ДИЗЕЛЬ-РК» представлено на рис. 1-3.

Обмеження максимального тиску в циліндрі характеризує зменшення динамічних навантажень на ЦПГ, при цьому індикаторний тиск не має прямої залежності від максимального тиску P_z .

Висновок: за результатами моделювання можна зробити висновок, що оптимізація параметрів циклу дає змогу спроектувати параметри ДВЗ з певними обмеженнями. Для двигуна ЯМЗ-240 задано обмеження по величині P_z . При цьому, при зміні параметрів тиску наддуву, кута випередження та тривалості впорскування можна підвищити потужність двигуна на значення до 30%, при зменшенні питомої витрати палива на 1,7%. Для збільшення індикаторного ККД необхідно оптимізувати параметри фаз газорозподілу.

Література:

1. Hiroyasu, Hiroyuki, and Toshikazu Kadota . "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions." *Bull. JSME*, vol. 26, no. 214, 1983, pp. 576–583.
2. Woschni, G. "Die Berechnung Der Wandeverluste Und Der Thermischen Belastung Der Bauteile Von Dieselmotoren ." *MTZ*, vol. 12, 1970, pp. 491–499.
3. Вибє, И И. *Новое о Рабочем Цикле Двигателей*. 1962.
4. Вырубов, Д Н. *Двигатели Внутреннего Сгорания. Теория Поршневых и Комбинированных Двигателей* . 1983.
5. Гришин, Ю А, et al. "Доводка Элементов Газовоздушного Тракта Двигателей с Помощью Математической Модели Пространственного Течения Газа." *Вестник МГТУ*, vol. 4, 1991, pp. 39–43. *Машиностроение*.
6. Гришин, Ю А, and В А Зенкин . "Расчетное Исследование Характеристики Впускных Окон Двухтактных Двигателей ." *Вестник МГТУ*, vol. 4, 2007, pp. 72–82.
7. Разлейцев, Н Ф. *Моделирование и Оптимизация Процесса Сгорания в Дизелях*. 1980.

УДК 629.424.2

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СУДОВОЇ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ВИКОРИСТАННЯМ СУМІЩЕННЯ ВОДНЕВИХ ПАЛИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

магістрант Свиначук О.П., студенти Омельченко А., Андрієнко Г.

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна

В роботі розглянуто перспективи використання водневих паливних елементів в сучасних морських транспортних енергетичних установках. Перспективність даного методу обумовлена підвищенням ККД сучасних електролізерів та паливних елементів.

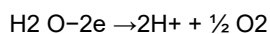
Ключові слова: водень, СЕУ, паливний елемент.

В боротьбі за екологію, зменшуються норми токсичних викидів двигунів внутрішнього згорання. Emission Control Area (ECA) або Зона Контролю Викидів на якій з 1 січня 2015 року введена вимога по використанню більш екологічного палива (з вмістом сірки на більше 0,1%). Так наприклад бункерувальна вартість мазуту в середньому складає 400\$/т. а вартість легкого палива 600 \$/т.

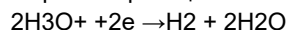
Одним із напрямків рішення цього питання для дизель-генераторів це робота на важкому паливі за межами зони контролю викидів на повну потужність та акумулювання надлишкової енергії, яка в подальшому використовуватиметься у екологічній зоні. Дизель генератори що встановлюють на судах обов'язково мають запас потужності, це обумовлено наявністю споживачів що працюють епізодично, та запасом потужності для споживачів що працюють постійно але можуть змінювати енерговитрати. Для накопичення енергії най ефективнішим буде отримання водню шляхом електролізу з подальшим використанням низькотемпературних паливних елементів на основі полімерної протон-обмінної мембрани.

Отримання водню відбувається електролізерами з твердим полімерним електролітом, які являються новим поколінням обладнання для проведення електрохімічного процесу [3, 4], та відрізняються низькими енерговитратами (4,0 - 4,3 кВт·год. на 1 м³ водню), меншими габаритами, високою чистотою водню. Полімерна

мембрана являє собою, синтезовану на основі високополімерних смол, до складу яких входять фторовані сульфокислоти. По ряду властивостей така мембрана близька до тефлону, а при набуханні в воді вона еквівалентна 10 % сірчистій кислоті. Набухла у воді мембрана стає проникною для гідротированих іонів водню. Конструкційно електролізер з ТПЕ, має між електродами в якості електроліту мембрану товщиною всього 0,2 мм на сторонах якої нанесені високодисперсні електрокаталізатори (ЕК) катодного і анодного процесів. Електрокаталізатори контактують з тонкими колекторами струму, виготовленими з пористого титану. На аноді протікає реакція:

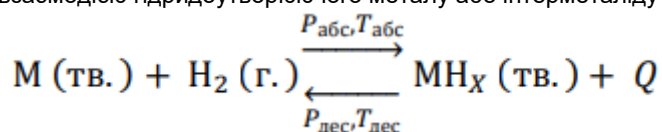


де: e^- - заряд електрона, іони водню H^+ переносяться через ТПЕ на катодний ЕК під впливом електричного поля між електродного потенціалу, але іони водню гідратовані і переміщуються до катоду разом з молекулою води в вигляді іону гідроксонія H_3O^+ . На катодному ЕК протікає реакція:



Утворений водень через пори колектора струму виходить в катодну камеру електролізера. Таким чином кисень утворюється на одній стороні мембрани, а водень - на другій.

Зберігання водню має труднощі, пов'язані з його низькою щільністю в газоподібному стані (так при атмосферному тиску 1кг водню займає об'єм 11м³). На сьогодні най найефективнішим та безпечним методом являється зберігання водню у зв'язаному вигляді у гідридах металів. Оборотною реакцією утворення металогідриду може бути здійснена прямою взаємодією гідридоутворюючого металу або інтерметаліду з газоподібним воднем:



де: M – гідроутворюючий сплав, Q – теплота реакції.

Підвищення тиску газоподібного водню та зниження температури зміщує рівновагу в сторону виникнення гідриду, а зменшення тиску та підвищення температури викликають розкладення гідриду. Одним із перспективних сплавів являється Mg-Mn-Ni, він може вмістити до 5,4% за масою, його питома енергоємність складає 2,1 кВт-год/кг, для порівняння Li-іон мають питому енергоємність близько 0,22 кВт-год/кг.

Використання водню проходить за допомогою паливних елементів. Найефективнішим та поширеним паливним елементом є елемент побудований на твердополімерній мембрані. Його енергетичний ККД складає 65-70%, а за умов утилізації тепла може бути підвищений до 85%. Паливний елемент складається із іонного провідника (електроліту) та двох електродів що знаходяться в безпосередньому контакті. До електродів безперервно підводиться паливо (водень) та окислювач (кисень, повітря) а також відводяться продукти окислення та тепло. В якості електроліта використовується тверда полімерна мембрана (плівка), що проводить лише іони (протони) з анода на катод, та в результаті чого на електродах з'являється потенціал. Електроди з покриттям Pt мають високу корозійну стійкість, забезпечують високу щільність току, що дозволяє зменшити їх вагу, об'єм та поліпшити їх ефективність. Основним недоліком ТППЕ являється необхідність подачі зволжених газів для попередження висихання твердополімерного електроліту. В якості такого електроліту використовують твердополімерні мембрани із перфторированого сульфокатіонітного полімера (Nafion, МФ4-СК) або полібензімітазола допированого ортофосфорною кислотою.

Результат роботи такої установки, це підвищення ефективності роботи дизельгенераторів, та акумуляція енергії отриманої на більш дешевому паливі.

Література

1. Schmeide, M., & Kokot, M. (2018). Application of a PEM Hydrogen Gas Generator as Reliable Gas Source for Hydrogen Implantation. *2018 22nd International Conference on Ion Implantation Technology (IIT)*. doi: 10.1109/iit.2018.8807917
2. Антропов, Л. И. (1975). *Теоретическая электрохимия*. Москва: Высшая школа.
3. Химия. (1989). *Водородородные свойства. Получение. Справочник*. Москва.
4. Колачев, Б. А. (1995). *Сплавы-накопители водорода: справ.* Москва: Металлургия.
5. Коровин, Н. В. (2005). *Топливные элементы и электрохимические энергоустановки*. Москва: МЭИ.

УДК 629.424.12

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ І ПЕРЕДБАЧУВАНИХ ВИМОГ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВИКИДІВ ТОКСИЧНИХ КОМПОНЕНТІВ З ВІДПРАЦЬОВАНИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛІВ

Ануфрієв А.О., Василенко Д.Л., Венгер О.В., Овчаров Є.О.

магістранти енерготехнічного факультету

Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова м. Херсон, Україна

Основним судновим джерелом забруднення навколишнього середовища є головні і допоміжні двигуни енергетичних установок. В якості головних суднових двигунів і дизель-генераторів домінують дизельні, тому, що вони не знають собі рівних за такими показниками, як паливна економічність, ресурс, здатність роботи на важких сортах палива.

Морська транспортна індустрія стикається з підвищеними вимогами по скороченню шкідливих викидів дизельними двигунами. У процесі інноваційної діяльності з модернізації суднових дизелів головну увагу вчені спочатку звертали на економічні показники суднових установок, потім на надійність, а з переходом двигунів на важкі сорта палива - на екологічність. ВГ дизелів являють собою складну газову суміш, яка містить більше 200 компонентів. Чотири компоненти азот (N₂), кисень (O₂), діоксид вуглецю (CO₂) і вода (H₂O) становлять 99-99,9% обсягу ВГ. З точки зору екології вони не представляють інтересу, оскільки нетоксичні. Решта 0,1-1% обсягу ВГ - компоненти, які представляють екологічну небезпеку [1]. Їх небезпеку прийнято оцінювати двома характеристиками: токсичністю і димністю.

Під токсичністю ВГ розуміють газоподібні компоненти, які мають шкідливий вплив на навколишнє середовище, живу природу і людину. Серед безлічі токсичних компонентів приблизно 80-95% припадає на частку п'яти з них (табл. 1). Ступінь їх шкідливості різна і в відносному вигляді може бути виражена співвідношенням [3]:

$$\text{CO} : \text{CH}_x : \text{SO}_x : \text{NO}_x : \text{RCHO} = 1 : 2 : 16 : 40 : 40$$

Законодавчим органом для нормування екологічних показників судових ДВЗ є Міжнародна Морська Організація (ІМО). Розроблені нею і діючі з 1 січня 2011 р технічні норми ІМО Tier-2 стосуються тільки викидів оксидів азоту. З 2016 року введено новий стандарт ІМО Tier-3, в якому гранично допустимий вміст NO_x у відпрацьованих газах знижено майже в 4 рази. Більш наглядно зміну вимог до концентрації оксидів азоту показано на рис. 1. Інакше кажучи, з 2016 р судові двигуни повинні забезпечувати ті ж показники по викидах NO_x, що і автомобільні дизелі. Таке різке посилення нормативів на викиди забруднюючих атмосферу речовин змушує виробників постійно вишукувати все нові і нові технічні рішення, які покращують екологічні показники дизелів. У теперешній час склалася ситуація, коли розвиток сучасних ДВЗ і їх конкурентоспроможність визначаються головним чином наявністю засобів, що дозволяють знизити викиди шкідливих речовин до рівня відповідних екологічних вимог [3].

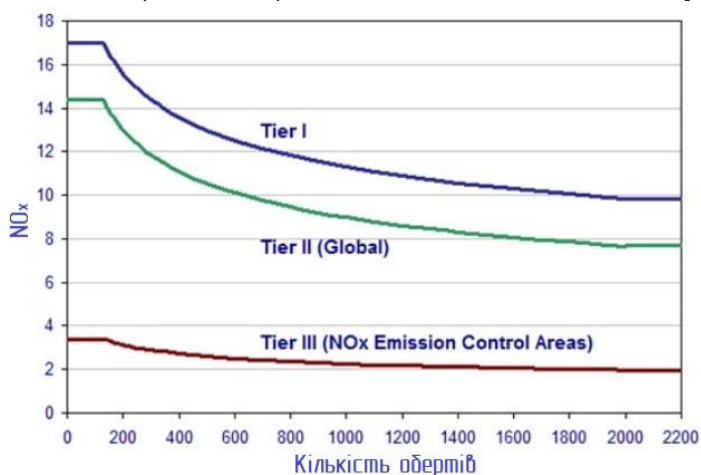


Рисунок 1 Зміна вимог до концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах

Сучасні вимоги щодо обмеження викидів NO_x і SO_x регулюються положенням VI Конвенції МАРПОЛ, прийнятої Міжнародною морською організацією (ІМО). Вони стосуються спеціальних районів контролю за викидами (Emission Control Area – ECA), та спеціальних районів контролю за викидами сірки (Sulfur Emission Control Area - SECA), в яких норми викидів значно знижені (NO_x до 3,4 г/(кВт·годину), SO_x до нуля), а кількість таких районів зростає з кожним роком.

В зонах контролю за викидами можуть обмежуватись викиди SO_x, РМ або NO_x, або всіх трьох видів викидів із суден.

До існуючих зон контролю викидів входять (рис. 2):

- Балтійське море (SO_x, прийнято: 1997 / вступив в силу 2005 р.);
- Північне море (SO_x, 2005/2006);

- Балтійське море та Північне море SECAs (Sulfur Emission Control Area) - рівень SOx у паливі встановлений 0,1% з 1 січня 2015 року);
- Північноамериканська зона, включаючи більшість побережжя США та Канади (NOx та SOx, 2016/2012)
- Американський Карибський басейн, включаючи Пуерто-Ріко та Американські Віргінські острови (NOx та SOx, 2011/2014).

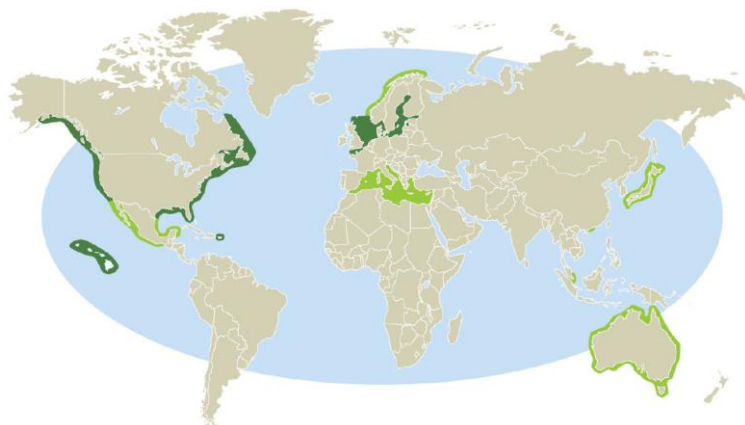


Рисунок 2 Існуючі та потенційні зони контролю за викидами:

- Існуюча зона контролю за викидами;
- Потенційна майбутня зона контролю

Аналіз існуючих і передбачуваних вимог щодо зниження викидів токсичних компонентів з ВГ дизелів свідчить про постійне їх посилення. Вже сьогодні обговорюються норми Tier 4 без конкретних числових обмежень і числа контрольованих складових. Існує думка, що норматив Tier 4 буде істотно розширено кількістю контрольюючих параметрів і доведений до значень, прийнятих в стандартах на токсичність для автомобільних і тракторних двигунів.

При аналізі зовнішніх способів зменшення шкідливих викидів була складена їх загальна класифікація (рис. 3). Як видно зі схеми існує три незалежних методи. Перші два відрізняються між собою наявністю рідкої фази, як однієї зі складових процесу очищення ВГ, а третій заснований на використанні специфічних особливостей електричного поля.

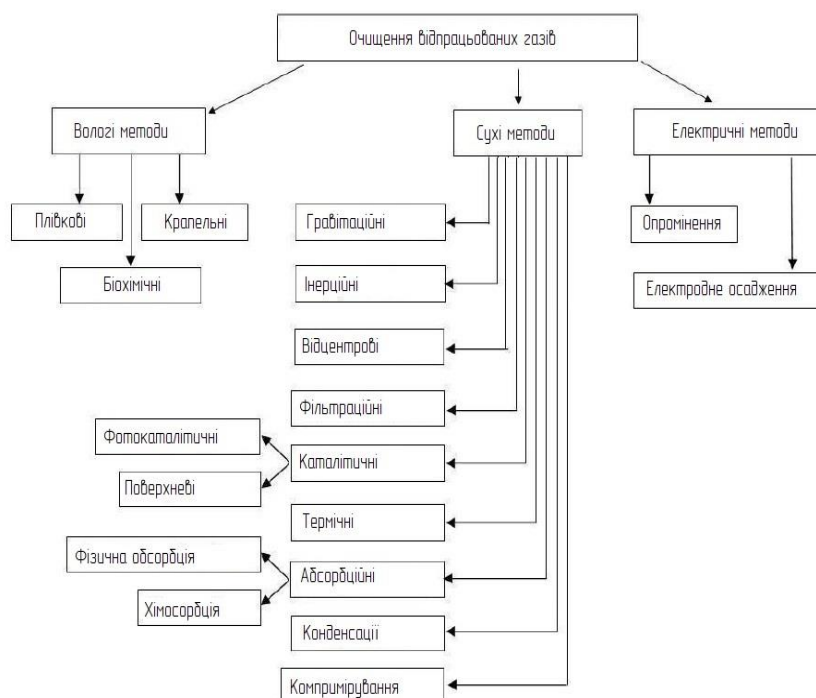


Рисунок 3 Загальна класифікація зовнішніх способів зменшення шкідливих викидів

Аналіз всіх переваг і недоліків розглянутих вище методів очищення ВГ в застосуванні до СЕУ показує, що як і раніше проблема очищення газів залишається актуальною і невирішеною. Жоден з методів в умовах роботи судна не дозволяє швидко і якісно очистити ВГ.

У своєму дослідженні для вирішення даних проблем була обрана система рециркуляції ВГ. Доцільність її використання пояснюється тим, що в ВГ завжди є такі компоненти, як пари води і діоксиду вуглецю. Вони мають

високі питомі значення теплоємності, що призводить до зменшення температури полум'я всередині камери згоряння і тим самим зниження кількості оксидів азоту.

Висновок: проведено аналіз способів очищення ВГ. Серед них найкраще зарекомендували себе SCR метод та рециркуляція відпрацьованих газів. Отже, використання системи EGRBP з проміжним очищенням та охолодженням ВГ позитивно впливає на показники екологічності головного двигуна. Слід відзначити, що розрахункові значення не суперечать подібним експериментальним даним, приведеним у джерелах. Використання системи EGR на двигунах типу СОД потребує відповідних налаштувань двигуна, так при збільшенні тиску наддуву на 10% при 10%-вій рециркуляції відбувається зменшення концентрації NOx на 35%.

Література:

1. Мельник, Г. В. (2011). Технологии снижения вредных выбросов дизелей. Состояние и перспективы развития. *Двигателестроение*, 4, 48–56.
2. Новиков, Л. А. (2013). Ограничение выбросов на уровне IMO TIER-3 для судовых дизелей отложено до 2021 года. *Двигателестроение*, 2, 26–32.
3. Пахомов, Ю. А. (2004). *Топливо и топливные системы судовых дизелей*. Москва: РКонсульт.
4. Перспективные технологии снижения выбросов судовых дизелей. (2014). *Двигателестроение*, 2, 38–54.

УДК 539.3

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ВЕНЦОВ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН

Моргун С.А., к.т.н., Куприянова И.А., Мамот О.И., Волченко С.А., Красий Д.А.
Украина, Николаев, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
serhii.morhun@nuos.edu.ua

Аннотация. Рассмотрены вопросы, связанные с определением максимальных динамических напряжений в охлаждаемом лопаточном венце первой ступени высоконагруженного судового ГТД. Исследовано слияние числа отверстий на выходной кромки на напряженное состояние венца. Полученные результаты могут быть использованы в дальнейшем при комплексном решении термоупругой задачи охлаждаемого лопаточного венца.

Ключевые слова. лопаточный венец, напряженно-деформированное состояние, термоупругая задача, охлаждаемые лопатки.

Рассматривается задача изучения напряженно-деформированного состояния венцов охлаждаемых рабочих лопаток турбомашин под воздействием динамических нагрузок. Для решения этой задачи разработана уточненная математическая модель вынужденных колебаний и напряженно-деформированного состояния лопаточного аппарата турбомашин на основе метода конечных элементов (МКЭ). Исследуемая лопатка рассматриваются в декартовой системе координат XYZ. Ось X параллельна оси вращения ротора турбины; ось Z направлена по радиусу от оси вращения. [1,2]. Для определения компонентов матрицы напряжений используется вариационный принцип Лагранжа [1]. Формулы для вычисления кинетической энергии колебаний и потенциальной энергии деформации будут иметь вид:

$$T = \frac{1}{2} \iiint_V \rho [(\delta_x)^2 + (\delta_y)^2 + (\delta_z)^2] dXdYdZ; \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_V [\sigma_x (\varepsilon_x - \varepsilon_{x0}) + \sigma_y (\varepsilon_y - \varepsilon_{y0}) + \sigma_z (\varepsilon_z - \varepsilon_{z0}) + \tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{xz} \gamma_{xz} + \tau_{zy} \gamma_{zy}] dXdYdZ \quad (2)$$

где $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ – компоненты вектора обобщенных перемещений $\{\delta\}$ узлов секции;

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{zy}$ – компоненты матрицы упругих деформаций;

$\varepsilon_{x0}, \varepsilon_{y0}, \varepsilon_{z0}$ – компоненты матрицы тепловой деформации.

Матрицы тепловой $\{\varepsilon_0\}$ и упругой деформаций $\{\varepsilon\}$ определяются следующим образом:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \delta_x}{\partial X} \\ \frac{\partial \delta_y}{\partial Y} \\ \frac{\partial Y}{\partial Z} \\ \frac{\partial \delta_x}{\partial X} + \frac{\partial \delta_y}{\partial Y} \\ \frac{\partial Y}{\partial Z} + \frac{\partial \delta_x}{\partial X} \\ \frac{\partial Z}{\partial Y} + \frac{\partial X}{\partial Z} \end{Bmatrix}; \quad \{\varepsilon_0\} = \begin{Bmatrix} \alpha^T T \\ \alpha^T T \\ \alpha^T T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

где α^T – коэффициент температурного расширения материала;
 T – температура материала лопатки.

Тогда с учетом формул (1 – 3) получена матрица максимальных динамических напряжений лопатки:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{Bmatrix} = [D_\sigma] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) \quad (4)$$

где D_σ – матрица упругих постоянных [3].

С учетом зависимостей (1 – 4) проведено исследование влияния геометрических параметров полости охлаждаемых лопаток турбомашин на величину возникающих в них напряжений. В рассмотрение может быть принята, любая k -я гармоника возмущающей силы, которая, в свою очередь, разлагается в тригонометрический ряд Фурье.

Лопатки исследуемого венца имеют следующие характеристики: Высота лопатки $l = 135$ мм; материал лопаток – жаропрочная сталь СМ88У – ВИ (плотность материала $\rho = 8100$ кг/м³, модуль Юнга $E = 1,79 \cdot 10^6$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$). Диаметр диска $D = 450$ мм, материал диска – жаропрочная сталь ЭП 472-ИД (плотность материала $\rho = 8300$ кг/м³, модуль Юнга $E = 1,73 \cdot 10^6$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$). Некоторые результаты исследований приведены ниже.

Таблица 1. Величина максимальных динамических напряжений в охлаждаемых лопатках турбомашин в зависимости от числа отверстий по выходной кромке пера (форма колебаний $m=0; n=1$)

Число отверстий q , шт	Напряжения σ_{\max} , МПа	
	Расчетные данные	
1	254,8	
2	258,4	
3	264,6	
4	269,1	
5	278,2	
6	285,5	
7	291,9	
8	298,1	
9	302,5	
10	308,7	

Анализ данных, приведенных в табл. 1, 2 свидетельствует о том, что с повышением числа отверстий для выхода охлаждающего воздуха величина максимальных динамических напряжений в лопатке возрастает. Это объясняется тем, что с возрастанием числа отверстий снижается жесткость пера лопатки, а, следовательно, увеличивается деформация и величина напряжений в ней.

1. Воробьев Ю. С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин [Текст] / Ю. С. Воробьев. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с.
2. Моргун С. А. Влияние геометрических параметров на частоты свободных колебаний рабочих лопаток турбомашин [Текст] / С. А. Моргун // Вісник двигунобудування. Науковий журнал. – Запоріжжя: Видавничий комплекс АТ «Моторсіч». – 2014, № 1. – С.12-17.

УДК

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ ТИПУ ПАЛИВА ДОПОМІЖНОГО КОТЛА НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ СУДНОВОЇ КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Долганов Юрій Анатолійович, канд. техн. наук,
 Радзівіл Сергій Олександрович, магістрант,
 Зієров Володимир Миколайович, магістрант,
 Національний Університет Кораблебудування ім. адм. Макарова
 Україна,, Миколаїв
yuri.dolganov1987@gmail.com
 ORC ID: 0000-0002-3353-1057

Анотація. В роботі проведено аналіз впливу зміни палива допоміжного котла на експлуатаційні показники суднової котельної установки. Відповідно до актуальних норм ІМО розглянуто двопаливний топковий пристрій Alfa-Laval та проведено розрахунки горіння рідкого та газоподібного палива.

Ключові слова: суднова котельна установка, двопаливний топковий пристрій, LNG паливо.

Скорочення емісії двоокису вуглецю морськими судами - одна з основних задач, що стоять перед морської та портової індустрією. Міжнародна морська організація (ІМО) в 2016 році поставила нові рамки, що визначають чистоту використовуваного судновими двигунами палива: вміст сірки в паливі не повинен перевищувати 0,5% з 2020 року (сьогодні - 3,5%). З огляду на це, загальносвітовою тенденцією стає перехід з традиційного важкого палива на LNG як головних двигунів так і допоміжних агрегатів суднових енергетичних установок, зокрема допоміжних котлів.

В номенклатурі провідних виробників суднових котлів Alfa-Laval Aalborg, Kangrim та ін. є ряд котлоагрегатів укомплектованих топковими пристроями здатними працювати на двох видах палива – важкому та LNG [1, 2]. Наприклад, топковий пристрій Aalborg KBOG-E для допоміжного котла OS та комбінованого котла OS може працювати на трьох видах палива – LNG, HFO та MDO, забезпечуючи необхідну якість розпилення в широкому діапазоні навантаження [1].

Аналізуючи зазначені вище види палива видно, що LNG має найменшу теплоту згоряння Q_i^r , що прямим чином впливає на наявну теплоту в тепловому балансі котла [3]:

$$Q_p^p = Q_i^r + i_{нал} + Q_\phi;$$

$$Q_i^r + I_{x.пов} + i_{нал} + Q_\phi = Q_1 + I_{вих} + Q_3 + Q_4 + Q_5.$$

З розрахунку ентальпії продуктів згоряння в залежності від температури (I-t діаграми) бачимо, що при однакових температурах продукти згоряння LNG мають найменшу ентальпію, що в свою чергу вплине на теплову потужність топки і котла в цілому [4].

З огляду на це, вплив застосування LNG в якості палива для суднових допоміжних котлів на теплотехнічні та експлуатаційні параметри котельної установки та СЕУ судна в цілому.

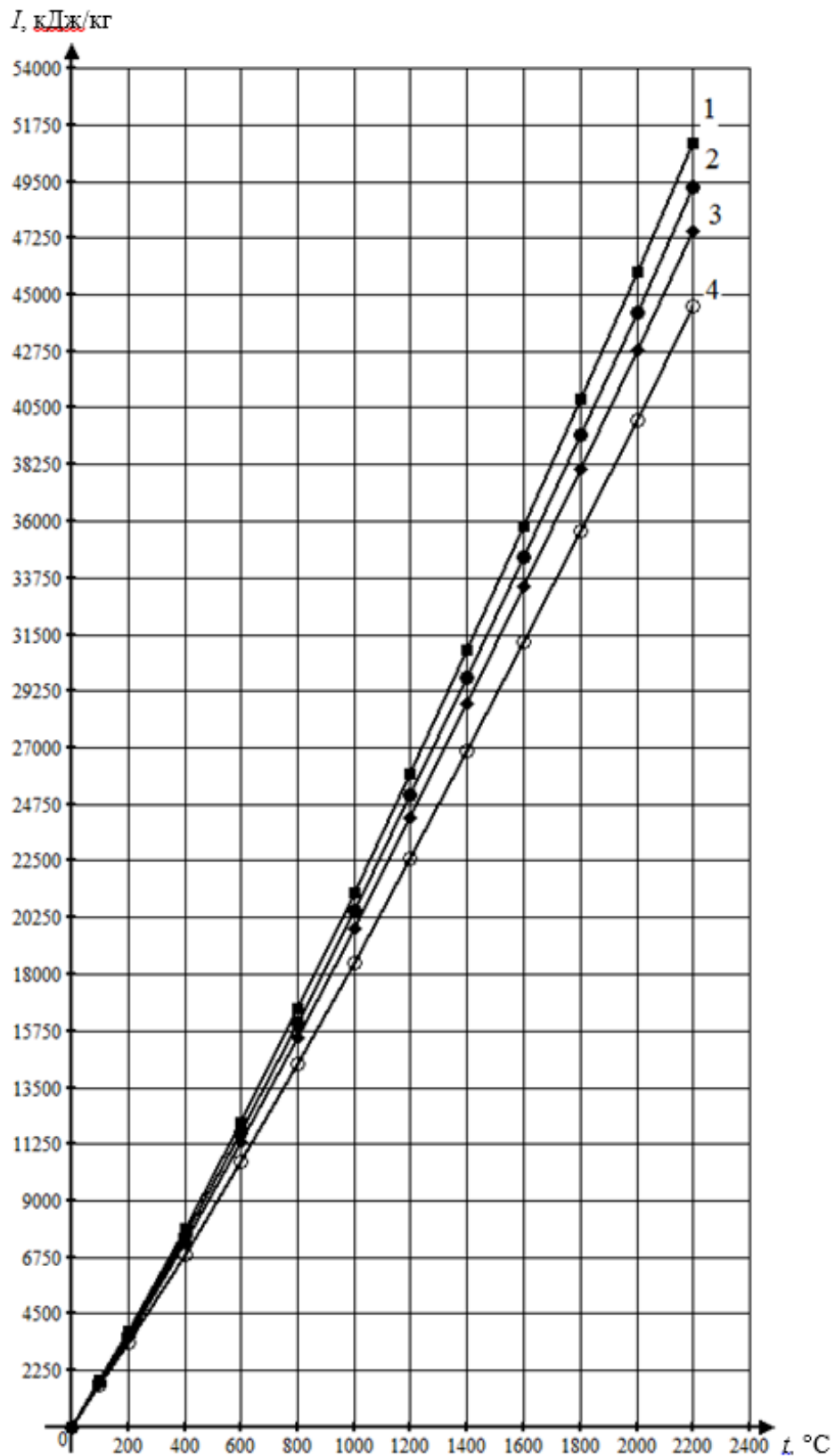


Рис.1 Залежність ентальпії продуктів згоряння від температури для різних типів палива: 1 – дизельне паливо; 2 – мазут ФС-5; 3 – мазут М40; 4 – LNG.

Висновок.

Проведений аналіз конструкцій сучасних топкових пристроїв та суднових допоміжних котлів показав, що однією з тенденцій по задоволенню норм ІМО щодо вмісту сірки в паливі та екологічності викидів є використання LNG як основного палива.

В результаті проведеного інформаційного пошуку було визначено, що дані щодо впливу зміни палива з рідкого на LNG на експлуатаційні та теплотехнічні показники котельної установки та суднової енергетичної установки неповні, а для сучасних конструкцій котлів у відкритому доступі відсутні, що робить це питання актуальним.

REFERENCES

- [1] Alfa-Laval Marine (2019): Retrieved from: <http://www.alfalaval.com/industries/marine-transportation/marine>
 [2] Industrial and marine boilers (2017): Retrieved from: <http://www.kangrim.com/boilers>
 [3] Kuznecov N.V (1973). *Teplovoj raschet kotelnyh agregatov (Normativnyj metod)*. Moskow: Energiya.
 [4] Hryapchenkov A.S (1988). *Sudovyye vspomogatelnyie i utilizatsionnyie kotlyi: Uchebnoe posobie*. L: Sudostroenie.

Dolganov Yurii, Radzyvil Serhii, Ziierov Volodymyr.

DETERMINATION OF THE EFFECT OF CHANGE AUXILIARY BOILER FUEL TYPE ON THE OPERATING INDICATORS OF MARINE BOILER

The influence of auxiliary boiler fuel change on the performance of the ship's boiler is analyzed. In accordance with current IMO regulations, a two-fuel combustion Alfa-Laval device was considered and calculations of combustion of liquid and gaseous fuels were performed.

Keywords: marine boiler, two-fuel combustion device, LNG fuel.

Долганов Ю. А., Истомин Л. А., Маркин А. В., Упоров Ю. Ю.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ ТИПА ТОПЛИВА ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО КОТЛА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ СУДОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКИ

В работе проведен анализ влияния изменения топлива вспомогательного котла на эксплуатационные показатели судовой котельной установки. В соответствии с актуальными нормами IMO рассмотрено двухтопливное топочное устройство Alfa-Laval и проведены расчеты горения жидкого и газообразного топлива.

Ключевые слова: судовая котельная установка, двухтопливное топочное устройство, LNG топливо.

УДК 66.067.1.621.72

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ ЗА ПОТОЧНИМИ ТЕПЛОВИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н., доцент, А.А. Зубарєв, ст. викладач, В.С. Ткаченко,

аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;

Я. Зонмін, доцент, Цзяньсунський університет науки і технологій, Цзеньцзянь, КНР С.Г. Фордуй, к.т.н., доц.,

технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна

nirad50@gmail.com

Тепловологісна обробка зовнішнього повітря здійснюється в центральних системах кондиціювання та при їх сумісній роботі з місцевими рециркуляційними системами [1–3]. Ефективність застосування систем кондиціювання повітря (СКП) залежить від того, наскільки повно використовуються встановлені холодильні потужності в конкретних кліматичних умовах, тобто за більш повного навантаження і тривалого часу упродовж року. За показник кількісної оцінки ефективності використання холодильної потужності СКП правомірно взяти виробництво холоду – кількість виробленого холоду відповідно до його поточних витрат на кондиціювання повітря, яка в свою чергу залежить від поточних витрат холодопродуктивності Q_0 та тривалості t роботи системи кондиціювання за цих витрат і представляє собою їх добуток. Кількість холоду, виробленого/витраченого за рік: $\sum(Q_0 \cdot t)$, кВт·год, де Q_0 – поточна холодопродуктивність (теплове навантаження СКП); t – тривалість роботи СКП. Основні положення методології вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності СКП в умовах нерівномірних теплових навантажень розглянуті в роботах [4].

Вочевидь, що максимальна величина поточної кількості виробленого/витраченого холоду свідчить про ефективне використання встановленої холодильної потужності. Однак, оскільки поточні витрати

холодопродуктивності та їх тривалість, тобто кількість холоду, залежать від змінних поточних кліматичних умов, то вони відзначаються значними коливаннями, що ускладнює вибір встановленої холодопродуктивності системи кондиціонування повітря.

Вочевидь, якщо визначати кількість виробленого/витраченого холоду за його поточними величинами і нарощуванням упродовж року, то можна суттєво спростити вибір встановленої холодопродуктивності. При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду спричиняє зміну темпу прирощення річного виробництва холоду зі зміною встановленої холодопродуктивності і максимальному темпу відповідає встановлена холодопродуктивність, яка забезпечує її ефективне використання.

Мета роботи – розробити підхід до визначення встановленої холодопродуктивності (проектного теплового навантаження) в конкретних кліматичних умовах упродовж року, яка забезпечує максимальне виробництво холоду відповідно до його поточного споживання.

Результати дослідження.

Для оцінки тривалості використання СКП за різної встановленої питомої холодопродуктивності $q_0 = Q_0 / G_n$, що припадає на одиницю витрати повітря $G_n = 1 \text{ кг/с}$, упродовж року були побудовані її залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 для кліматичних умов України (на прикладі м. Миколаїв) та КНР (м. Пекін), наведені на рис. 1.

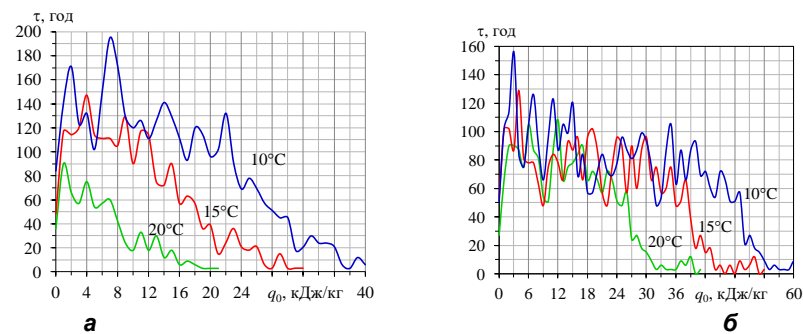


Рис. 1. Тривалість τ кондиціонування повітря при різній питомій холодопродуктивності q_0 і температурах охолодженого повітря $t_{n2}=10, 15$ і 20°C упродовж 2017 р.: **а** – м. Миколаїв, Україна; **б** – м. Пекін, КНР

Як видно з рис. 1, більшу частину часу (максимальні значення тривалості τ) упродовж року СКП експлуатується при низькій холодопродуктивності q_0 , що пояснюється помірними температурами зовнішнього повітря t_{n1} , близькими до температур охолодженого в СКП повітря $t_{n2} = 10, 15$ і 20°C , що не потребує значних витрат холодопродуктивності. Зі зниженням t_{n2} від 20°C до 10°C максимальні значення тривалості τ зростають і зміщуються у бік більших значень холодопродуктивності q_0 .

При цьому максимальне виробництво холоду $q_0 \cdot \tau$ при охолодженні зовнішнього повітря до температур $t_{n2} = 10, 15$ і 20°C має місце в діапазоні значень проектної питомої холодопродуктивності $q_0 = 6 \dots 14 \text{ кДж/кг}$ ($t_{n2} = 20^\circ\text{C}$), $q_0 = 11 \dots 16 \text{ кДж/кг}$ ($t_{n2} = 15^\circ\text{C}$) і $q_0 = 18 \dots 22 \text{ кДж/кг}$ ($t_{n2} = 10^\circ\text{C}$) на рис. 2,а. Для більш теплого клімату (м. Пекін) максимальні величини виробництва холоду $q_0 \cdot \tau$ та відповідні значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 суттєво зростають: $q_0 = 26 \dots 38 \text{ кДж/кг}$ при $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ і $q_0 = 35 \dots 41 \text{ кДж/кг}$ при $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ (рис. 2,б).

Відповідні величини питомого виробництва холоду $q_0 \cdot \tau / (q_0 \cdot \tau)_{\max}$, віднесені до його максимального значення упродовж року $(q_0 \cdot \tau)_{\max}$, наведені на рис. 3

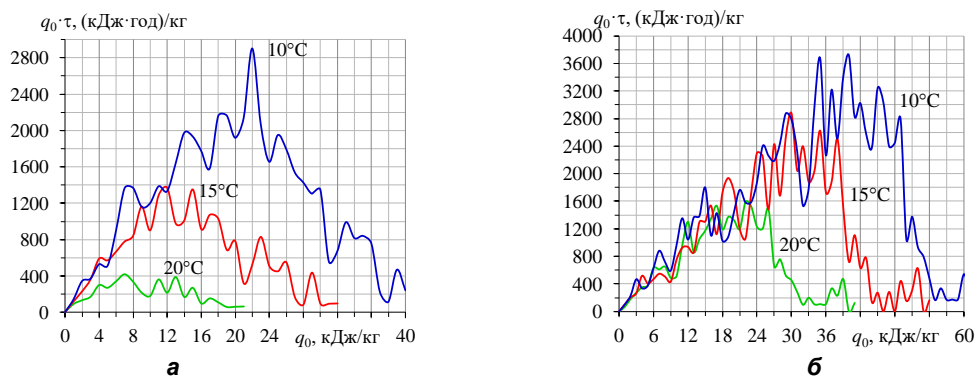


Рис. 2. Питоме виробництво холоду $q_0 \cdot \tau$ для кондиціонування зовнішнього повітря при різних значеннях проектної питомої холодопродуктивності q_0 і температурах охолодженого повітря $t_{n2}=10, 15$ і 20°C упродовж 2017 р.: **а** – м. Миколаїв, Україна; **б** – м. Пекін, КНР

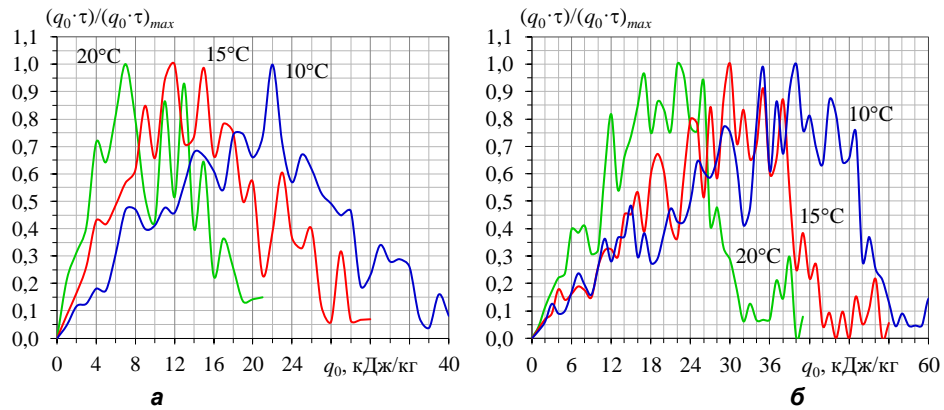


Рис. 3. Питоме виробництво холоду $q_0 \cdot \tau / (q_0 \cdot \tau)_{max}$, віднесене до його максимального значення упродовж року $(q_0 \cdot \tau)_{max}$, при різних значеннях проектної питомої холодопродуктивності q_0 і температурах охолодженого повітря $t_{n2}=10, 15$ і 20°C упродовж 2017 р.: **а** – м. Миколаїв, Україна; **б** – м. Пекін, КНР

Як видно з рис. 3, раціональні значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 при охолодженні повітря до температури $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ лежать в діапазонах: 11...15 кДж/кг (м. Миколаїв) і 31...33 кДж/кг (м. Пекін), а при охолодженні повітря до температури $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$: 21...23 кДж/кг і 36...42 кДж/кг відповідно. При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду $q_0 \cdot \tau$ характеризується значними коливаннями, що ускладнює вибір встановленої холодопродуктивності СКП q_0 .

Якщо визначати кількість виробленого/витраченого холоду за нарощуванням упродовж року (сумуванням його поточних значень): $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, то можна суттєво спростити вибір встановленої холодопродуктивності q_0 . При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду $q_0 \cdot \tau$ спричиняє зміну темпу прирощення річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$ зі зміною встановленої холодопродуктивності, і максимальному темпу $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$ відповідає встановлена холодопродуктивність, яка забезпечує її ефективне використання (рис. 4).

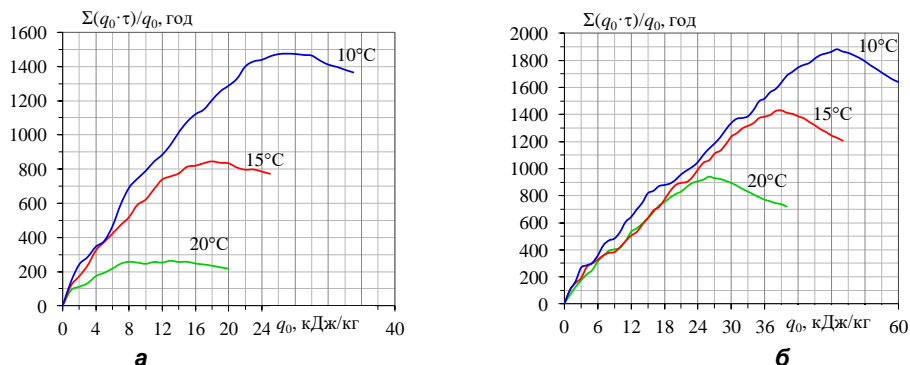


Рис. 4. Залежність річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$, віднесененого до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 , від встановленої питомої холодопродуктивності q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{n2}=10, 15$ і 20°C упродовж 2017 р.: **а** – м. Миколаїв, Україна; **б** – м. Пекін, КНР

З рис. 4 видно, що значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 при охолодженні повітря до температури $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ становлять: близько 18 кДж/кг (м. Миколаїв) і 38 кДж/кг (м. Пекін), а при $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$: близько 26 кДж/кг та 41 кДж/кг відповідно.

ВИСНОВОК

Досліджено ефективність використання встановленої холодопродуктивності СКП для різних кліматичних умов (України на прикладі м. Миколаїв та КНР, м. Пекін), як показник запропоновано застосовувати кількість виробленого холоду відповідно до його витрати на охолодження повітря.

Поточна кількість виробленого холоду характеризується значними коливаннями, що ускладнює вибір встановленої холодопродуктивності СКП. Запропоновано кількість виробленого холоду визначати за нарощуванням упродовж року (сумуванням його поточних значень), що дає можливість вибрати встановлену холодопродуктивність СКП, яка забезпечує її ефективне використання з максимальним темпом прирощення річного виробництва холоду.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Obara, S. Distributed energy systems [Text] / S. Obara // GA, USA: Nova Science Publishers Inc. – 2009.

2. Carvalho, M. Modeling simple trigeneration systems for the distribution of environmental loads [Text] / M. Carvalho, M. A. Lozano, L. M. Serra, V. Wohlgemuth // *Environmental Modelling & Software*. – 2012. – № 30. – pp. 71–80.
3. Коченков Н.В., Коченков В.Н., Шакиров Я.А., Александрова А.П. Энергоэффективные режимы совместного функционирования центральной системы кондиционирования и местной рециркуляционной системы охлаждения // *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование»*. 2016. № 4 (16). С. 43–46.
4. Радченко, А. М. Ефективність охолодження повітря на вході газотурбінної установки в умовах помірного і субтропічного клімату [Текст] / А. М. Радченко, Я. Зонмін, С. А. Кантор, Б. С. Портной // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 6(150). – С. 34 – 38.

СЕКЦІЯ № 3. ЕНЕРГООЩАДНІ ТА ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В СУДНОВІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ

ІННОВАЦІОННИЙ ТЕРМОДИНАМІЧЕСКИЙ ЦИКЛ
КОМБИНИРОВАННОГО ДИЗЕЛЬ-ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯВассерман А.А.¹ Слынько А.Г.²¹Одесский национальный морской университет¹Украина, Одесса¹avas@paco.net; ²asg_37@ukr.net

Анотація. Розглядається термодинамічний цикл комбінованого дизель-газотурбінного двигуна і пропонується повітря після стиснення в турбокомпресорі охолоджувати до температури нижче 0°C за допомогою абсорбційної холодильної установки. Вихлопні газы ДВЗ розширюються в утилізаційній турбіні до атмосферного тиску. Результати розрахунків свідчать про підвищення термічного ККД і питомої роботи циклу.

Ключові слова: Двигун внутрішнього згоряння; утилізаційна газова турбіна; охолодження наддувочного повітря; термічний ККД і потужність двигуна.

Введение. Двигатели внутреннего сгорания с газотурбинным наддувом получили в настоящее время широкое распространение. При сжатии наддувочного воздуха в турбокомпрессоре температура воздуха повышается, а его плотность в результате нагрева уменьшается. Для компенсации этого уменьшения плотности воздух после турбокомпрессора охлаждают, как правило, до первоначальной температуры. В настоящей работе предлагается наддувочный воздух охлаждать до температуры ниже температуры окружающей среды (температуры забортной воды либо воды из градирни) с помощью утилизационной теплоиспользующей холодильной установки. Проверка эффективности такого инновационного усовершенствования термодинамического цикла ДВС с наддувом является **целью работы**.

Основная часть. На рис. 1 изображены в координатах p, v и T, s циклы комбинированного двигателя, состоящего из ДВС и утилизационной газовой турбины. Воздух перед подачей в цилиндры ДВС адиабатно сжимается в турбокомпрессоре (процесс 8-9), а затем охлаждается. Для исследования влияния охлаждения сжатого воздуха на эффективность и мощность двигателя в работе рассмотрены два варианта: с охлаждением до температуры окружающей среды 30°C (процесс 9-1) и до минус 25°C (процесс 9-1'). Второй вариант охлаждения осуществляется с помощью абсорбционной водоаммиачной холодильной установки, генератор пара которой подогревается отработавшими газами турбины.

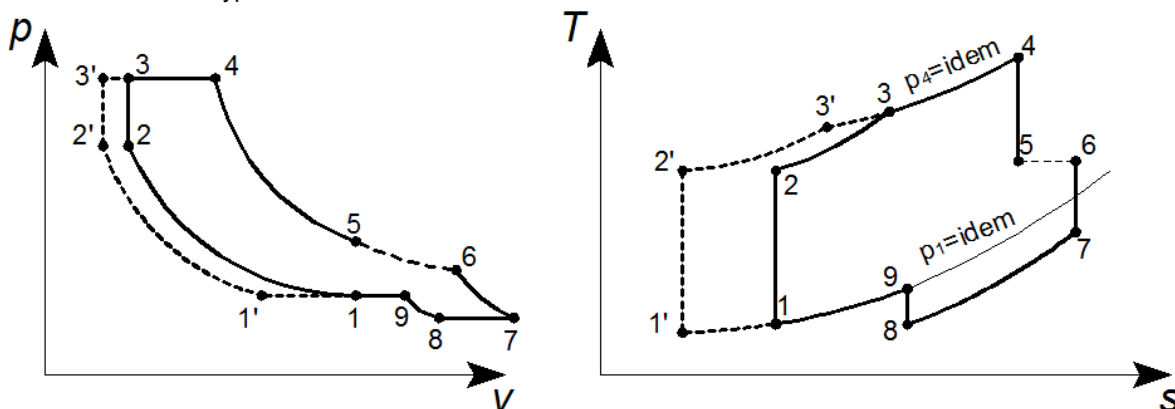


Рис. 1. Сопоставление термодинамических циклов комбинированного двигателя:

1-2-3-4-5-6-7-8-9-1 – цикл с охлаждением наддувочного воздуха до 30 °С;

1'-2'-3'-4-5-6-7-8-9-1' – цикл с охлаждением воздуха до минус 25 °С.

Выхлопные газы ДВС направляются в турбину в процессе дросселирования 5-6, там адиабатно расширяются до атмосферного давления (процесс 6-7). Затем они направляются в парогенератор холодильной установки, после чего выбрасываются в атмосферу.

Из сопоставления термодинамических циклов в рабочей и тепловой диаграммах видно, что при охлаждении воздуха до минус 25 С и при постоянных параметрах газа в точке 4, площади исследуемого цикла увеличились, что свидетельствует об увеличении удельной работы и соответственно мощности двигателя. Это подтверждают результаты расчётов, приведенные ниже в таблице 1.

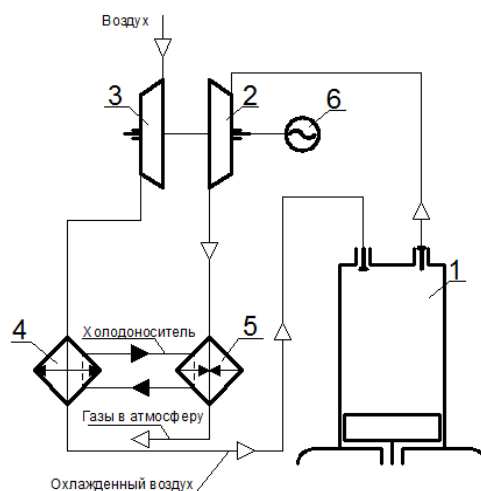


Рис. 2. Принципиальная схема комбинированного двигателя

На рис. 2 изображена принципиальная схема комбинированного двигателя с газотурбинным наддувом с охлаждением наддувочного воздуха до температуры ниже температуры окружающей среды. Двигатель работает следующим образом: выхлопные газы ДВС 1 направляются в утилизирующую газовую турбину 2, где расширяются до атмосферного давления, после чего поступают в парогенератор абсорбционной водоаммиачной холодильной установки 5. Работа турбины используется для сжатия свежего воздуха с помощью турбокомпрессора 3, а остаток используется для привода электрогенератора 6 либо суммируется с основной работой ДВС. Наддувочный воздух поступает в теплообменник 4, где охлаждается холодоносителем утилизирующей абсорбционной холодильной установки до принятой температуры, после чего подаётся в цилиндры ДВС 1.

Для установления зависимости эффективности и единичной мощности рассматриваемой модификации термодинамического цикла комбинированного двигателя от давления наддува, степени сжатия воздуха в ДВС и температуры охлаждения наддувочного воздуха выполнены соответствующие расчёты, в которых варьируются указанные условия. В качестве исходного принят цикл ДВС со следующими характеристиками: степень сжатия $\varepsilon=15$ и 18, степень повышения давления $\lambda=1,4$; степень предварительного расширения $\rho=1,2$. Начальные параметры воздуха приняты равными: $t_1=30$ С, $p_1=0,101325$ МПа. Для корректности сопоставления полученных результатов в расчётах принята постоянная теплонапряжённость ДВС (параметры газов в точке 4 – T_4 , $p_4=idem$). Результаты представлены в таблице 1, где η_t и $l_{сум}$ – термический КПД и работа комбинированного двигателя; $l_{двс}$ и $l_{тур}$ – работа ДВС и турбины.

Таблица 1. Сопоставление энергетических характеристик цикла комбинированного двигателя в зависимости от давления наддува, степени сжатия воздуха в ДВС и температуры охлаждения наддувочного воздуха

Давление наддува, МПа	Степень сжатия ε	η_t при $t_1^\circ\text{C}$, равном		$l_{сум}$, кДж/кг при $t_1^\circ\text{C}$, равном		$l_{двс}$, кДж/кг при $t_1^\circ\text{C}$, равном		$l_{тур}$ кДж/кг при $t_1^\circ\text{C}$, равном	
		30	-25	30	-25	30	-25	30	-25
0,1013	15	0,642				360		–	–
	18	0,667				402		–	–
0,15	15	0,754	0,754	499	615	364	438	135	177
	18	0,770	0,772	549	677	414	500	135	177
0,20	15	0,751	0,748	547	651	350	470	197	244
	18	0,769	0,766	603	717	406	473	197	244
0,30	15	0,740	0,734	603	691	307	341	296	350
	18	0,759	0,753	664	762	368	412	296	350
0,40	15	0,729	0,721	633	711	258	275	375	436
	18	0,748	0,741	699	786	324	350	375	436

Анализируя данные таблицы 1, можно сделать следующие выводы:

- увеличение давления наддува способствует некоторому уменьшению термического КПД и существенному увеличению работы цикла комбинированного двигателя;
- при давлении наддува 0,4 МПа и температуре воздуха -25°C термический КПД повысился на 12 %, а работа – на 97 % по сравнению с данными исходного цикла ДВС;

- при охолодженні наддувочного повітря до -25°C термічний КПД комбінованого двигателя при тиску наддува 0,15 МПа не змінюється, при більшій високій тиску зменшується на 0,003...0,008 (0,4...1,1 %), а робота циклу збільшується на 87...116 кДж/кг (12...23 %);
- з збільшенням тиску наддува змінюється співвідношення робіт газової турбіни і ДВС: робота турбіни стає основною.

В зв'язі з цим зауваженням цілесообразно проаналізувати значення температури і тиску в точці **6** і температури в точках **2** і **7**. Для зручності аналізу ці дані представлені в таблиці 2; вони не залежать від ступеня стиснення, а залежать тільки від тиску наддува і температури охолодження повітря, подаваного в циліндри ДВС. Параметри точки **6** характеризують спроможність газів, поступаючих в турбіну, і теплонапруженість її лопаток; температура повітря в точці **2** – можливість самозапалення палива, вбрикуваного в циліндри ДВС; температура газів в точці **7** – придатність газів після турбіни як гарячого джерела в парогенераторі абсорбційної холодильної установки.

Таблиця 2. Значення параметрів в точках циклу комбінованого двигателя в залежності від тиску наддува і температури охолодження наддувочного повітря

Тиск наддува, МПа	Значення p_6 , МПа при $t_1^{\circ}\text{C}$, рівном		Значення $t_6^{\circ}\text{C}$ при $t_1^{\circ}\text{C}$, рівном		Значення $t_2^{\circ}\text{C}$ при $t_1^{\circ}\text{C}$, рівном		Значення $t_7^{\circ}\text{C}$ при $t_1^{\circ}\text{C}$, рівном	
	30	-25	30	-25	30	-25	30	-25
0,1013	0,170		310		622		310	
0,15	0,312	0,421	408	465	528	382	221	218
0,20	0,408	0,643	492	555	464	331	217	216
0,30	0,865	1,151	626	701	384	265	214	213
0,40	1,307	1,737	736	820	332	222	213	212

Аналізуючи дані таблиці 2, можна утвердити наступне:

- при збільшенні тиску наддува і зниженні температури охолодження свіжого повітря спроможність газів, поступаючих в турбіну, збільшується, а їх температура залишається в допустимих межах;
- температура газів, оброблених в турбіні, цілком придатна для використання їх як гарячої середовища в абсорбційній холодильній установці;
- проблематичним залишається питання про самозапаленні вбрикуваного в циліндр палива, оскільки температура повітря в точці 2 при тиску наддува 0,4 МПа і охолодженні наддувочного повітря до мінус 25°C знизилася в 2,8 рази порівняно з температурою в циклі вихідного ДВС.

Звернемо увагу, що підвищення тиску наддува наближає термодинамічний цикл розглянутого комбінованого двигателя до циклу ГТУ з вільнопоршневим генератором газу, однак в комбінованому двигателі ДВС не тільки генерує газ, але і виробляє корисну роботу. Варіюючи ступінь стиснення в ДВС, тиском наддува і температурою охолодження наддувочного повітря, можна генерувати газ з оптимальними для турбіни параметрами, перерозподіляти потужності між ДВС і турбіною, підвищувати загальну потужність і термічний КПД установки.

Висновки. Використання комбінованого двигателя з високим тиском наддува в ДВС дозволить ефективно генерувати електроенергію і теплоту на відповідних ТЭЦ. Додатковим перевагою таких двигателів є їх мобільність при пуску для подолання пікових навантажень електричних мереж. В зв'язі з постійним зростанням вартості природного газу, використовуваного на багатьох ТЭЦ, заміна його дизельним паливом знизить експлуатаційні витрати на паливо. Враховуючи прийнятну теплонапруженість ДВС і лопаток газової турбіни, слід очікувати підвищення їх моторесурсу. Все це в сукупності буде сприяти швидкому зменшенню витрат, пов'язаних з виробництвом таких комбінованих двигателів.

Vasserman A.A., Slyn`ko A.G.

INNOVATORY THERMODYNAMIC CYCLE OF COMBINED DIESEL-GAS TURBINE ENGINE

Annotation. Thermodynamic cycle of combined diesel-gas turbine engine is considered and is proposed air after compression in turbo-compressor to cool to temperature lower 0°C by means of absorption refrigerating plant. Exhaust gases of ICE are expanded in utilising turbine to atmospheric pressure. Results of calculations witness on rise of thermal coefficient of efficiency and specific work of cycle.

Keywords: Internal combustion engine;; utilizing gas turbine; cooling of supercharge air; thermal coefficient of efficiency and power of engine.

Анотація. Розглядається термодинамічний цикл комбінованого дизель-газотурбинного двигателя і пропонується повітря після стиснення в турбокомпресорі охолодити до температури нижче 0°C за допомогою абсорбційної холодильної установки. Вихлопні газы ДВС розширюються в утилізаційній турбіні до атмосферного тиску. Результати розрахунків свідчать про підвищенні термічного КПД і удельної роботи циклу.

Ключевые слова: Двигатель внутреннего сгорания; утилизиционная газовая турбина; охлаждение наддувочного воздуха; термический КПД и мощность двигателя.

УДК 620:178.3

ВЛИЯНИЕ МОДЕЛИ КРИВОЙ УСТАЛОСТИ НА КОЭФФИЦИЕНТ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Конопльов А.В., д.т.н., профессор¹, Кононова О.М., старший викладач², Шумило О.М., к.т.н., доцент³

¹ Одеський національний морський університет, ² Одеський національний морський університет, ³ Одеський національний морський університет,

¹ Україна, м. Одеса, ² Україна, м. Одеса, ³ Україна, м. Одеса

² olgakononova120276 @gmail.com, ³ shumylo.alexander@gmail.com

Анотація. Розглянуто вплив вибору моделі кривої втоми на коефіцієнт відносної довговічності. Зроблено порівняльний аналіз його систематичної похибки, обумовленої цим вибором для випадків опису її похилої ділянки рівнянням Вейбулла, а також степеневим і показниковим рівняннями. Проведені розрахунки показали, що мінімальна похибка визначення коефіцієнта відносної довговічності має місце в разі використання показникового рівняння.

Ключові слова: коефіцієнт відносної довговічності, границя витривалості, крива втоми.

Вступна частина. При проведенні порівняльних випробувань на опір втоми застосовують, як правило, прискорені методи, які дозволяють визначити границі витривалості порівнюваних об'єктів (зразків, моделей, натурних деталей). В роботі [1] було запропоновано замість границь витривалості в якості характеристик опору втоми, які зіставляються, приймати коефіцієнт відносної довговічності, який є відносною безрозмірною величиною. Он может быть определён из выражения

$$k_{\gamma} = \frac{\lg N_2 - \lg N_1}{\lg N_1}, \quad (1)$$

де N_1 і N_2 – довговічності до руйнування, що відповідають двом випробуваним об'єктам при однаковому рівні циклічного навантаження σ_{12} . При цьому передбачалося, що порівнювані об'єкти зовні ідентичні і належать одній партії, а розсіювання величин N_1 і N_2 пов'язане з різницею їх міцності (в даному випадку границь витривалості). Також було прийнято, що кожному об'єкту відповідає своя (індивідуальна) крива втоми (рис. 1).

На схемі прийняті наступні позначення: σ і N – поточні значення напруження і довговічності до руйнування відповідно; N_{G1} і N_{G2} – довговічності, відповідні границям витривалості об'єктів σ_{R1} і σ_{R2} . σ_d – напруження, відповідне одному циклу навантаження. Стрілки, спрямовані вниз, вказують на те, що об'єкти в результаті випробувань зруйнувалися.

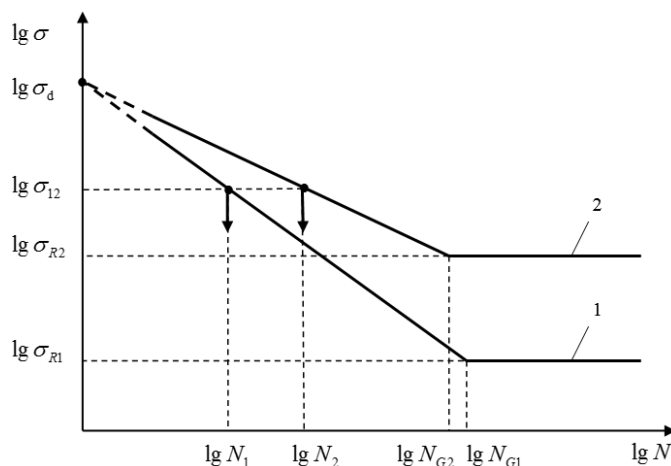


Рис. 1. Схема взаємного розміщення індивідуальних кривих втоми об'єктів з різними границями витривалості в координатах $\lg \sigma - \lg N$

Проведене в вищезазначеній роботі дослідження показало, що в разі використання в якості моделі кривої втоми степеневого рівняння, у всьому діапазоні багаточислової втоми коефіцієнт відносної довговічності можна приймати постійним для партії ідентичних об'єктів, включаючи об'єкти, піддані відновлювальним і ремонтним операціям. Доказ цього твердження ґрунтувався на припущенні, згідно з яким криві 1 і 2, побудовані в логарифмічних координатах, перетинаються в одній точці – $\lg \sigma_d$, розташованої на осі ординат (див. рис.1). Крім того, в якості доказової бази використовувалися кореляційні залежності між параметрами похилої ділянки кривої втоми і границею витривалості, які враховують конструктивні і технологічні особливості об'єктів, а також вид їх навантаження. Очевидно, що при використанні в якості рівняння похилої ділянки кривої втоми інших моделей коефіцієнт буде приймати інші значення (при тих самих експериментальних даних), тобто буде залежати від вибору моделі кривої втоми.

Мета і завдання дослідження. Метою статті є визначення діапазону зміни коефіцієнта відносної довговічності k_γ в залежності від рівня навантаження при використанні в якості рівнянь похилої ділянки кривої втоми трьох найбільш поширених моделей: степеневої, показникової і Вейбулла. Це дозволить оцінити систематичні похибки його визначення, пов'язані з вибором тієї чи іншої моделі кривої втоми.

Основний матеріал дослідження. При прискореному визначенні характеристик опору втоми частіше скорочують не тривалість випробувань, а кількість об'єктів, що економічно доцільніше. Однак в цих випадках експериментальних даних виявляється недостатньо для побудови кривих втоми, і тоді в якості інформації, якої бракує, доводиться використовувати кореляційні залежності між параметрами похилих ділянок цих кривих і границею витривалості. Такий підхід дозволяє отримати сімейство кривих втоми, кількість яких буде відповідати кількості випробуваних об'єктів. При цьому кожна з них можна розглядати як індивідуальну, або як середніймовірну.

Схема можливого взаємного розташування двох кривих втоми в координатах $\lg N - \sigma$, одну з яких приймемо як середніймовірну, а другу – як індивідуальну, представлена на рис. 2.

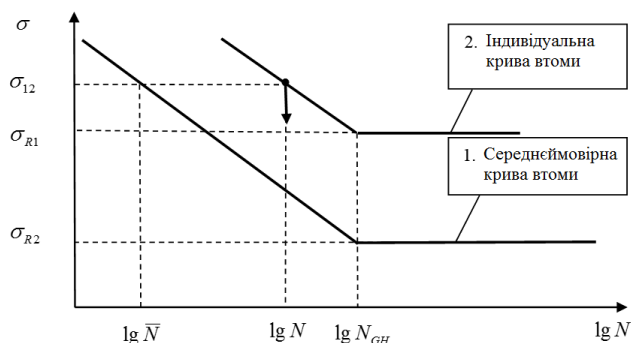


Рис. 2. Схема взаємного розташування двох кривих втоми в координатах $\lg N - \sigma$

На схемі прийняті наступні позначення: σ_{R1} і σ_{R2} – границі витривалості, N_{GH} – загальна абсциса точки перелому кривих втоми.

Обидві криві втоми будуть описуватися показниковим рівнянням виду

$$10^{\frac{\sigma}{K}} N = 10^{C_{II}}, \quad (2)$$

де K і C_{II} – параметри.

Вираз для коефіцієнта відносної довговічності в цьому випадку буде мати вигляд

$$k_\gamma = \frac{\lg N - \lg \bar{N}}{\lg \bar{N}}, \quad (3)$$

де N і \bar{N} – довговічності до руйнування, відповідні напруженню σ_1 .

Вираз (3), по суті, аналогічний виразу (1), що передбачає перетин середніймовірної і індивідуальної кривих втоми в одній точці, що належить осі ординат.

У разі використання в якості моделі кривої втоми рівняння Вейбулла, залежність між довговічністю до руйнування і напруженням представляють у вигляді

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} N = 10^{C_w}, \quad (4)$$

де m_W і C_W – параметри.

Експериментальні дослідження показують, що незалежно від границі витривалості параметр m_W змінюється у вузькому діапазоні і його значення можна прийняти постійним, рівним одиниці [2]. При цій умові середніймовірна і індивідуальна криві втоми будуть паралельні (рис. 3), що виключає їх перетин і в цьому випадку формули (1) і (3) будуть не справедливі.

Дана обставина вказує на необхідність прив'язки співвідношення (1) до конкретної моделі кривої втоми.

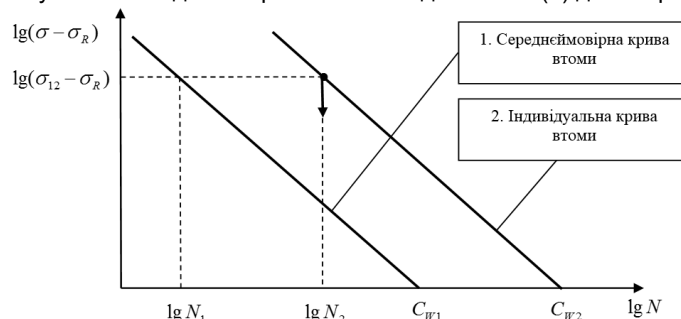


Рис. 3. Схема взаємного розташування кривих втоми, виражених рівнянням Вейбулла

Для вирішення даного завдання звернемося до зв'язків між параметрами кривих втоми і границею витривалості степеневому рівнянню кривої втоми [3].

$$m_C = f_C(\sigma_R) = a_C \sigma_R + b_C; \tag{5}$$

$$C_C = F_C(\sigma_R) = \alpha_C (m_C + 1) \lg \sigma_R + \beta_C, \tag{6}$$

де $a_C = 0,027$; $b_C = 1,4$; $\alpha_C = 0,997$; $\beta_C = 4,0 + 0,5(2,5 - \lg \sigma_R)^2$, при $\lg \sigma_R \geq 2,5$ $\beta_C = 4,0$ (в середньому $\beta_C = 4,25$).

Використовуючи ці формули, розрахуємо спочатку довговічності до руйнування, а потім і коефіцієнти відносної довговічності для трьох, згаданих вище, моделей кривої втоми. Це дозволить встановити тенденцію зміни даного коефіцієнта в залежності від вибору тієї чи іншої моделі кривої втоми. Розрахунки проведемо лише для одного значення границі витривалості, вважаючи, що встановлена тенденція буде стійкою у всьому діапазоні значень σ_R .

Прийmemo $\sigma_R = 200$ МПа (приблизно середньостатистичне значення діапазону зміни границі витривалості реальних деталей і конструкцій) і визначимо параметри m і C степеневому рівнянню кривої втоми за залежностями (5) і (6). Задаючись низкою значень напружень, що перевищують границю витривалості, визначимо відповідні їм довговічності (табл. 1). У цій же таблиці наведемо результати аналогічного розрахунку параметрів кривої втоми і довговічностей до руйнування при $\sigma_R = 220$ МПа (відхилення 10%), а також значення коефіцієнта відносної довговічності і його похибки щодо середнього значення.

Таблиця 1

Результати розрахунку значень $\lg N$, k_γ і δ_{k_γ} для степеневому рівнянню кривої втоми

$\sigma_R = 200$ МПа; $m = 6,80$; $C = 22,15$		$\sigma_R = 220$ МПа; $m = 7,34$; $C = 23,73$		k_γ	$\delta_{k_\gamma}, \%$
σ , МПа	$\lg N$	σ , МПа	$\lg N$		
1	2	3	4	$\bar{k}_\gamma = 0,048$	5
210	6,36	-	-	-	6
220	6,22	-	-	-	-
230	6,09	230	6,39	0,0493	2,63
240	5,96	240	6,26	0,0503	4,87
250	5,84	250	6,13	0,0497	3,45
260	5,73	260	6,00	0,0471	-1,83
270	5,62	270	5,88	0,0462	-3,62
280	5,51	280	5,77	0,0472	-1,69
290	5,41	290	5,66	0,0462	-3,73
300	5,31	300	5,55	0,0452	-5,84

Для тих самих вихідних даних за аналогією проведемо розрахунок для показникового рівняння і рівняння Вейбулла. Їх параметри визначимо методом найменших квадратів за наведеними в табл. 1 значеннями σ і $\lg N$ (табл. 2 і 3).

Таблиця 2

Результати розрахунку значень $\lg N$, k_γ і δ_{k_γ} для показникового рівняння кривої втоми

$\sigma_R=200$ МПа; $k = 85,48$ МПа; $C_{II}=8,79$		$\sigma_R=220$ МПа; $k = 82,65$ МПа; $C_{II}=9,16$		k_γ	$\delta_{k_\gamma}, \%$
σ , МПа	$\lg N$	σ , МПа	$\lg N$	$\bar{k}_\gamma=0,046$	
210	6,33	-	-	-	-
220	6,22	-	-	-	-
230	6,10	230	6,38	0,0456	-0,96
240	5,98	240	6,26	0,0458	-0,48
250	5,87	250	6,14	0,0460	0,02
260	5,75	260	6,01	0,0462	0,54
270	5,63	270	5,89	0,0465	1,08
280	5,51	280	5,77	0,0468	1,65
290	5,40	290	5,65	0,0470	2,24
300	5,28	300	5,53	0,0473	2,85

Таблиця 3

Результати розрахунку значень $\lg N$, k_γ і δ_{k_γ} для кривої втоми рівняння Вейбулла

$\sigma_R=200$ МПа; $m_W=0,87$; $C_W=6,73$		$\sigma_R=220$ МПа; $m_W=1,01$; $C_W=7,56$		k_γ	$\delta_{k_\gamma}, \%$
σ , МПа	$\lg N$	σ , МПа	$\lg N$	$\bar{k}_\gamma=0,152$	
1	2	3	4	5	6
210	5,86	-	-	-	-
220	5,60	-	-	-	-
230	5,44	230	6,55	0,204	34,21
240	5,34	240	6,25	0,170	11,84
250	5,25	250	6,07	0,156	2,63
260	5,18	260	5,94	0,147	-3,29
270	5,12	270	5,84	0,141	-7,24
280	5,07	280	5,76	0,136	-10,53
290	5,03	290	5,70	0,133	-12,50
300	4,99	300	5,64	0,130	-14,47

Розташування кривих втоми, побудованих за даними табл. 2 і 3 показано на рис. 4 і 5.



Рис. 4. Розташування середньоїмовірної і індивідуальної кривих втоми в координатах $\lg N - \sigma$

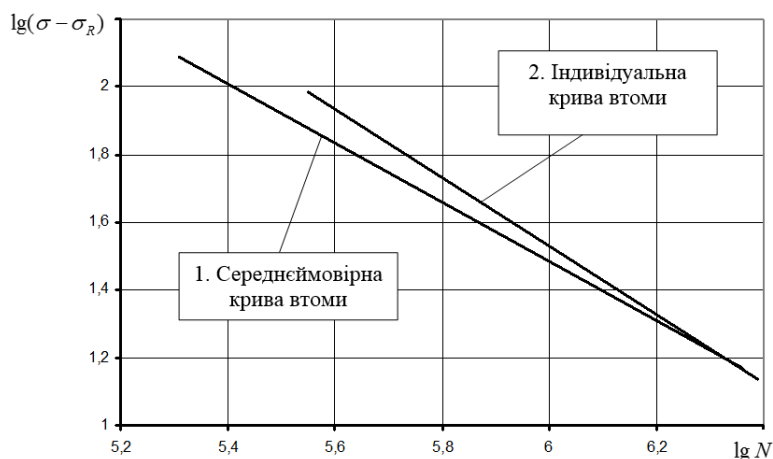


Рис. 5. Розташування середніймовірної і індивідуальної кривих втоми в координатах $\lg N - \lg(\sigma - \sigma_R)$

Розрахункові значення похибок визначення коефіцієнта відносної довговічності в залежності від рівня напружень для трьох розглянутих рівнянь кривої втоми представлені на рис. 6.

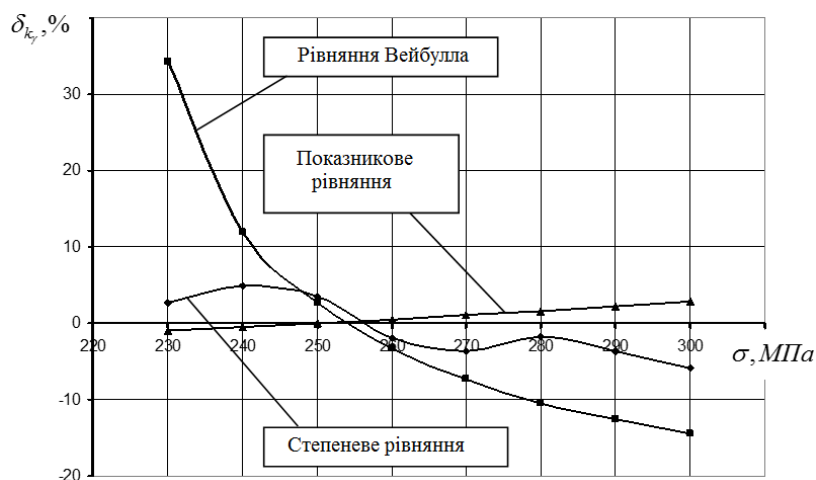


Рис. 6. Похибки визначення коефіцієнта відносної довговічності, обумовлені вибором моделі кривої втоми

Висновки. Резюмуючи вищевикладене, можна зробити наступні висновки:

1. Проведено розрахунок коефіцієнта відносної довговічності для трьох рівнянь кривої втоми. Показано, що систематична похибка його визначення залежить від рівня напружень і вибору моделі кривої втоми.

2. Мінімальна похибка його оцінки має місце в разі використання в якості моделі кривої втоми показникового рівняння.

REFERENCES

- [1] Коноплёв А.В., Кононова О.Н., Кибакон А.Г. (2017). Сравнительная оперативная оценка долговечности новых и восстановленных деталей. Вісник ОНМУ, 51(5), 92-99.
 [2] Олейник Н. В., Коноплёв А. В., Кибакон А. Г. (2000). *Одесса: Астропринт.*
 [3] Олейник Н. В. (1979). Київ.: Техніка.

Konoplyov A., Kononova O., Shumylo A.

The effect of the fatigue curve model on the coefficient of relative life

The influence of the fatigue curve model choice on the coefficient of relative longevity is considered. A comparative analysis of its systematic error due to this choice is made for the cases of the description of its oblique section by the Weibull equation, as well as the power and exponential equations. The carried out calculations showed that the minimum error in determining the coefficient of relative longevity takes place when using the exponential equation.

Keywords: coefficient of relative longevity, limit of endurance, curve of tiredness.

Коноплев А.В., Кононова О.Н., Шумило А.Н.,

Влияние модели кривой усталости на коэффициент относительной долговечности

Рассмотрено влияние выбора модели кривой усталости на коэффициент относительной долговечности. Сделан сравнительный анализ его систематической погрешности, обусловленной этим выбором для случаев

описання её наклонного участка уравнением Вейбулла, а также степенным и показательным уравнениями. Проведенные расчёты показали, что минимальная погрешность определения коэффициента относительной долговечности имеет место в случае использования показательного уравнения.

Ключевые слова: коэффициент относительной долговечности, предел выносливости, кривая усталости

УДК 66.067.1.621.72

ОЦІНКА ЕКОЛОГІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ В УМОВАХ ПОМІРНОГО ТА СУБТРОПІЧНОГО КЛІМАТУ

А.М. Радченко, к.т.н., доцент, Б.С. Портной, аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;

Я. Зонмін, доцент, Цзяньсунський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР

З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході в ГТУ витрата палива збільшується, ККД і потужність знижуються [1]. Екологічний ефект від охолодження повітря на вході ГТУ теж суттєво залежить кліматичних умов і глибини охолодження. Так, в найбільш поширених вискоефективних абсорбційних бромистолітєвих холодильних машинах (АБХМ) можливе охолодження повітря до температури 15°C (температура холодної води 7°C) при високих теплових коефіцієнтах $\zeta = 0,7 \dots 0,8$, тоді як в хладонових, зокрема ежекторних холодильних машинах (ЕХМ) – до 7...10°C і нижче (температура кипіння хладону в повітроохолоджувачі 2...4°C), однак при невисоких теплових коефіцієнтах $\zeta = 0,2 \dots 0,3$.

Мета роботи – оцінка екологічної ефективності охолодження повітря на вході ГТУ в різних кліматичних умовах.

Результати дослідження.

Оцінку екологічного ефекту від охолодження повітря на вході проведено для UGT 10000 номінальною потужністю 10,5 МВт, для якої зниження температури повітря Δt_n на 1°C приводить до зменшення питомої витрати палива $\Delta b_{e1^\circ C} = \Delta b_e / \Delta t_n$ на 0,7 г/(кВт·год) [2]. Розрахунки скорочення споживання палива ГТУ B завдяки охолодженню повітря на вході ГТУ проведено для помірному клімату України та субтропічного клімату КНР (рис. 1). Поточне скорочення споживання палива B розраховували як $B = \Delta b_e \cdot N_e \cdot T_i$, а зменшення питомої витрати палива $\Delta b_e = \Delta b_{e1^\circ C} \cdot \Delta t_n$, де $\Delta t_n = t_{зп} - t_{н2}$.

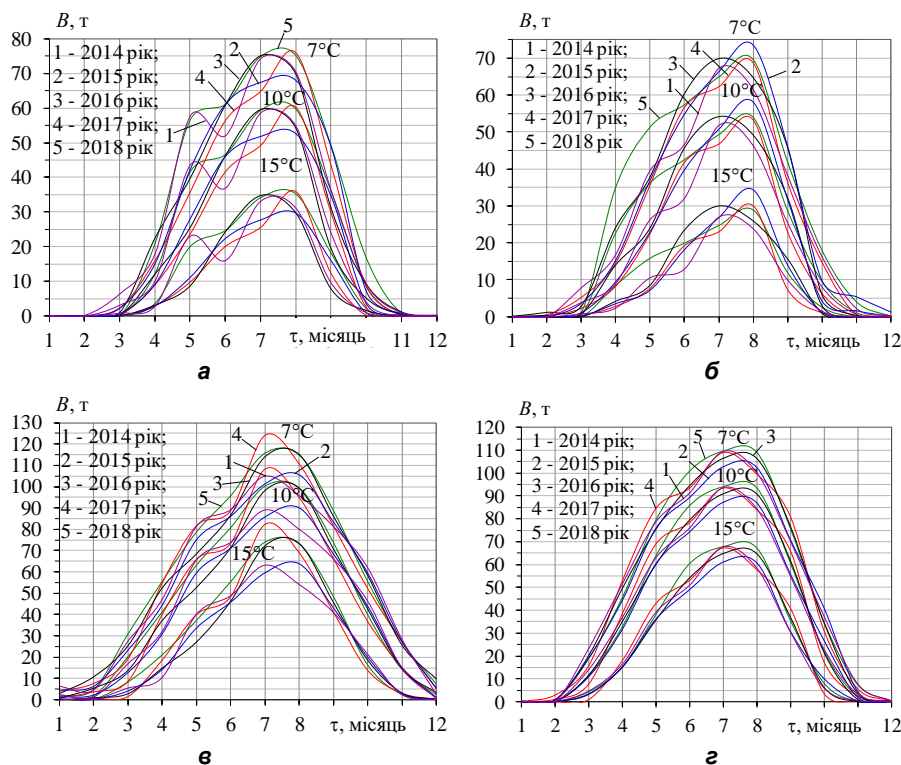


Рис. 1. Скорочення споживання палива B для ГТУ UGT 10000 по місяцях упродовж року при охолодженні повітря на вході до 7, 10 і 15 °C на протязі 2014 – 2018 років:

а – Суми; б – Тернопіль, Україна; в – Нанкін; з – Пекін, КНР

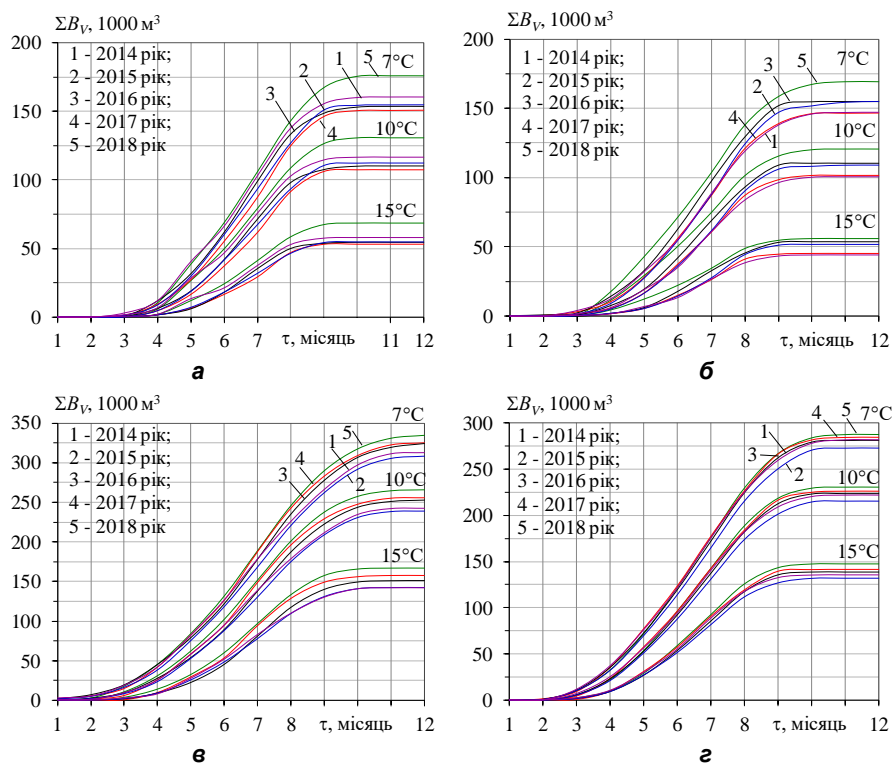


Рис. 2. Скорочення витрат палива ΣB_v для ГТУ UGT 10000 за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря на вході ГТУ до 7, 10 і 15 °С на протязі 2014 – 2018 років:
а – Суми; **б** – Тернопіль; **в** – Нанкін, КНР; **г** – Пекін, КНР

Як видно з рис. 2, при охолодженні повітря на вході ГТУ до 15°C щорічна економія палива становить 35–65 тис. м³ для помірного клімату України та 135–170 тис. м³ для субтропічного клімату КНР. При охолодженні повітря до 10°C економія палива зростає до 100–130 та 210–270 тис. м³ відповідно для умов України та КНР.

Враховуючи, що кожний зекономлений кубічний метр палива для ГТУ зменшує викиди двооксиду вуглецю CO₂ на 428,7 г, а оксиду азоту NO_x на 2,78 г [3] було розраховано щорічне зменшення шкідливих викидів за 2014 – 2018 роки (рис.3-4).

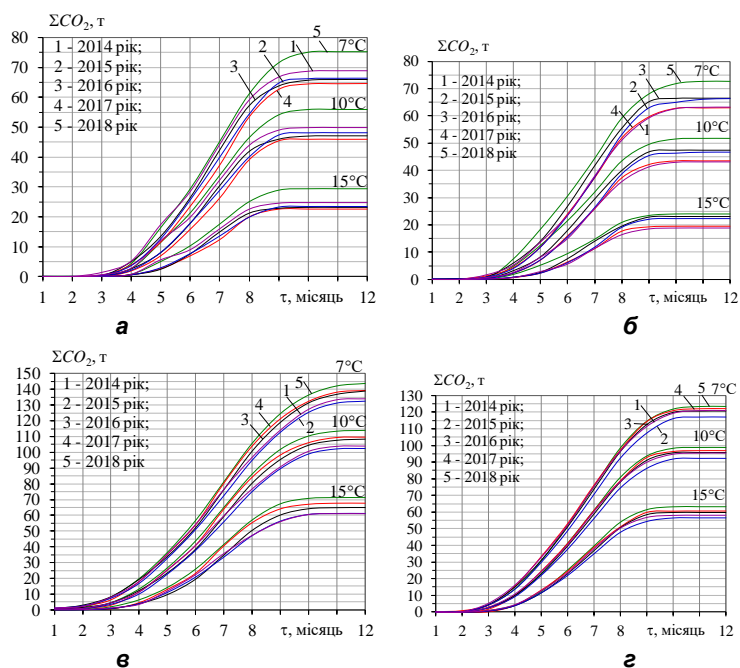


Рис. 3. Скорочення викидів двооксиду вуглецю ΣCO_2 за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря на вході ГТУ до 7, 10 і 15 °С за 2014 – 2018 рр.:
а – Суми; **б** – Тернопіль; **в** – Нанкін; **г** – Пекін

Як видно з рис. 3, охолодження повітря до 15°C дозволяє скоротити викиди CO₂ на 18–70 т щорічно в залежності від кліматичних умов регіону. За п'ять років скорочення викидів CO₂ сягає 300 т.

Більш глибоке охолодження до 10°C забезпечує їх скорочення до 500 т для кліматичних умов КНР та 240 т для умов України, а до 7°C – 690 т та 340 т для КНР і України відповідно.

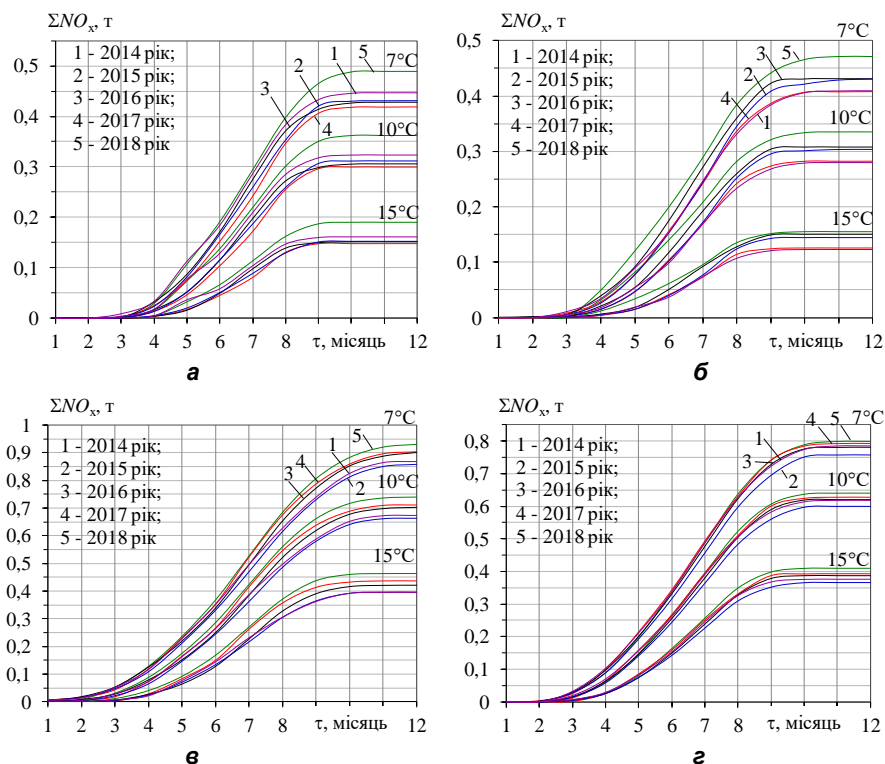


Рис. 4. Скорочення викидів оксиду азоту ΣNO_x за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря на вході ГТУ до 7, 10 і 15 °C за 2014 – 2018 рр.:
а – Суми; б – Тернопіль; в – Нанкін; г – Пекін

При охолодженні повітря до 15°C викиди NO_x скорочуються на 0,12 – 0,45 т щорічно, тоді як за п'ять років при глибокому охолодженні до 10°C - до 3,5 т для умов КНР та 1,6 т для України, а до 7°C – 4,45 т та 2,2 т для умов КНР і України відповідно.

ВИСНОВОК Проаналізовано охолодження повітря на вході ГТУ для субтропічного (на прикладі КНР) та помірному клімату (Україна) на протязі п'яти років. Показано, що скорочення викидів CO₂ і NO_x при охолодженні повітря до 7...10°C порівняно з 10°C для кліматичних умов України більше ніж для КНР.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. International Energy Agency., Combined Heat and Power: Evaluating the Benefits of Greater Global Investment. – 2008.
2. СТО Газпром 2-1.19-332-2009. Технические нормативы выбросов. Газоперекачивающие агрегаты ОАО "Газпром". – М.: ОАО "Газпром", 2009. – 87 с.
3. Николаевские газовые турбины промышленного применения [Текст]. – Николаев: ГП НПКГТ "Зоря-Машпроект", 2004. – 20 с.

ДК 621.45.034

МОЖЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ ДВОПАЛИВНИХ ГАЗОТУРБІННИХ КАМЕР ЗГОРЯННЯ З ПЛАЗМОВИМ СУПРОВОДОМ

С. І. Сербін, д.т.н., професор¹, Prof. Daifen Chen², Б. Т. Діасамідзе¹, аспірант

¹Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв

²Jiangsu University of Science and Technology, China, Zhenjiang
serhiy.serbin@nuos.edu.ua,

Анотація. Розглянуто концептуальні принципи роботи низькотемпературних плазмохімічних систем, що можуть бути застосовані в двопаливних камерах згоряння для забезпечення вирішення проблеми створення

високоєфективних газотурбінних двигунів наземного та морського призначення, які відповідають вимогам до енергетичних модулів нового покоління та працюють на рідкому та газоподібному органічних паливах одночасно.

Ключові слова: газотурбінний двигун; двопаливна низькоемісійна камера згорання; процес горіння палив; низькотемпературна повітряна плазма.

Вступна частина. Дослідження робочих процесів камер згорання (КЗ) ГТД показують, що одним з найбільш перспективних методів підвищення стійкості процесів є інтенсифікація спалювання вуглеводнів за допомогою низькотемпературної плазми [1–6]. Для управління стійкістю горіння паливо-повітряних сумішей в КЗ може застосовуватися нагрітий до високих температур за допомогою плазмотрона струмінь повітря, модульований на резонансній частоті КЗ. Зменшення амплітуди коливань тиску на резонансній частоті досягає до 10 дБ. Відзначається також стабілізуюча дія і немодульованого струменя плазмотрона, що пояснюється поширенням зони горіння уздовж струменя плазмового генератора [7]. Одним із актуальних питань є контроль емісії оксидів азоту при роботі як на газоподібному, так і рідкому паливах. **Ціль роботи** – аналіз можливостей використання слабкострумів плазмохімічних стабілізаторів для активації процесів горіння різних за фазовим станом палив в камері згорання ГТД.

Основна частина. Система плазмохімічної інтенсифікації горіння [8–10], призначена для стабілізації полум'я в пристроях для спалювання палива в ГТД, складається з плазмохімічного елемента і джерела його енергопостачання. При подачі палива в плазмовий повітряний струмінь відбуваються реакції, що визначають значний вихід активних компонентів (радикалів, атомів, проміжних сполук). Ці компоненти із зони безпосереднього контакту плазми з частиною палива швидко дифундують в зону основної паливо-повітряної суміші і сприяють інтенсифікації її горіння, знижуючи енергію активації, підвищуючи швидкість горіння палива в турбулентному потоці. Сучасний рівень розвитку слабкострумів плазмових генераторів (струм дуги менше 2 А) дозволяє використовувати їх переваги (великий ресурс роботи електродів, відсутність необхідності їх водяного охолодження, значний тепловий ККД, малі габарити, можливість роботи на високому тиску) з метою підвищення стійкості різних паливоспалюючих пристроїв.

В роботі [11] (рис.1 – 2) проведено ряд експериментальних та CFD–досліджень впливу плазмового супроводу на стабільність горіння факелу метану при різних швидкостях витікання. За отриманими результатами можна зробити висновок, що плазмовий супровід стабілізує факел палива, має позитивний вплив на роботу камери згорання та на запуск двигуна. Але дослідники відзначають, що загальноприйняті моделі симуляції горіння та турбулентності не цілком відповідають даним експерименту [11], тому потребується розробка та поглиблення дослідження цього питання, адже синергія практики та теоретичних досліджень значно підвищує ефективність отримання результатів.

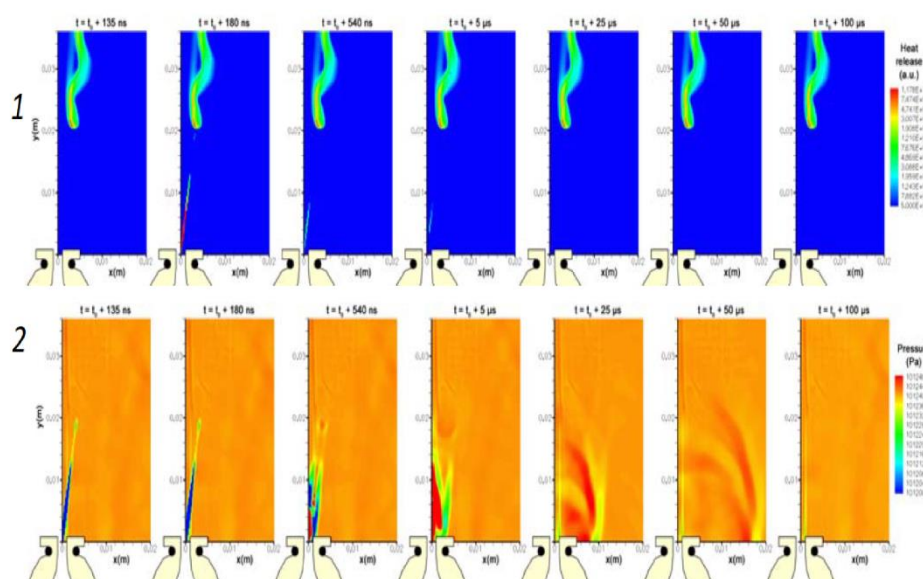


Рисунок 1 – Вплив плазми: 1 – на виділення тепла, 2 – на поля тиску протягом одного електричного періоду в 135 нс, 180 нс, 540 нс, 5 мкс, 25 мкс, 50 мкс та 100 мкс після початку розряду [11]

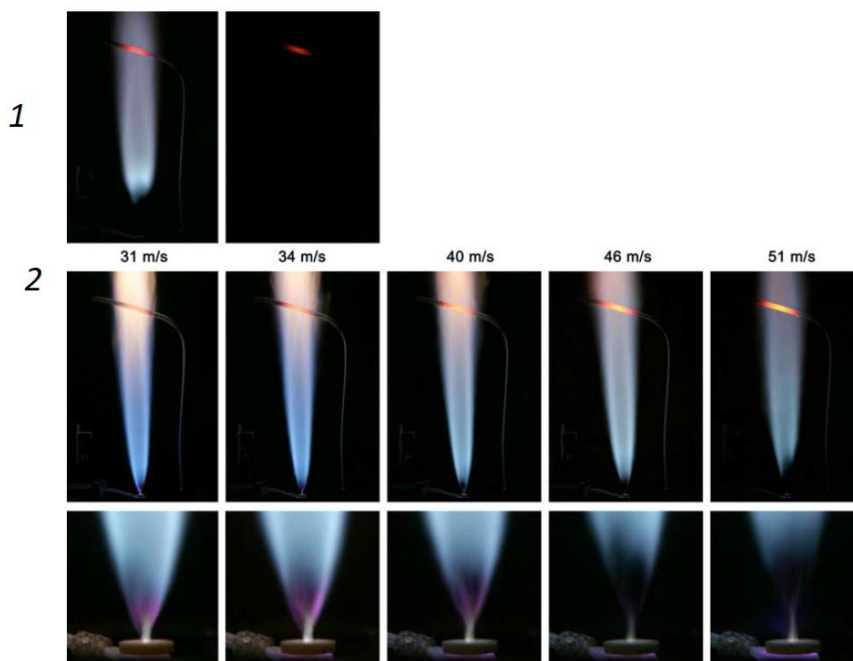


Рисунок 2 – Вплив плазмового розряду на поведінку факелу метану при різних швидкостях струменя: 1 – без плазмового супроводу; 2 – з плазмовим супроводом (22 kV) [11]

В роботі [12] досліджувався вплив попереднього плазмового реформування рідкого палива на ефективність горіння. В якості досліджуваного палива розглядався етиловий спирт. Для попереднього реформування спирту використовувався електричний розряд в газовому каналі з рідкою стінкою. Для контролю процесів горіння використовувалась емісійна спектроскопія плазми [12].

Деякі емісійні спектри розряду в газовому каналі з рідкою стінкою для різного складу суміші представлено на рис. 5 для чистого етанолу ($I_s = 200$ mA; $U_s = 1,5$ кВ; $U_d = 2,2$ кВ; $I_d = 0$ mA) та на рис. 6 – для 58 мл етанолу + 36 мл дистилляту ($I_s = 200$ mA; $U_s = 2,4$ кВ; $U_d = 2,0$ кВ; $I_d = 0$ mA) [12].

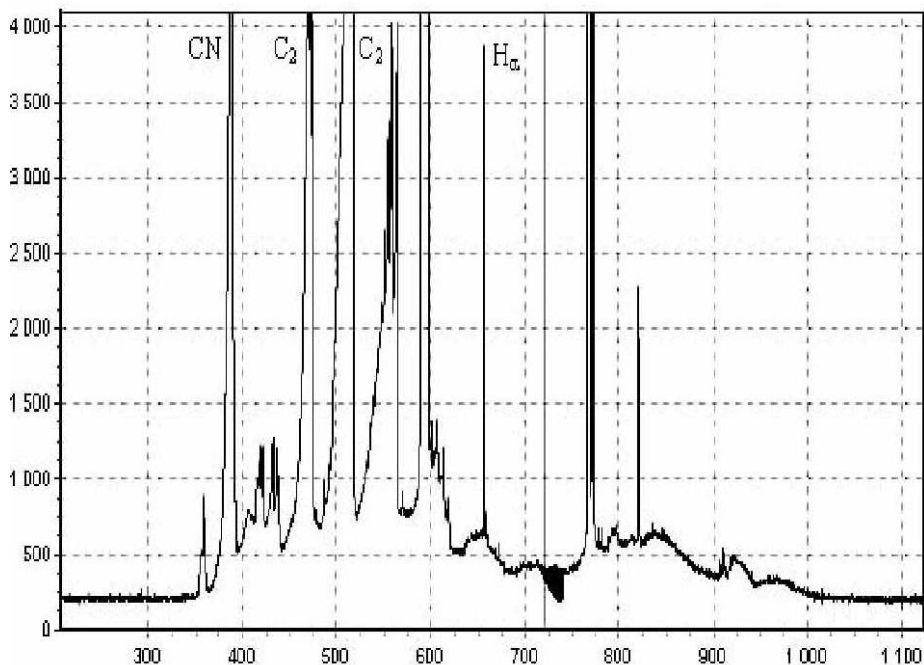


Рисунок 5 – Емісійний спектр розряду в газовому каналі з рідкою (етанольною) стінкою [12]

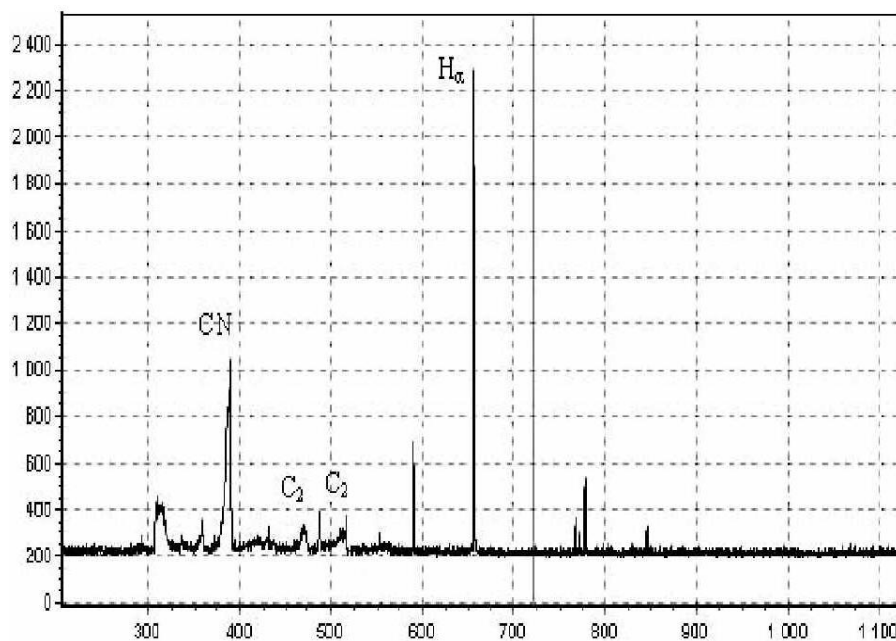


Рисунок 6 – Емісійний спектр розряду в газовому каналі з рідкою (етанольною + дистилатною) стінкою [12]

Отримані результати експериментів показали, що рідинно-плазмові системи з вторинними розрядами можуть бути дуже ефективними для риформінгу рідких палив. Результати експерименту показують, що поперечна плазмова дуга може ефективно застосовуватись для підвищення ефективності спалювання збіднених вуглеводнево-повітряних сумішей [12], що в свою чергу має вплив на зменшення емісії незгорілих вуглеводнів.

В роботах [13-14] (рис. 7-8) наведені результати досліджень плазмово-паливних форсунок, які показали істотне зниження викидів оксидів азоту при горінні паливо-повітряної суміші в експериментальній зворотно-вихвовій камері згоряння, а також можливості розширення діапазону стійкої роботи камери в результаті плазмового впливу.

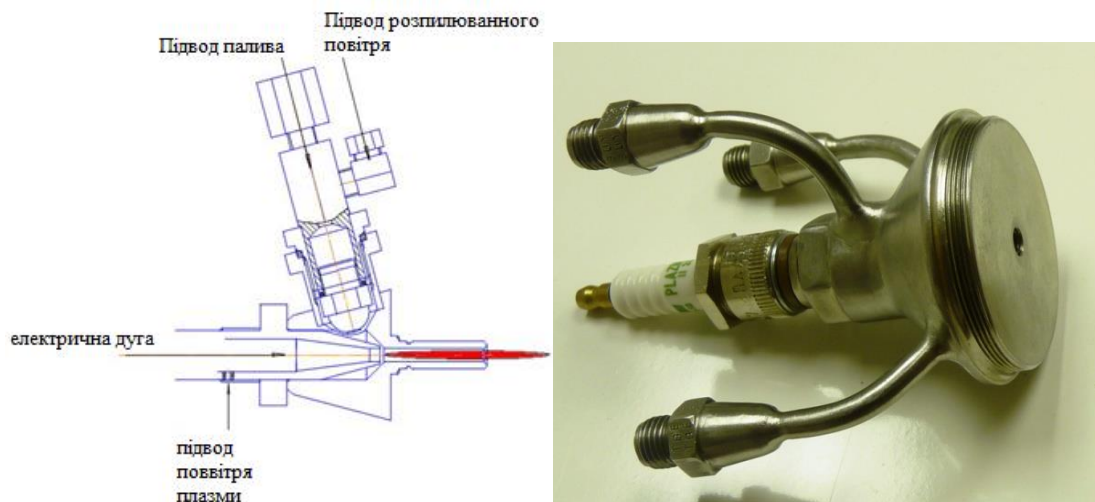


Рисунок 7 – Плазмово-паливні форсунки

Проведені випробування плазмового генератора з гафнієвою термоемісійною вставкою дозволили встановити значне збільшення тривалості роботи електродів (більше 3000 годин) в порівнянні з раніше використовуваними для інтенсифікації процесів горіння палив плазмотронами постійного струму, а також підтвердили його працездатність при високих тисках робочого тіла (до 3,0 МПа) [14]. Плазмова паливна форсунка (рис. 8) забезпечує дуже тонке розпилювання палива, низьку температуру спалаху, часткове окиснення і безперервний (протягом тисячі годин) контроль за полум'ям двох і більше видів палива одночасно [14].

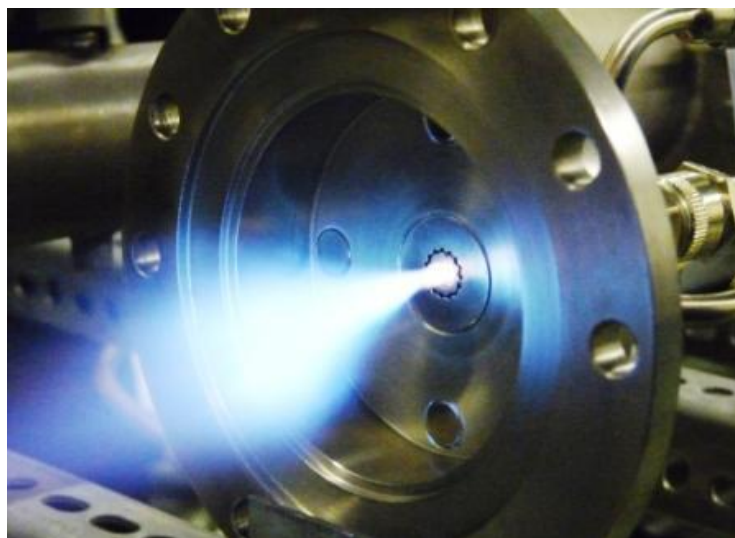


Рисунок 8 – Плазмово-паливні форсунка

Плазмово-паливна форсунка має унікальну можливість працювати на термічному і нетермічному режимах генерації плазми в діапазоні потужностей від 50 Вт до 1,5 кВт при зміні тиску від 1 до 12 бар. Інноваційний підхід до створення надійного займання палива в будь-яких умовах, включаючи запуск на високих параметрах, плавне регулювання коефіцієнта надлишку повітря в процесі горіння, температури на вході і потужності двигуна, можливість виключення зриву полум'я, використання газоподібного і рідкого палива, в тому числі з великим вмістом вологи, дозволяє розглядати такі пристрої в якості перспективних для двопаливних камер згорання ГТД.

Висновки. 1. Новизна підходу до підвищення ефективності спалювання палив різних за фазовим станом полягає в тому, що принципи попереднього випаровування рідкого палива, а також перемішування збідненої паливо-повітряної суміші поєднуються з тепловим, кінетичним і турбулентним впливом низькотемпературної повітряної плазми на процеси поширення полум'я. 2. Проаналізовано можливості використання плазмової активації різних за станом палив в камерах згорання ГТД, ґрунтуючись на гіпотезах та дослідженнях активації газоподібного та рідкого палива.

Список літератури

- [1] Сербин, С. И., & Кирчук, Е. Ю. (2010). Разработка и исследование характеристик плазменно-топливных форсунок. *Вестник НТУ «ХПИ»: 36. наук. трудов*, 3, 43-49.
- [2] Clements, R. M., Smy, P. R., & Dale, J. D. (1981). An experimental study of the ejection mechanism for typical plasma jet igniters. *Combustion and Flame*, 42, 287-295.
- [3] Weinberg, F. J. (1983). Plasma jets in combustion. In *Int. Conference on Combustion in Engineering* (pp. 65-72).
- [4] Harrison, A. J., & Weinberg, F. J. (1971). Flame stabilization by plasma jets. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, 321(1544), 95-103.
- [5] Hilliard, J. C., & Weinberg, F. J. (1976). Effect of nitrogen-containing plasmas on stability, NO formation and sooting of flames. *Nature*, 259(5544), 556-557.
- [6] Zhang, J. X., Clements, R. M., & Smy, P. R. (1983). An experimental investigation of the effect of a plasma jet on a freely expanding methane-air flame. *Combustion and Flame*, 50, 99-106.
- [7] Гуссак, Л. А. (1976). Радикальный метод форкамерно-факельной организации процесса сгорания. *Вестник АН СССР*, (18), 53-61.
- [8] Романовский, Г. Ф. (1992). *Плазменные системы газоперекачивающих агрегатов*. СПб.: Недра.
- [9] Serbin, S. I., Matveev, I. B., & Mostipanenکو, G. B. (2011). Investigations of the working process in a "Lean-Burn" gas turbine combustor with plasma assistance. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 39(12), 3331-3335.
- [10] Романовский, Г. Ф., & Сербин, С. И. (1998). Плазмохимические системы судовой энергетики. *Николаев: УГМТУ*.
- [11] Vincent-Randonnier, A., & Teixeira, D. (2008). Plasma assisted methane diffusion flame: experiments and numerical simulation. *International Journal of Plasma Environmental Science & Technology*, 2(2), 119-127.
- [12] Yukhymenko, V. V., Chernyak, V. Y., Naumov, V. V., Veremii, I. P., & Zrazhevskij, V. A. (2007). Combustion of ethanol-air mixture supported by transverse arc plasma. *Вопросы атомной науки и техники*, 13(1), 142-144.
- [13] Matveev, I. B., Matveeva, S. A., Kirchuk, E. Y., Serbin, S. I., & Bazarov, V. G. (2010). Plasma fuel nozzle as a prospective way to plasma-assisted combustion. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 38(12), 3313-3318.
- [14] *Applied Plasma Technologies* Retrieved from <http://www.plasmacombustion.com>

Serbin S., Diasamidze B.

Possibilities of creating of dual-fuel gas-turbine combustion chambers

In this study the conceptual principles of the operation of low-temperature plasma-chemical systems, which can be used in dual-fuel combustion chambers are considered to provide a solution to the problem of creating high-performance marine

and industrial turbine engines that would meet the requirements for new generation energy modules and will operate on liquid and gaseous organic fuels simultaneously.

Keywords: gas turbine engine; dual-fuel low-emission combustor; combustion process; low-temperature plasma.

Сербин С. И., Диасамидзе Б. Т.

Возможности создания двухтопливных газотурбинных камер сгорания с плазменным сопровождением

Рассмотрены концептуальные принципы работы низкотемпературных плазмохимических систем, которые могут быть применены в двухтопливных камерах сгорания, для обеспечения решения проблемы создания высокоэффективных газотурбинных двигателей наземного и морского назначения, соответствующих требованиям к энергетическим модулям нового поколения и работающим на жидком и газообразном органических топливах одновременно.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; двухтопливная низкоемиссионная камера сгорания; процесс сгорания; низкотемпературная плазма.

УДК 629.123:62-91:66-693

ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СИСТЕМ ІНЕРТНИХ ГАЗІВ ХІМІЧНИХ ТАНКЕРІВ

Афтанюк В.В. д.т.н., професор¹, Афтанюк А.В., магістр¹

¹ Національний університет «Одеська морська академія»,

¹ Україна, Одеса;

¹ valera2187@ukr.net

Анотація. Виконано аналіз особливостей експлуатації систем інертних газів хімічних танкерів при використанні в якості інертного газу азоту. Наведені сучасні методи заповнення інертними газами (азотом) вантажних танків хімічних танкерів. Визначені основні недоліки та переваги систем інертних газів при використанні азоту. Проведене дослідження дозволяє сформулювати завдання для удосконалення системи інертних газів з використанням азоту.

Ключові слова: хімічні танкери; суднові системи інертних газів; методи інертування вантажних танків азотом; ємності зберігання рідкого азоту.

Експлуатація систем інертних газів сучасних хімічних танкерів є складною та відповідальною задачею, від якої в значній мірі залежить безпека судна, екіпажу та навколишнього середовища. Підвищення ефективності експлуатації систем інертних газів хімічних танкерів є актуальною задачею, вирішення якої базується на аналізі складу обладнання системи, особливостей роботи обладнання та досвіду використання цих систем.

Метою роботи є аналіз особливостей експлуатації систем інертних газів хімічних танкерів при використанні в якості інертного газу азоту.

Хімічні танкери, що перевозять вантажі з низькою температурою спалаху, повинні обов'язково дотримуватись правил Міжнародної Організації або Системи управління безпекою компанії для підтримки газового середовища резервуарів в інертному стані [1]. Додаткові вимоги існують для деяких вантажів, що зберігаються в залежності від якості вантажів.

Захист, наданий системою інертного газу, залежить від правильної експлуатації та обслуговування всієї системи. Особливо важливо забезпечити правильні функціонування зворотних бар'єрів, що не дають можливості потрапити парам або рідині з вантажних танків у машинне відділення або інші приміщення через систему розподілу інертних газів [2].

Коли вимоги СОЛАС вимагають, щоб резервуари, що містять вантаж, були інертованими перед вивантаженням, інертний газ повинен бути введений у танк через систему розподілу яка дозволяє випуск парів до атмосфери. Ця операція повинна продовжуватись поки вміст кисню не перевищуватиме 8% за об'ємом [3].

Теоретично, якщо всю існуючу атмосферу у вантажному танку замінити рівним об'ємом інертного газу, то в атмосфері танку буде такий же рівень кисню, яку має вхідний інертний газ. У практиці, однак, дуже багато змішування відбувається під час закачування інертного газу в танк, так що об'єм інертних газів, що дорівнює кільком об'ємам танку, повинен бути туди введений, перш ніж бажаний результат може бути досягнуто.

Для інертування вантажних танків можна використовувати декілька методів заміщення.

Метод розрідження. Цей метод реалізують, коли вхідний інертний газ змішується з атмосферою первинної цистерни для утворення однорідної суміші по всьому резервуару, щоб поки процес триває, концентрація початкових газів поступово знижувалась. Важливо, щоб вхідний інертний газ мав достатню швидкість проникнення до дна резервуара.

Каскадний метод. Метод інертування каскадом використовується для економії часу та інерції одночасно з одним або кількома танками. Принцип інерції за допомогою каскаду полягає в тому, щоб керувати інертним газом через серію резервуарів. Коли є азотна установка з достатнім тиском, кілька вантажних танків можна вишикувати

послідовно. Азот вводиться по лінії до першого танка і виходить через вантажні лінії до наступного. Від другого танку інертний газ виходить з лінії до третього і так далі.

Метод переміщення. Особливістю цього методу є те, що інертний газ більш важкий, ніж існуюче повітря в резервуарі, тому при надходженні інертного газу в танк існуюче повітря переміщується. При використанні цього методу важливо, щоб інертний газ мав дуже низьку швидкість входу, щоб забезпечити стабільний горизонтальний інтерфейс, що розвивається між вхідними газами та газами що виходять з резервуару. Зазвичай цей метод дозволяє заповнити кілька цистерн, які повинні бути заповнені або очищені одночасно.

Незалежно від того, який метод використовується, важливо, щоб вимірювання кисню або газу постійно контролювалося для перевірки ефективності операцій.

При завантаженні інертного резервуара заміщений інертний газ повинен бути вентиляований через вентиляцію резервуара. Після завершення завантаження, танк повинен бути з позитивним тиском. Можливо, доведеться перезапустити інертну газову систему, щоб "поповнити" простір танку, щоб забезпечити підтримку позитивного тиску.

Під час плавання рівень кисню інертного резервуара повинен контролюватися щодня. Якщо рівень кисню підвищиться, або тиск знизиться, то танк буде треба «доповнювати» інертним газом. Деякі вантажі можуть випускати кисень під час плавання, що вимагає, щоб простір ретельно контролювався.

Під час розвантаження у танк подають інертний газ для забезпечення інертної атмосфери. Важливо, щоб введення інертного газу перевищувало швидкість вивантаження вантажного насоса.

Позитивний тиск інертного газу повинен зберігатись у просторі інерційного вантажного танка на весь час переходу, щоб запобігти можливому попаданню повітря. Якщо тиск падає нижче встановленого рівня (сигнал низького тиску) необхідно вжити заходів для повторного нагнітання резервуара інертним газом. Втрата тиску як правило, пов'язана зі зниженням температури повітря та моря. Рівень кисню у просторі повинен також залишатись постійним, слід регулярно стежити за тим, щоб він був нижче 8%.

Якщо позитивний тиск буде складно підтримувати, це говорить о наявності витоку із системи танку. Перевірки повинні проводитися для несправних клапанів та неправильно закріплених люків. Інші сполуки з резервуаром також повинні бути перевірені та, при необхідності, скориговані.

З впровадженням генераторів азоту великої потужності використовують інертні резервуари з азотом, який поширюється на інші вантажі і все частіше використовується для інертних вантажів з низькою температурою спалаху, щоб забезпечити безпечну атмосферу, особливо при очищенні танку. Доступ до машинного приміщення, де виробляється азот, повинен контролюватися кисневими сигналами.

Розглядаючи сучасні системи інертних газів (інвертування азотом) можна виділити наступні переваги: інертний газ у вантажному танку робить атмосферу невибуховою (це дозволяє мити танк під високим тиском, що зменшує час очищення цистерни); покращує ефективність очищення та зменшує час вивантаження; допомагає в безпечному випаровуванні газів у танках; він утворює легко доступний вогнегасний агент для інших приміщень; знижує втрату вантажу через випаровування; відповідає законодавству та зменшує страхові внески;

До недоліків систем інертних газів (інвертування азотом) можна віднести наступне: додаткові витрати на встановлення; додаткове технічне обслуговування вимагає наявності робочої сили; низька видимість всередині танків; з низьким вмістом кисню доступ до танків заборонений; зміст кисню необхідно контролювати.

Також під час експлуатації було виявлено важливий недолік системи з рідким азотом. При наявності рідкого азоту у резервуарі під дією температури зовнішнього середовища, рідкий азот випаровувався у надмірній кількості, що змушувало використовувати високоякісний азот якнайбільше. З однієї сторони це давало позитивний ефект у тому випадку, коли під час вантажних операцій високоякісний азот використовувався без додаткового запуску системи підігріву для переведення рідкого азоту у газоподібний стан. Але під час довготривалого переходу між портами такий ефект може змушувати скидати надмірну кількість азотного газу до відкритої атмосфери.

Такий недолік системи з рідким азотом дає підставу сформулювати конкретні завдання подальшої роботи націлені на покращення експлуатації та удосконалення даної інертної системи без утворення надмірної кількості інертного газу високої якості.

REFERENCES

- [1] International Safety Guide for Oil Tankers and Terminals 5th Edition (ISGOTT) / International Chamber of Shipping, Oil Companies International Marine Forum, International Association of Ports and Harbors - London, UK: Witherby & Co. Ltd, 2006. —450p.
- [2] IBC Code edition 2018 Supplement / <http://www.imo.org/en/OurWork/Safety/Cargoes / CargoesInBulk/Pages/IBC-Code.aspx>
- [3] SOLAS 2014 Consolidated Edition International Convention for the Safety of Life at Sea, 1974, As Amended 2014 – IMO, 2014 – 495p.

Aftaniuk V. V., Aftaniuk A. V.

Features of operation of inert gas systems of chemical tankers

The analysis of the peculiarities of the operation of inert gas systems of chemical tankers when used as an inert gas of nitrogen. Modern methods of filling inert gases (nitrogen) of cargo tanks of chemical tankers are given. The main

disadvantages and advantages of inert gases when using nitrogen are determined. The study allows us to formulate problems for improving the system of inert gases using nitrogen.

Keywords: chemical tankers; marine inert gas systems; methods of inerting cargo tanks; storage capacity of liquid nitrogen.

Афтанюк В.В., Афтанюк А.В.

Особенности эксплуатации систем инертных газов химических танкеров

Выполнен анализ особенностей эксплуатации систем инертных газов химических танкеров при использовании в качестве инертного газа азота. Приведены современные методы заполнения инертными газами (азотом) грузовых танков химических танкеров. Определены основные недостатки и преимущества инертных газов при использовании азота. Проведенное исследование позволяет сформулировать задачи для совершенствования системы инертных газов с использованием азота.

Ключевые слова: химические танкеры; судовые системы инертных газов; методы инертирования грузовых танков; емкости хранения жидкого азота.

УДК 66.067.1.621.72

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ У ТРИГЕНЕРАЦІЙНІЙ УСТАНОВЦІ АУТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

С.Г. Фордуй, к.т.н., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження¹, А.М. Радченко, к.т.н., доцент², А.А. Зубарев, ст. викладач²,

В.В. Бойчук, науковий співробітник², О.В. Остапенко, к.т.н., доцент²,

Я. Зонмін, доцент³,

¹PepsiCo, Inc., CTS ESSA,

²Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,

³Цзяньсунський університет науки і технологій,

¹Україна, Київ;

²Україна, Миколаїв;

³КНР, Цзеньцзянь

¹nirad50@gmail.com

Анотація. Проаналізовано ефективність трансформації теплоти в установці автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення підприємства. Установка автономного енергозабезпечення включає два газопоршневих двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, що виконані у вигляді когенераційних модулів з теплообмінниками для відведення теплоти випускних га-зів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила на нагрів води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера, що охолоджує припливне повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна. Виявлено наявність значних втрат теплоти, які сягають близько 30% всієї теплоти, що відводиться від когенераційного газопоршневого модуля і обумовлені неузгодженістю режимів сумісної роботи абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини і газопоршневого двигуна. Ця неузгодженість спричинена суперечливими умовами їх ефективної експлуатації по температурі зворотного теплоносія на виході з абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини і на вході в систему охолодження двигуна. Термічний стан газопоршневого двигуна забезпечується підтриманням температури зворотного теплоносія на вході до нього не вище 70 °С. У той же час при трансформації теплоти теплоносія в холод в абсорбційній бромистолітєвій холодильній машині зниження його температури в ній становить не більше ніж 10...15°С, тобто до 75...80 °С, при температурі теплоносія на виході з когенераційного газопоршневого модуля, тобто на вході абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини, 90 °С. Тому зворотний теплоносій додатково охолоджується в радіаторі "аварійного скидання" з від-веденням його теплоти в довкілля. За результатами обробки даних моніторингу системи трансформації теплоти в установці автономного енергозабезпечення показана можливість підвищення холодопродуктивності установки шляхом ступінчастої трансформації скидної теплоти зворотного теплоносія в холод в абсорбційній бромистолітєвій та ежекторній холодильних машинах.

Ключові слова: трансформація теплоти, когенераційний газопоршневий модуль, абсорбційна бромистолітєва холодильна машина, ежекторна холодильна машина.

Актуальність теми.

В установках автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення набули широкого поширення газопоршневі двигуни (ГПД), які випускаються в когенераційному виконанні – зі штатними теплообмінниками нагріву

води (теплоносія), теплота якої в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною (АБХМ) – абсорбційним бромистолітєвим термотрансформатором (АБТТ).

Термічний стан ГПД забезпечується підтриманням температури зворотного теплоносія на вході ГПД не вище 70 °С, оскільки він є водночас і охолоджувальним для відведення теплоти від вузлів охолодження двигуна, мастила тощо [1-3]. В той же час ефективність трансформації теплоти в холод в АБТТ висока за умови зниження температури теплоносія не більше ніж на 10...15 °С, тобто до 75...80 °С при його температурі на виході з ГПД (на вході АБТТ) 90 °С. Через суперечливі вимоги до ефективної і надійної експлуатації ГПД і АБТТ по температурі зворотного теплоносія для підтримання його температури на вході ГПД на безпечному рівні 70 °С його додатково охолоджують в радіаторі "аварійного скидання" теплоти у довкілля.

Метою дослідження є виявлення та реалізація резерву підвищення ефективності трансформації скидної теплоти в холод в установках автономного енергозабезпечення шляхом більш глибокої її утилізації за умови ефективної і надійної з погляду теплового стану роботи когенераційних ГПД-модулів.

Результати дослідження.

Аналіз ефективності ГПД розглянуто на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" – "PepsiCo Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГПД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), в яких теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера охолодження припливного повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна (рис. 1).

Принципова схема системи трансформації скидної теплоти мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна, наддувної газоповітряної суміші і випускних газів ГПД JMS 420 GS в АБТТ з отриманням холодної води наведена на рис. 1.

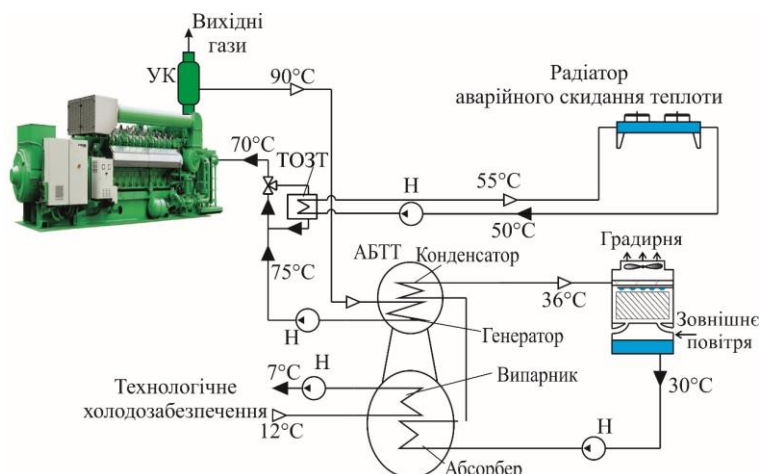


Рис. 1. Схема типової системи трансформації скидної теплоти когенераційного модуля ГПД в АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТОЗТ – теплообмінник охолодження зворотного теплоносія; Н – насос

Результати обробки даних моніторингу з температур теплоносія подані на рис. 2 і 3.

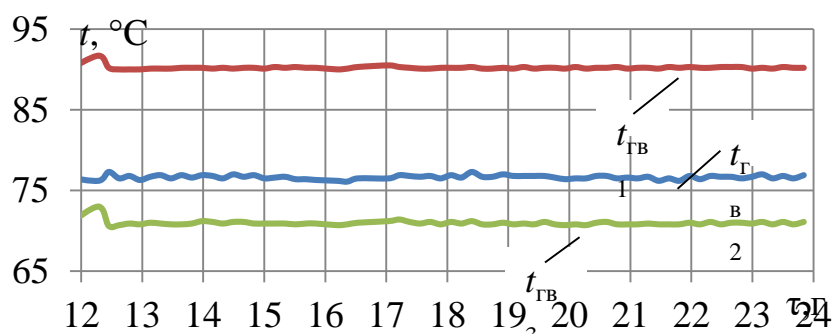


Рис. 2. Температури гарячої води $t_{ГВ1}$ на вході АБТТ, зворотної води після АБТТ $t_{ГВ2}$ та охолодженої зворотної води на вході в ГПД $t_{ГВ3}$

На рис. 3 наведені графіки поточних значень різниці температур гарячого теплоносія (гарячої води) на вході і виході з АБТТ, що характеризують теплоту, трансформовану в АБТТ в холод, і температур зворотного теплоносія

після АБТТ на вході та виході з ТОЗТ, а також охолодженого в ТОЗТ шляхом аварійного скидання теплоти в атмосферу радіатором через обмеження по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{в3} = 7$

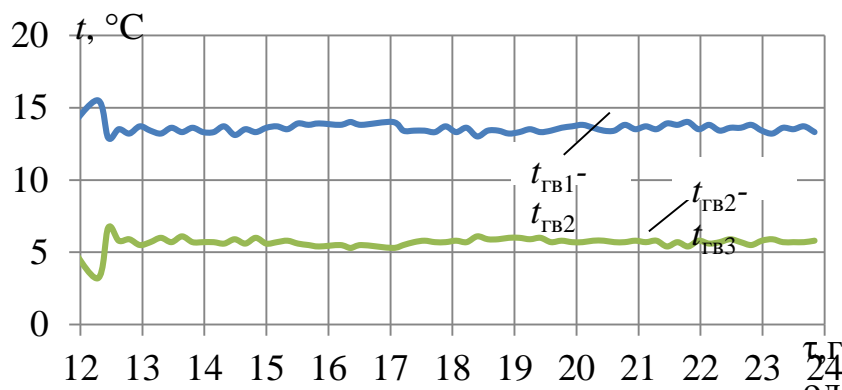


Рис. 3. Різниці температур гарячої та охолодженої в АБТТ води $\Delta t_{Г.А6} = t_{ГВ1} - t_{ГВ2}$ та зворотної води охолоджувача ТОЗТ $\Delta t_{Г.ВТР} = t_{ГВ2} - t_{ГВ3}$ для базового варіанта

З графіків на рис. 3 видно, що тільки частина теплоти, що відводиться від двигуна і визначається різницею температур $\Delta t_{Г.А6} = t_{ГВ1} - t_{ГВ2} = 14 \dots 15$ °C, трансформується в АБТТ в холод, тоді як вся наявна теплота визначається різницею температур $t_{ГВ1} - t_{ГВ3} = 20$ °C.

За результатами моніторингу системи трансформації скидної теплоти газового двигуна JMS 420 GS-N.LC GE фірми Jenbacher в АБТТ AR-D500L2 фірми Century, наведеними на рис. 3, були розраховані теплові потоки в системі трансформації теплоти в холод, подані на рис. 4.

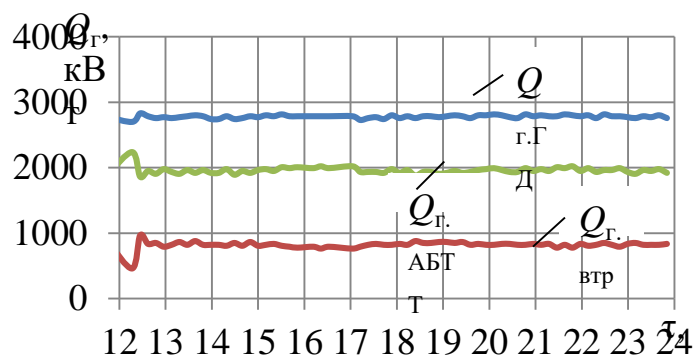


Рис. 4. Значення загальної кількості теплоти $Q_{Г.ГД}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГПД, теплоти, трансформованої в АБТТ в холод, $Q_{Г.АБТТ}$, та втрат теплоти $Q_{Г.ВТР}$

Як видно з графіків на рис. 4, загальна кількість одержаної від двох двигунів теплоти у вигляді гарячої води з температурою $t_r = 90$ °C становить $Q_{Г.ГД} \approx 2800$ кВт, з якої в АБТТ використовується тільки частина, $Q_{Г.АБТТ} \approx 2000$ кВт. У той же час через обмеження ГПД по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{в3} = 70$ °C в теплообміннику ТОЗТ та радіаторі аварійного скидання від нього відводиться надлишок (втрати) теплоти $Q_{Г.ВТР} \approx 800$ кВт. Тобто втрати теплоти $Q_{Г.ВТР} / Q_{Г.ГД}$ складають майже 30 % загальної її кількості $Q_{Г.ГД}$, відведеної від ГПД.

З урахуванням температури гарячого теплоносія $t_{в1}$ (рис. 2) і температури конденсації t_k водяної пари в АБТТ, яка визначається, виходячи зі значень температури води $t_{о,в}$, охолоджуючої конденсатор і генератор паридесорбер АБТТ, як $t_k = t_{о,в} + 3$ °C, були розраховані значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $\zeta_{АБТТ}$ і всієї системи трансформації $\zeta_{СТ6}$ базового варіанта (рис. 5).

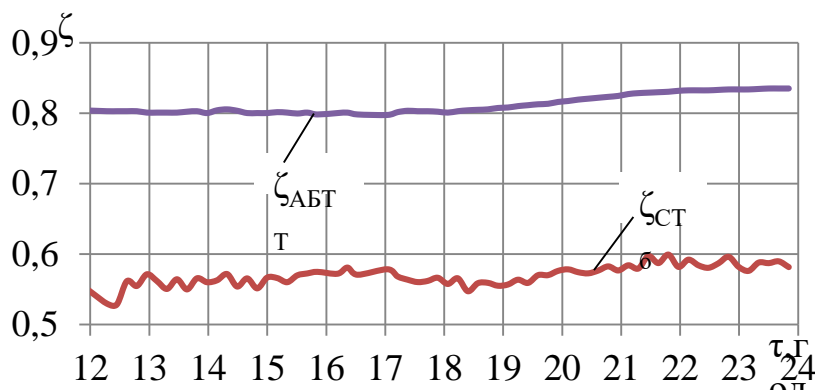


Рис. 5. Значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $\zeta_{\text{АБТТ}}$ і всієї системи трансформації $\zeta_{\text{СТБ}}$ базового варіанта

За результатами моніторингу були розраховані також поточні значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0,\text{АБТТ}}$ і потенційно можливої кількості холоду $Q_{0,\text{втр}}$, яку можна було б отримати трансформацією в АБТТ (при тепловому коефіцієнті $\zeta_{\text{АБТТ}} = 0,7$) скидного тепла $Q_{\text{г.втр}}$ (рис. 1.7) існуючої системи трансформації (рис. 6).

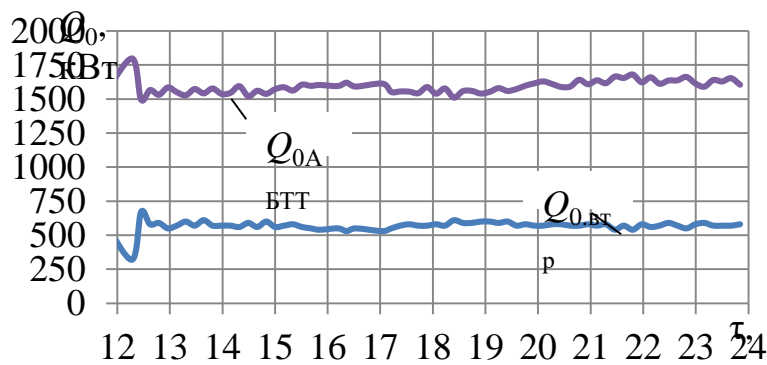


Рис. 6. Поточні значення холодопродуктивності $Q_{0,\text{АБТТ}}$ базового варіанта системи трансформації, а також потенційно можливої кількості холоду $Q_{0,\text{втр}}$, яку можна отримати трансформацією скидного тепла $Q_{\text{г.втр}}$ в АБТТ

Як видно з рис. 6, якщо трансформувати в АБТТ (з $\zeta_{\text{АБТТ}} \approx 0,7$) в холод надлишкову теплоту $Q_{\text{г.втр}}$, яка скидається в атмосферу радіатором аварійного скидання, то можна збільшити холодопродуктивність установки з 1600 кВт до 2100 кВт.

Розроблена система глибокої трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ (рис.7). Трансформація теплоти теплоносія здійснюється в такій послідовності: спочатку високопотенційний теплоносій після ГПД з температурою 90°C подається у випарну секцію генератора ЕТТ, після чого з температурою 85°C – в АБТТ. В АБТТ температура теплоносія знижується до $73\dots74^\circ\text{C}$, з якою він надходить до економайзерної секції генератора ЕТТ, де охолоджується до необхідної для подачі на вхід ГПД температури 70°C зворотного теплоносія на вході до вузлів охолодження ГПД.

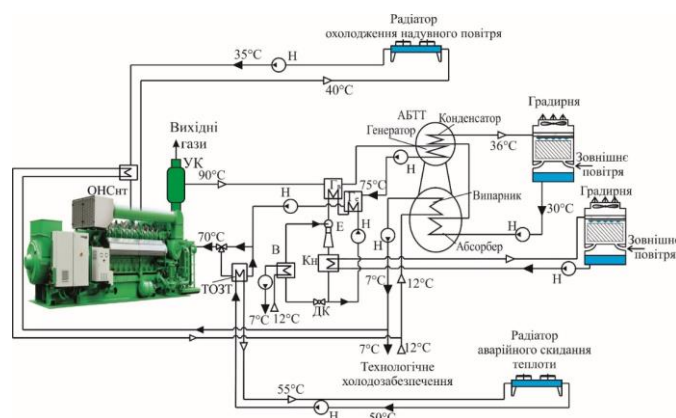


Рис. 7. Схема розробленої системи трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТОЗТ – теплообмінник охолоджувач зворотного теплоносія; Н – насос; Е – ежектор; В – випарник; Кн – конденсатор; Г – генератор пари хладону високого тиску ЕТТ; ДК – дросельний клапан

На рис. 8 наведені температури гарячого теплоносія з ГД $t_{г.в.ген.ETT}$ на вході в генератор ЕТТ, вході в АБТТ $t_{г.АБТТВх}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{г.АБТВих}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{г.екETTвих}$ та охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{г.ГДвх}$.

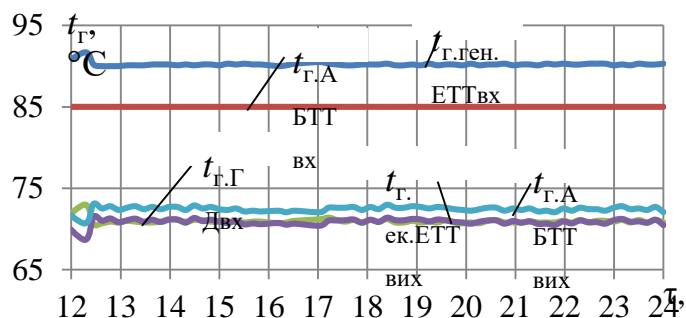


Рис. 8. Значення температури гарячого теплоносія від ГД $t_{г.в.ген.ETTвих}$ на вході в генератор ЕТТ і в АБТТ $t_{г.АБТТВх}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{г.АБТВих}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{г.екETTвих}$ і охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{г.ГДвх}$

На рис. 9 наведені значення загальної кількості теплоти, яка надходить з ГД $Q_{г.ГД}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{г.АБТТ90}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ $Q_{г.АБТТ85}$ і ЕТТ $Q_{г.ETT}$, для розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ та базовій $Q_{г.втр.баз}$ схемах.

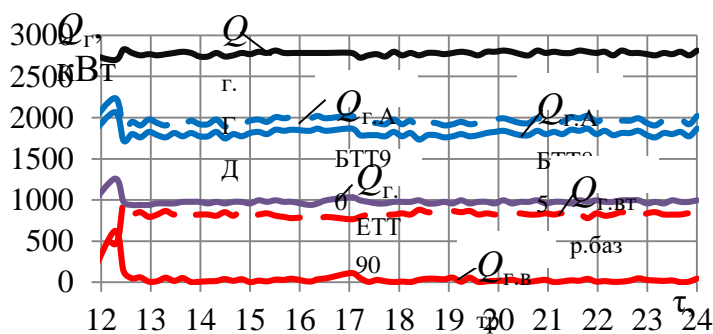


Рис. 9. Значення кількості теплоти від ГПД $Q_{г.ГД}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{г.АБТТ90}$, трансформованої в АБТТ $Q_{г.АБТТ85}$ і в ЕТТ $Q_{г.ETT}$ розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ і базовій $Q_{г.втр.баз}$ системах

Як видно з рис. 9, втрати теплоти $Q_{г.скид}$ в розробленій системі трансформації мінімальні порівняно з базовою системою $Q_{г.баз.скид}$, де вони складають 30% загальної кількості теплоти від ГПД $Q_{г.з}$. Це досягається її трансформацією в ЕТТ $Q_{г.ETT}$. Через те, що ЕТТ більш чутлива до температури теплоносія, гарячий теплоносій від ГПД подають спочатку в генератор ЕТТ, що забезпечує високий тепловий коефіцієнт ЕТТ, замість подачі його, як в базовій схемі, відразу в АБТТ. В результаті в АБТТ надходить теплоносій з меншою температурою, що призводить до зменшення температурного напору в генераторі АБТТ і, як наслідок, використання в АБТТ меншої кількості теплоти від ГПД $Q_{г.АБТТ85}$ в порівнянні з її значенням $Q_{г.АБТТ90}$ у базовому варіанті.

На рис. 10 наведені значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ запропонованої системи $Q_{0.АБТТ85}$ та ЕТТ $Q_{0.ETT90}$.

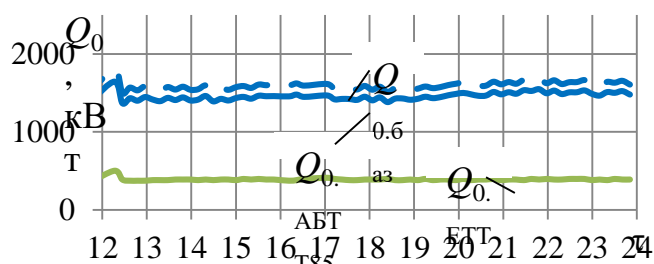


Рис. 10. Значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ запропонованої системи $Q_{0.АБТТ85}$ та ЕТТ $Q_{0.ETT90}$

Як видно, холодопродуктивність АБТТ запропонованої системи нижче її базового значення.

На рис. 11 наведено значення сумарної $Q_{0,АБТТ+ЕТТ}$ холодопродуктивності АБТТ і ЕТТ для запропонованої системи. Як видно, її значення збігаються зі значеннями холодопродуктивності базової АБТТ.

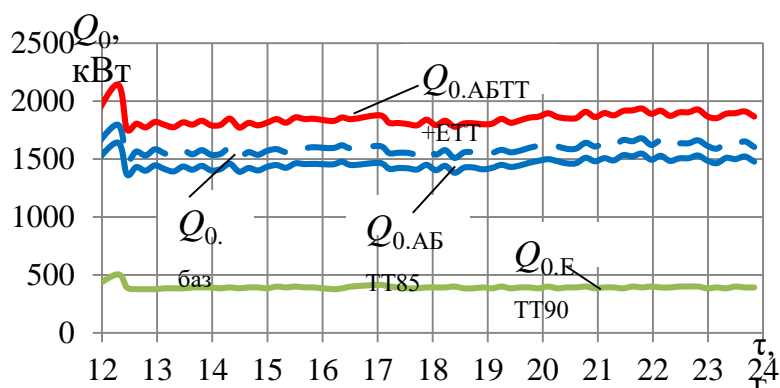


Рис. 11. Значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0,баз}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $Q_{0,АБТТ85}$, ЕТТ $Q_{0,ЕТТ90}$ та сумарної АБТТ і ЕТТ $Q_{0,АБТТ+ЕТТ}$ для розробленої системи

Значення теплових коефіцієнтів АБТТ $\zeta_{АБТТ90}$, базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{АБТТ85}$, ЕТТ $\zeta_{ЕТТ90}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{СТ6}$ і запропонованої $\zeta_{СТ,АБТТ+ЕТТ}$ наведено на рис. 12.

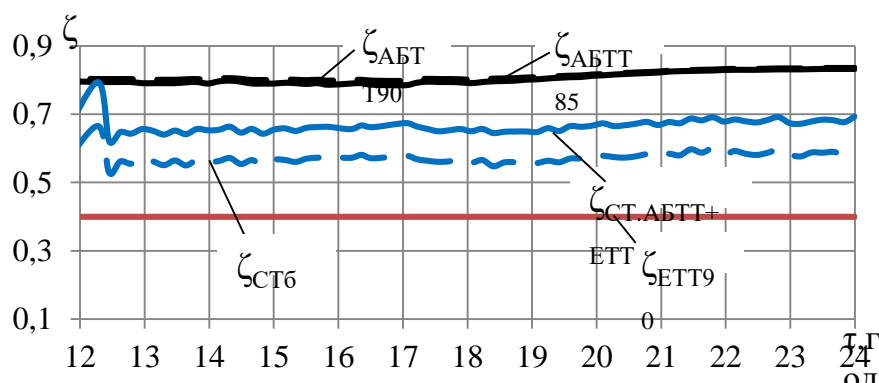


Рис. 12. Теплові коефіцієнти АБТТ $\zeta_{АБТТ90}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{АБТТ85}$, ЕТТ $\zeta_{ЕТТ90}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{СТ6}$ і розробленої $\zeta_{СТ,АБТТ+ЕТТ}$

Як видно з рис. 12 і 13, більш глибока трансформація теплоти зворотного теплоносія в АБТТ і ЕТТ забезпечує зростання холодопродуктивності приблизно на 200...300 кВт (для двох ГПД) порівняно з базовою системою з АБТТ з відповідним підвищенням коефіцієнта трансформації теплоти від $\zeta_{СТ6} \approx 0,55$ базового варіанта до $\zeta_{СТ,АБТТ+ЕТТ} \approx 0,65$ для розробленої системи двоступеневої трансформації теплоти в АБТТ і ЕТТ.

Висновок. За результатами обробки даних моніторингу системи трансформації теплоти в установці автономного енергозабезпечення виявлено наявність втрат теплоти близько 30 % всієї її кількості. Показано, що їх усунення можливе шляхом глибокої двоступеневої трансформації теплоти зворотного теплоносія, яка в базовій установці скидається у довкілля радіатором "аварійного скидання", із застосуванням абсорбційної та ежекторної холодильних машин відповідним підвищенням холодопродуктивності.

Список літератури

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. *GE Jenbacher Company Overview*. June 13, 2007. 39 p.
2. Elsenbruch T. *Jenbacher gas engines a variety of efficient applications* București, October 28, 2010, 73 p.
3. Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), January 2006., 495 p.

Forduy S.G., Radchenko A.M., Zubarev A.A., Boychuk V.V., Ostapenko O.V., Zongming Y.

INCREASING THE EFFICIENCY OF HEAT UTILIZATION IN TRIGENERATION INTEGRATED ENERGY PLANT

Abstract. The efficiency of heat conversion in the integrated electricity, heat and cooling supply of the enterprise was analyzed. The installation for energy supply includes two JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher cogeneration gas engines manufactured as cogeneration modules with heat exchangers for removing the heat of exhaust gases, scavenge gas-air

mixture, cooling water of engine and lubricating oil. The heat of hot water is transformed by the absorption lithium-bromide chiller AR-D500L2 Century into the cold, which is spent on technological needs and for the operation of the central air conditioner for cooling the incoming air of the engine room, where from it is sucked by the turbocharger of the engine. The presence of significant heat losses, which account for about 30% of the total heat removed from the cogeneration gas piston module and is due to the inconsistency of the joint operation modes of the absorption lithium-bromide chiller and the gas piston engine, was revealed. This inconsistency is caused by the contradictory conditions of their effective operation according to the temperature of the return coolant at the outlet of the absorption lithium-bromide chiller and at the entrance to the engine cooling system. The thermal state of the gas piston engine is ensured by maintaining the temperature of the return coolant at the entrance to it is not higher than 70 °C. At the same time, during the transformation of the heat of the coolant into the cold in an absorption lithium-bromide chiller, the temperature decreasing in the machine is no more than 10 ... 15 °C, that is, up to 75 ... 80 °C, if the temperature of the heat coolant outlet from the cogeneration gas piston module, i.e. at the inlet of the absorption lithium-bromide chiller, 90 °C. Therefore the return coolant is additionally cooled in the "emergency heat release" radiator by removing its heat into surroundings. Through the data procession of monitoring the heat conversion system in the integrated energy plant the possibility of increasing the cooling capacity of the system by conversion of the return coolant exhaust heat into cold in absorption lithium-bromide and ejector chillers was shown.

Key words: heat conversion, cogeneration gas-piston module, absorption lithium-bromide chiller, ejector chiller.

Фордуй С.Г., Радченко А.Н., Зубарев А.А., Бойчук В.В., Остапенко А.В., Зонмин Я.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ В ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКЕ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ

Аннотация. Проанализировано эффективность трансформации теплоты в установке автономного электро-, тепло- и холодообеспечения предприятия. Установка автономного энергообеспечения включает два когенерационных газовых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, выполненных в виде когенерационных модулей с теплообменниками для отвода теплоты выпускных газов, наддувочной газозвоздушной смеси, охлаждающей воды рубашки двигателя и смазочного масла на нагрев воды. Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной AR-D500L2 Century в холод, который расходуется на технологические нужды и для работы центрального кондиционера охлаждения приточного воздуха машинного отделения, откуда он всасывается турбокомпрессором двигателя. Выявлено наличие значительных потерь теплоты, которые составляют около 30 % всей теплоты, отводимой от когенерационного газопоршневого модуля, и обусловлены несогласованностью режимов совместной работы абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и газопоршневого двигателя. Эта несогласованность вызвана противоречивыми условиями их эффективной эксплуатации по температуре обратного теплоносителя на выходе из абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и на входе в систему охлаждения двигателя. Термическое состояние газопоршневого двигателя обеспечивается поддержанием температуры обратного теплоносителя на входе в него не выше 70 °C. В то же время при трансформации теплоты теплоносителя в холод в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине снижение его температуры составляет не более чем 10...15°C, то есть до 75...80°C, при температуре теплоносителя на выходе из когенерационного газопоршневого модуля, т.е. на входе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, 90 °C. Поэтому обратный теплоноситель дополнительно охлаждается в радиаторе "аварийного сброса" отводом теплоты в окружающую среду. По результатам обработки данных мониторинга системы трансформации теплоты в установке автономного энергообеспечения показана возможность повышения холодопроизводительности установки путем ступенчатой трансформации сбросной теплоты обратного теплоносителя в холод в абсорбционной бромистолитиевой и эжекторной холодильных машинах.

Ключевые слова: трансформация теплоты, когенерационный газопоршневой модуль, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, эжекторная холодильная машина.

УДК 66.067.1.621.72

МЕТИДИКА РАЦІОНАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н., доцент, А.А. Зубарев, ст. викладач, А.В. Грич, к.т.н., доцент, В.С. Каченко, аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна; Я. Зонмін, доцент, Цзяньсунський університет науки і технологій, Цзеньцзянь, КНР
nirad50@gmail.com

Ефективність застосування кондиціювання повітря комфортного й енергетичного призначення залежить від отриманого за його рахунок ефекту. Оскільки термодинамічна ефективність теплових двигунів, насамперед

газотурбінних, підвищується зі зниженням температури зовнішнього повітря $t_{\text{вп}}$, то ефективність охолодження повітря на їх вході визначається скороченням споживання палива або збільшенням виробництва електричної (механічної) енергії, тоді як у випадку установок комфортного кондиціонування з тепловологісною обробкою зовнішнього повітря (передусім в центральних і автономних кондиціонерах) – річним виробництвом холоду як показником ефективності використання холодильної потужності.

В установках кондиціонування повітря (УКП) на вході теплових двигунів найбільш поширене застосування абсорбційних бромистолітєвих холодильних машин (АБХМ), в яких повітря охолоджують від зовнішньої температури $t_{\text{вп}}$ до $t_{\text{в2}} \approx 15^\circ\text{C}$ з високою ефективністю трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ [1]. В ежекторних холодильних машинах (ЕХМ) можливе більш глибоке охолодження повітря до температури $t_{\text{в2}} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$, однак за значно нижчих теплових коефіцієнтів: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$. Двоступеневе охолодження повітря на вході двигунів в ступінчастій абсорбційно-ежекторній холодильній машині (АЕХМ): в АБХМ – до $t_{\text{в2}} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$, в ЕХМ – до $t_{\text{в2}} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$, запропоновано в роботі [2].

Оскільки мають місце як сезонні, так і добові коливання температур, то проектне теплове навантаження УКП на вході двигунів доцільно визначати за річним термочасовим потенціалом $\Sigma\Pi$, $^\circ\text{C}\cdot\text{год}$, який представляє собою добуток зниження температури $\Delta t_{\text{в}}$ зовнішнього повітря та тривалості τ роботи двигуна при зниженій температурі упродовж року $\Sigma\Pi = \sum(\Delta t_{\text{в}} \cdot \tau)$ [3, 4]. Вочевидь, виходячи з річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$, можна визначити й холодопродуктивність установок комфортного кондиціонування повітря.

Мета дослідження – встановити особливості застосування методів визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності установок кондиціонування повітря комфортного й енергетичного призначення за максимальним (близьким до максимального) значенням та за максимальним темпом приросту річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціонування повітря на вході теплових двигунів та річного виробництва холоду установками комфортного кондиціонування повітря.

Результати дослідження.

З метою узагальнення результатів розрахунків теплові навантаження УКП доцільно визначати у відносних величинах – як питомі теплові навантаження, або ж питома холодопродуктивність, що припадають на одиницю витрати повітря: $q_0 = Q_0 / G_{\text{п}}$, де Q_0 – повна холодопродуктивність, кВт; $G_{\text{п}}$ – витрата повітря $G_{\text{п}}$, кг/с.

Питома холодопродуктивність $q_0 = \xi c_{\text{вл}} (t_{\text{вп}} - t_{\text{в2}})$, кВт/(кг/с), де ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $t_{\text{вп}}$ – поточна температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{в2}}$ – температура охолодженого повітря, $^\circ\text{C}$; $c_{\text{вл}}$ – питома теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К).

Для визначення проектної холодопродуктивності УКП необхідно проаналізувати залежність від неї річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$, відповідно й ефекту від охолодження у вигляді скорочення витрати палива та виробництва холоду за рік.

Значення річних термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_{\text{е}}$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ, та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_{\text{п}} = 1$ кг/с, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_{\text{п}} = 1$ кг/с) при температурах охолодженого повітря $t_{\text{в2}} = 10$ і 15°C за 2017 р., м. Южноукраїнськ, наведені на рис. 1, а віднесені до їх максимальних за рік величин $\Sigma\Pi / \Sigma\Pi_{\text{max}}$, $\Sigma\Delta b_{\text{е}} / \Sigma\Delta b_{\text{е,max}}$ і $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{max}}$ в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП $q_0 / q_{0\text{max}}$, віднесеної до максимального за рік теплового навантаження $q_{0\text{max}}$, – на рис. 2.

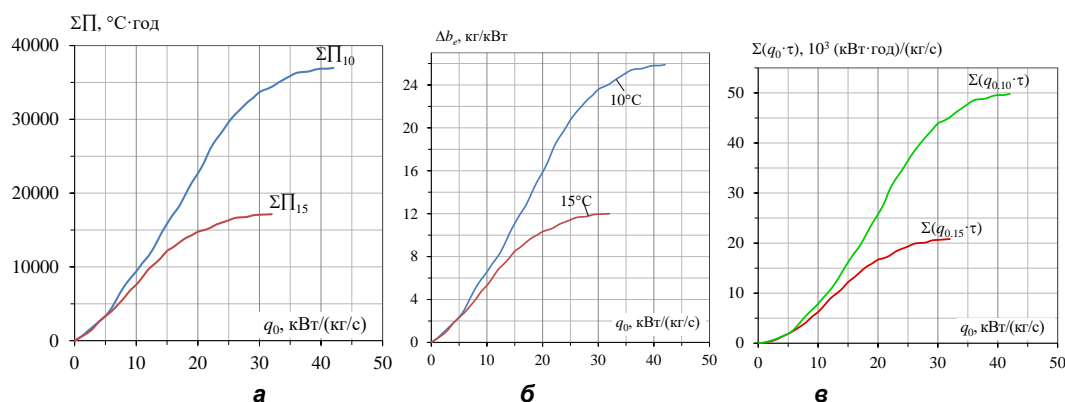


Рис. 1. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_{\text{е}}$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_{\text{п}} = 1$ кг/с (в), в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_{\text{п}} = 1$ кг/с) при температурах охолодженого повітря $t_{\text{в2}} = 10$ і 15°C за 2017 р.

Як видно з рис. 1, раціональні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{h2} = 10$ і 15 °C, визначені за близьким до максимального зменшенням питомої витрати палива за рік $\Sigma\Delta b_e$ для УКП ГТУ на рис. 1,б, становлять $q_0 \approx 34 \dots 36$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 24 \dots 26$ кВт/(кг/с) відповідно, і практично такі ж за річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ для комфортної УКП на рис. 3,в.

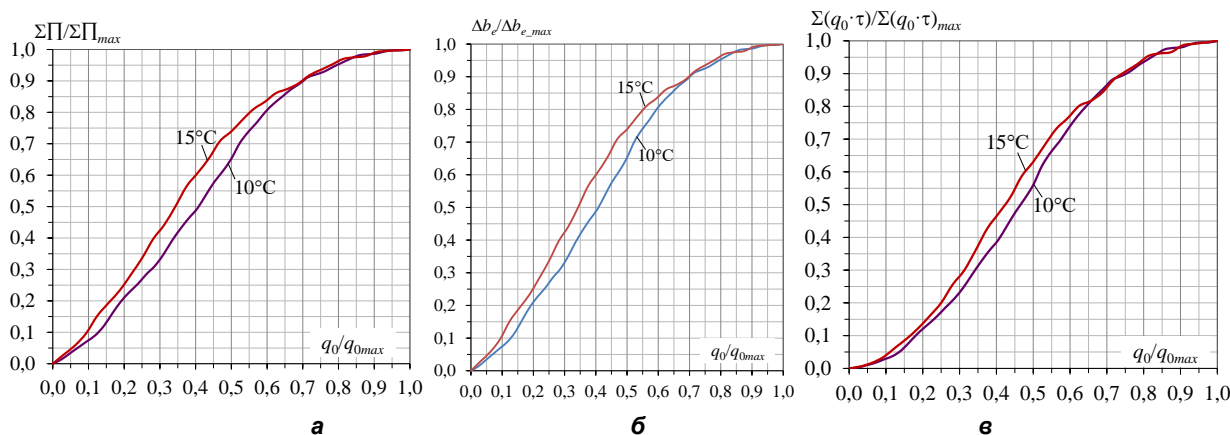


Рис. 2. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi / \Sigma\Pi_{max}$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e,max}$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{max}$ при $G_n = 1$ кг/с (в), віднесені до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 / q_{0max} , віднесеної до максимального за рік питомого теплового навантаження q_{0max} , при температурах охолодженого повітря $t_{h2} = 10$ і 15 °C за 2017 р.

Як видно з рис. 2, зростання річного потенціалу охолодження $\Sigma\Pi / \Sigma\Pi_{max}$ і відповідних величин ефекту $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e,max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{max}$ від нього зберігається достатньо помітним при збільшенні проектної питомої холодопродуктивності приблизно до 80 % максимального за рік питомого теплового навантаження q_{0max} : $q_0 / q_{0max} \approx 0,8$. Подальше підвищення питомої холодопродуктивності від 80 % до 100 % приводить до незначного (менше ніж на 5 %) зростання величин $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e,max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{max}$, що свідчить про недоцільність завищення встановленої холодопродуктивності.

Зменшення темпу нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$ і, відповідно, ефекту від охолодження при високій холодопродуктивності УКП q_0 свідчить про наявність надлишку холоду. То ж доцільно визначити холодопродуктивність, яка забезпечує максимальний темп нарощування $\Sigma\Pi$.

Для визначення холодопродуктивності УКП, яка забезпечує максимальний темп нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi / q_0$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e / q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік та річного питомого (при $G_n = 1$ кг/с) виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$, необхідно проаналізувати їх залежність від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0 (рис. 3) або їх відносних величин $\Sigma\Pi / q_0 / (\Sigma\Pi / q_0)_{max}$, $\Sigma\Delta b_e / q_0 / (\Sigma\Delta b_e / q_0)_{max}$ і $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0 / (\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0)_{max}$ від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0 , віднесеної до максимального за рік теплового навантаження q_{0max} (рис. 4).

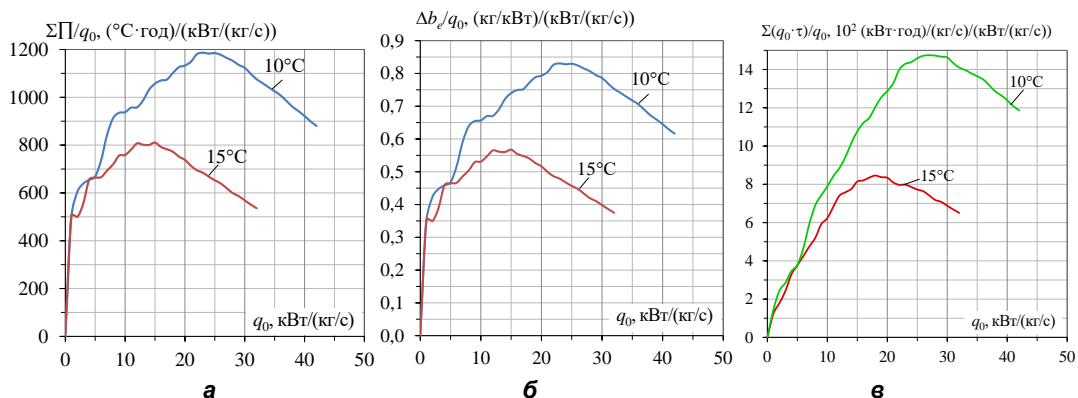


Рис. 3. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi / q_0$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e / q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$ при $G_n = 1$ кг/с (в), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 УКП, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_n = 1$ кг/с), при температурах охолодженого повітря $t_{h2} = 10$ і 15 °C за 2017 р. м. Южноукраїнськ

Як видно, оптимальні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С, визначені за максимальним темпом зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/q_0$ для УКП ГТУ на рис. 3,б, становлять $q_0 \approx 23\dots 26$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 12\dots 16$ кВт/(кг/с) відповідно, тоді як за темпом прирощення річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ для комфортної УКП на рис. 3,в дещо більше і становлять $q_0 \approx 25\dots 30$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 16\dots 20$ кВт/(кг/с).

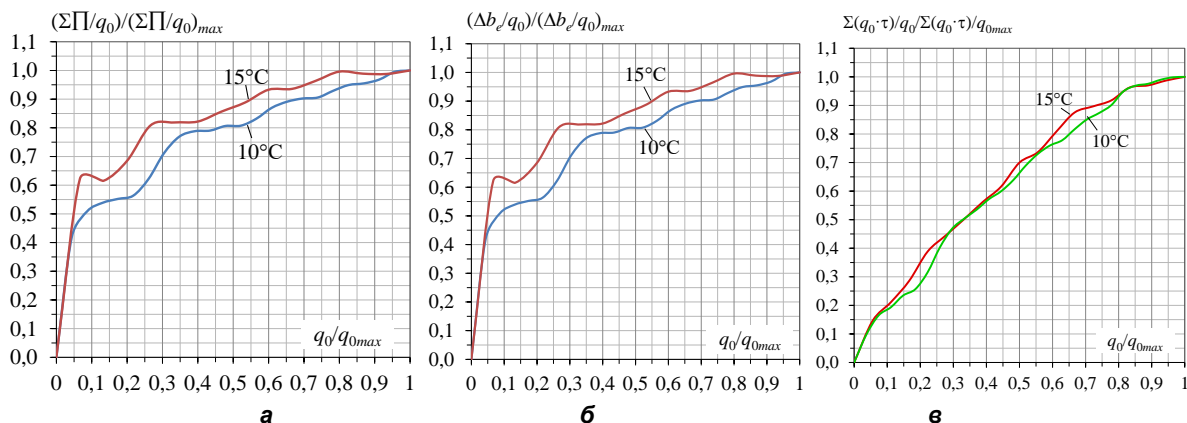


Рис. 4. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б) та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ при $G_n = 1$ кг/с (в), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 та до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 (при $G_n = 1$ кг/с), віднесеної до максимального за рік теплового навантаження q_{0max} , при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С за 2017 р. м. Южноукраїнськ

Як видно, при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності установок кондиціонування комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

Оскільки величини встановленої питомої холодопродуктивності q_0 , які забезпечують максимальний темп прирощення річного термочасового потенціалу Π_Σ/q_0 і, відповідно, ефекту від кондиціонування повітря (рис. 2, 4), менше їх величин, визначених відповідно до максимальних їх значень за рік на рис. 1, 3, то при підвищених температурах зовнішнього повітря t_{n1} матиме місце дефіцит холодопродуктивності, тоді як при знижених температурах повітря t_{n1} , навпаки, її надлишок. То ж надлишок холоду, який утворюється в періоди знижених теплових навантажень, доцільно використовувати для більш глибокого охолодження повітря, або накопичувати в акумуляторі холоду та використовувати при підвищених теплових навантаженнях.

ВИСНОВОК. Проаналізовано визначення проектної холодопродуктивності установок кондиціонування комфортного й енергетичного призначення за двома методами: максимальним (близьким до максимального) значенням та за максимальним темпом прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціонування повітря на вході теплового двигуна та річного виробництва холоду як показника ефективності використання холодильної потужності установок кондиціонування повітря. За результатами аналізу встановлено, що при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності установок кондиціонування комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Bortmany, J.N. Assesmtment of aqua-ammonia refrigeration for precooling gas turbine inlet air [Текст] / J.N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
2. Радченко, А. Н. Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 4(121). – С. 76 – 79.
3. Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

4. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

УДК 536.24: 678.046

РОЗРОБКА ЗАХИСНОГО ТЕПЛОПРОВІДНОГО ПОКРИТТЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕПЛООБМІНУ ГАЗО-ВОДЯНИХ ТЕПЛОБІМНИХ АПАРАТІВ

Горобець В.Г., д.т.н., професор¹, Букетов А.В., д.т.н., професор²,

Богдан Ю.О., к.т.н., доцент², Сметанкін С.О., аспірант²,

Юренін К.Ю., аспірант², Богдан А.П., асистент²,

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України (Україна)

²Херсонська державна морська академія (Україна)

¹gorobetsv@ukr.net, ²bohpanyurii09@gmail.com

Анотація. Проведено експериментальні дослідження з визначення теплопровідності захисного покриття поверхні теплообміну. Визначено вплив захисного теплопровідного покриття на процеси теплообміну і гідродинаміки компактного пучку гладких труб малого діаметру у вигляді залежності числа Нусельта Nu від числа Рейнольдса Re у діапазоні $0 < Re < 5000$. Аналіз отриманих даних показав, що використання захисного теплопровідного покриття для компактних трубних пучків малого діаметру суттєво не знижує теплопередачу.

Ключові слова: гідродинаміка; теплообмін; компактний пучок труб малого діаметру; епоксикомпозитне покриття; наночастинки; експеримент.

Вступ. У процесі експлуатації суднові теплообмінні апарати та їх елементи піддаються впливу різних корозійних середовищ (морська вода, морське вологе повітря). Інтенсивність і тривалість впливу корозійного середовища суттєво впливає на робочий стан поверхні теплообміну її теплопровідність, міцність і довговічність. На рисунку 1 представлений загальний вигляд охолоджувача забортного повітря суднової системи центрального кондиціонування. З рисунку 1 видно, що оребрення яке використовувалось для інтенсифікації теплообміну зруйноване, а канали повітряного тракту забруднені продуктами корозії, пилом, тощо. Це говорить про те, що теплообмінник не працює належним чином і припливне повітря не охолоджується до необхідних температур.

Виконуючи огляд літератури можна умовно виділити напрямки досліджень направлених на боротьбу з корозією в процесі експлуатації теплообмінних апаратів (Акользин, 1988; Зеттлер, 2014), досліджень направлених на запобігання виникненню корозії (Bolotova & Ruchkinova, 2015; Faes et al., 2019) та на зниження забруднюючих відкладень на теплообмінних поверхнях у нашому випадку зі сторони повітряного тракту (Sarfraz & Vach, 2016). Одним із шляхів запобігання виникненню корозії та накопичення забруднень на елементах поверхні теплообміну є використання захисних покриттів. Щодо впливу покриттів на процеси теплопереносу для оребрених поверхонь різного типу за наявності на них захисних або забруднюючих покриттів присвячено серію досліджень, окремі результати яких наведені у роботі (Горобець, 2016). Огляд самих останніх і актуальних досліджень, виконаних широким колом дослідників для різних типів захисних і функціональних покриттів, що наносять на метали і їх сплави з метою підвищення їх корозійної стійкості представлені у роботі (Durán, Castro, Conde, & de Damborenea, 2018). Однак подальша розробка сучасних захисних теплопровідних покриттів для газо-водяних теплообмінних апаратів і методів їх нанесення досить актуальна і направлена на вирішення ряду практичних питань (підвищення корозійності, запобігання погіршення теплообміну, запобігання збільшення гідравлічного опору, тощо).



Рисунок 1. Загальний вигляд охолоджувача забортного повітря суднової системи центрального кондиціонування: а – вигляд теплообмінника зі сторони входу забортного повітря; б – стан поверхні теплообмінника у збільшеному вигляді

Актуальність дослідження. Досить перспективними на сьогоднішній день являються полімерні покриття на основі епоксидної смоли (Shi, Nguyen, Suo, Liu, & Avci, 2009). Основою епоксидних покриттів є епоксидна смола, яка має високу адгезію, когезію і дозволяє широко змінювати свої властивості за рахунок різних наповнювачів. Епоксидне покриття, як найбільш економічний та ефективний спосіб захисту поверхні, може застосовуватися у багатьох галузях промисловості, на транспорті, особливо в регіонах з морським кліматом. Епоксидне покриття елементів теплообмінників забезпечує довгостроковий захист від корозії і виступає у якості бар'єрного шару між матеріалом поверхні і навколишнім середовищем.

Кількість робіт, присвячених дослідженню теплопровідності і впливу епоксидних захисних покриттів на процеси теплообміну та гідродинаміки, що відбуваються в теплообмінниках значно обмежена, тому потребує подальшого дослідження.

Мета роботи дослідити теплофізичні властивості розроблених захисних покриттів, визначити середні значення числа Нусельта для досліджуваного компактного пучка гладких труб малого діаметру із захисним покриттям при коридорному їх розташуванні при мінімальному поздовжньому відносному кроці.

Матеріали і методи дослідження. У якості досліджуваного захисного матеріалу вибраний епоксидний діановий олігомер марки ЭД - 20 (ГОСТ 10587-84) та композити на його основі. У якості наповнювача використовувалась нано дисперсна сажа CARBON BLACK марки PowCarbon 2419G (CAS NO.: 1333-86-4, EINECS NO.: 215-609-9) виготовлена компанією «Black Diamond Material Science Co., Ltd.», Китай. Розмір частинок порошку встановлений за допомогою методу електронної мікроскопії і складає 24 ± 2 нм. Характеристики нано дисперсної сажі приведені у табл. 1.

Таблиця 1 - Характеристики пігментної газової сажі 2419G PowCarbon

Характеристика	Стандартний показник	Метод	Результат
Середній розмір частинок (нм)	24 ± 2	Електронна мікроскопія	24
Питома площа поверхні поверхні ($\text{м}^2/\text{г}$)	145 ± 20	GB/T 10722-2003	144
Маслопоглинання ($\text{cc}/100\text{г}$)	85 ± 5	GB/T 7046-2003	82
pH	4.9 ± 1	GB/T 7045-2003	4.9
Сила фарбування (%)	≥ 127	GB/T 7050-2003	123
Вміст летючих речовин (%)	2.3 ± 0.2	GB/T 7047-2003	2.3
Густина ($\text{г}/\text{л}$)	180 ± 20	GB/T 14853.1-2002	1.81
Фізична форма	порошок	неозброєним оком	порошок

Для зшивання епоксидних композицій використаний твердник поліетиленполіамін (ПЕПА) (ТУ 6-05-241-202-78), що дозволяє полімеризувати матеріали при кімнатних температурах. Відомо, що ПЕПА є низькомолекулярним полімером, що складається з наступних мономерних одиниць: $[-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{NH}]_n$. Твердник вводили в композицію у кількості 10 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомера ЭД-20. Характеристики епоксидного діанового олігомера, модифікатора і твердника приведені в табл. 2.

Таблиця 2-Характеристики компонентів епоксидного зв'язувального

Характеристики	Епоксидний олігомер ЭД - 20	Твердник ПЕПА
Молекулярна маса	340	215...258
Вміст епоксидних груп, %	20,0...22,5	—
Вміст гідроксильних груп, %	1,25	—
Вміст водню, % (H)	—	—
Вміст нітрогену, % (N)	—	19,5...22,0
Вміст вуглецю, % (C)	—	—
Вміст кисню, % (O)	—	—
Вміст сірки, % (S)	—	—
В'язкість, η , Па·с	13...20	0,9
Густина, ρ , $\text{г}/\text{см}^3$	1,160	1,050

Для досліджень матеріалу на теплопровідність виготовлялись зразки матеріалу розміром 40×40×5,7 мм, з матриці (ЕД-20) та композитів на її основі (ЕД-20 + PowCarbon 2419G).

Вимірювання коефіцієнту теплопровідності дослідного зразка захисного матеріалу здійснено методом гарячої захищеної пластини, який полягає у створенні різниці температури між двома поверхнями зразка захисного матеріалу у стаціонарному тепловому режимі. За результатами вимірювань встановленої різниці температури, густини теплового потоку, що проходить крізь зразок, та товщини цього зразка обчислюють коефіцієнт теплопровідності зразка. Застосування цього методу нормовано ДСТУ Б В.2.7-105-2000 Матеріали та виробництва будівельні. Метод визначення теплопровідності і термічного опору при стаціонарному тепловому режимі.

Захисні покриття (епоксидні, епоксокомпозитні) наносились на трубки тонким шаром з середньою товщиною 0,2 мм за допомогою валика. Вимірювання товщини проводилось за допомогою товщиноміра «Coating Thickness Gauge CM8811FN». Для вивчення впливу досліджуваних матеріалів на характеристики трубних пучків були виготовлені калориметричні трубки з теплоелектричними нагрівачами. Напряга на клемах калориметричної трубки регулюється за допомогою лабораторного трансформатора, а струм, що в ній протікає вимірюється амперметром. Під час проведення експериментів потужність теплоенергетичного нагрівача була сталою і рівною 26 Вт.

Вплив і властивості матеріалу на калориметричних трубках досліджувались, як окремо за допомогою тепловізора «FLIR E5», так і у пучках труб встановлених у робочу ділянку експериментального стенду «Аеродинамічної труби» для дослідження процесів гідродинаміки і теплообміну, що протікають в досліджуваному пучку труб малого діаметру (Горобець, Богдан, Троханяк, Антипов, & Масюк, 2018).

Дослідження протікання процесів гідродинаміки і теплообміну досліджуваного пучка труб з покриттям встановленого у робочій ділянці виконувались за допомогою термоанемометра «АМ-70», диференціального манометра «Testo 510», мікроманометра ММН-2400(5) з класом точності 1,0, трубки Піто-Прандтля, приладу вимірювання температури «Нті НТ-9815» та термопар (Хромель-Копель).

Досліджуваний пучок труб складається з: гладких трубок діаметром і товщиною – $d_1 \times \delta_1 = 0,010 \times 0,001$ м, покритих епоксидним композиційним матеріалом із середньою товщиною $\delta_2 = 0,0002$ м, матеріал трубки – сталь 20, еквівалентний діаметр каналу між рядами трубок – $D_{chan.eq} = 0,009061$ м, довжина труб дорівнює $l = 0,300$ м, еквівалентний діаметр кожуху становить $D_{cas.eq} = 0,300$ м, кількість рядів пучка – 19 по 4 трубки у кожному ряду згідно досліджень (Жукаускас & Улинскас, 1986).

Діапазон варіювання швидкості повітря змінювався від 0 до 7.0 м/с за допомогою частотного перетворювача під'єданого до електричного двигуна осьового вентилятора. В результаті зміни швидкості повітря число Рейнольдса змінювалось у діапазоні від 0 до 5000.

Для вимірювання температури на поверхні калориметричної трубки вздовж її довжини встановлено 3 термопари (Хромель-Копель). Термопари розташовані наступним чином: одна посередині, а дві інші на відстані 15 мм від кінців трубки. Під час виконання експерименту визначено наступні характеристики: швидкість потоку повітря, температуру повітря на вході в вимірювальну ділянку та середньомасову температура на виході з неї, статичний та повний вхідний тиск, повний тиск на виході після досліджуваного пучка трубок, температуру стінки калориметричної трубки, перепад статичного тиску вздовж вимірювальної ділянки аеродинамічної труби.

Для дослідження теплопровідності зразка матеріалу виконувались наступні дії: штангенциркулем вимірювались лінійні габаритні розміри зразка; далі зразок розміщувався у вимірювальну комірку теплового блоку установки «УВТ-1» (рис. 2), як це показано на рисунку, при цьому в центрах робочих поверхонь зразка розміщено спаї стрічкової диференціальної термопари товщиною 0,05...0,07 мм, які вмонтовані у тонкі силіконові прокладки, що забезпечує притиснення спаїв термопар до поверхні зразка і нівелює можливі мікронерівності поверхні зразка.

В установці УВТ-1 встановлено тепловий режим для генерування теплового потоку густиною в межах 800-1000 Вт/м², та послідовно задано значення температури нагрівника і холодильника, щоб перепад температури на робочих поверхнях досліджуваного зразка становив 15-20 К, а середнє значення температури зразка відповідало необхідній температурі вимірювання.

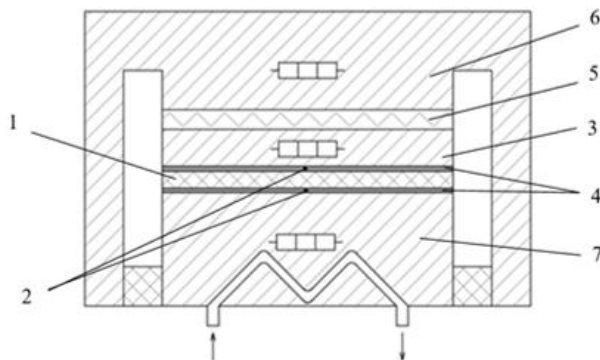


Рисунок 2. Схема розміщення зразка у вимірювальній комірці теплового блоку установки «УВТ-1»: 1 – зразок; 2 – спаї стрічкової диференціальної термопари; 3 – основний нагрівач;

4 – силіконові прокладки, 5 – контрольний сенсор теплового потоку; 6 – захисний екран, суміщений з охоронним нагрівником; 7 – холодильник з регульованою температурою

Після встановлення стаціонарного теплового режиму реєструвалися значення різниці температури, теплового потоку через зразок.

Значення коефіцієнта теплопровідності досліджуваного зразка за певної температури обчислено за формулою:

$$\lambda(T) = h \cdot Q \cdot (S \cdot \Delta T)^{-1}, \quad (1)$$

де h – товщина зразка;

ΔT – різниця значень температури на робочих поверхнях зразка;

Q – тепловий потік крізь зразок;

S – площа робочої поверхні зразка.

Послідовність зазначених дій за виконано для шести значень температури із діапазону (35 ... 150 °С).

Отримані результати представлено в таблиці 3.

Аналіз результатів дослідження. Результати експериментального визначення коефіцієнта теплопровідності матеріалу (ЭД-20) наведені в таблиці 3. Значення коефіцієнта теплопровідності визначені як середньоарифметичні для дослідженого зразка у відповідній точці діапазону температури з урахуванням похибки вимірювань $\pm 3\%$.

Таблиця 3 – Результати досліджень коефіцієнта теплопровідності

№ досліджу	Середня температура зразка, °С	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)
1	45,5	0,244
2	60,3	0,246
3	84,5	0,264
4	108,9	0,278
5	132,9	0,309
6	156,4	0,380

Встановлено значення коефіцієнта теплопровідності зразка матеріалу (ЭД-20), що складає в залежності від температури від 0,244 Вт/(м·К) при середній температурі зразка 45 °С до 0,380 Вт/(м·К), відповідно, при температурі 156 °С.

На рисунку 3 показані знімки тепловізора з яких видно рівномірність розподілу температури вздовж поверхні калориметричної трубки. Також за допомогою знімків калориметричних трубок з захисним покриттям і без нього було встановлено коефіцієнт теплопровідності захисного матеріалу і порівняно з результатами теплопровідності отриманими на установці «УВТ-1». Результати вимірювань добре корелюють з похибкою вимірювання, що не перевищує 3 %.

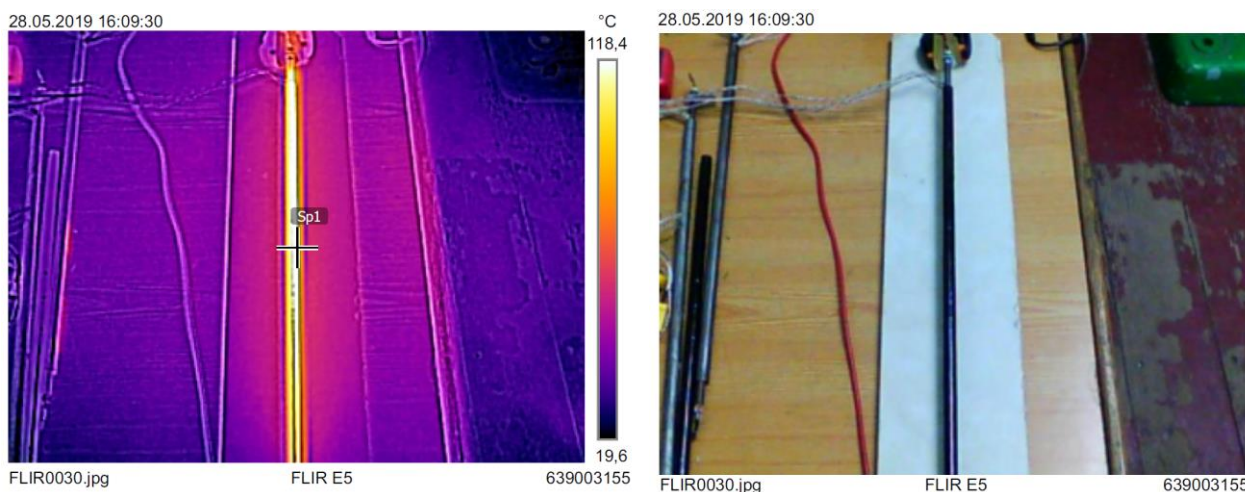


Рисунок 3. Знімки калориметричної трубки з захисним покриттям (ЭД-20 + PowCarbon 2419G) за допомогою тепловізора «FLIR E5»

Результати досліджень процесів гідродинаміки та теплообміну в пучку гладких трубок з нанесеним захисним покриттям і без покриття оцінювали шляхом порівняння отриманих експериментальних даних (аеродинамічна труба) для чисел Рейнольдса в діапазоні $Re = 0 \div 5000$ та Прандтля $Pr = 0,73$.

Отримані експериментальні залежності числа Нусельта Nu від числа Рейнольдса Re в діапазоні $0 < Re < 5000$ досліджуваного пучка труб без покриття та з захисним покриттям. Залежність числа Нусельта Nu від числа Рейнольдса Re для пучків без покриття і з захисним покриттям відповідно мають наступний вигляд $Nu = 0,5617Re^{0,6077}$ та $Nu = 0,4134Re^{0,622}$.

Порівняно експериментально визначені залежності чисел Нусельта Nu усереднених по поверхні, від чисел Рейнольдса Re чистого трубного пучка з залежностями для трубного пучка з захисним покриттям. Порівняння показує, що для тих же значень числа Рейнольдса інтенсивність тепловіддачі для компактного чистого пучка труб з малим діаметром майже на 18 % перевищує інтенсивність тепловіддачі на поверхні пучка труб з захисним покриттям. Це означає, що покриття робить певний опір, і значення цього опору залежить від його товщини та теплопровідності.

Висновки. Отримано теплопровідність досліджуваної чистої епоксидної смоли та епоксидних композиційних покриттів. Відповідна концентрація, термофізичні та механічні властивості наповнювачів. Це основний напрям для підвищення теплопровідності покриття та його міцності.

Визначено середню товщину захисного покриття трубок методом ультразвукового вимірювання, її значення складає 0,2 мм.

Застосування методу нанесення покриття за допомогою валика є дешевим і простим, але являється не прийнятним для оребрених складних поверхонь. В такому разі пропонується наносити захисне покриття методом розпилювання (пульверизатором), що додатково зменшить товщину покриття.

Використання тепловізору надало змогу визначити рівномірність розподілу температури на поверхні трубки / захисного покриття, та порівняти інтенсивність теплового потоку трубок без покриття та з захисним покриттям.

Отримані експериментальні залежності числа Нусельта Nu від числа Рейнольдса Re в діапазоні $0 < Re < 5000$ досліджуваного пучка труб без покриття та з захисним покриттям. Показано, що ці залежності мають форму степеневі функції і дозволяють визначити коефіцієнти тепловіддачі при розробці теплообмінного обладнання кожухотрубного типу.

Покриття трубних пучків, виготовлене з епоксидного композиційного матеріалу, дозволяє отримувати корозійну стійкість труб при незначному зниженні коефіцієнту тепловіддачі на поверхні трубок.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- Bolotova, I., & Ruchkinova, O. (2015). Corrosion of the heatexchange equipment of petrochemical productions. *PNIPU Bulletin. The Mechanical Engineering, Materials Science*, (4), 102–119. <https://doi.org/10.15593/2224-9877/2015.4.08>
- Durán, A., Castro, Y., Conde, A., & de Damborenea, J. J. (2018). Sol-Gel Protective Coatings for Metals. In *Handbook of Sol-Gel Science and Technology* (pp. 2369–2433). https://doi.org/10.1007/978-3-319-32101-1_70
- Faes, W., Lecompte, S., Ahmed, Z. Y., Van Bael, J., Salenbien, R., Verbeken, K., & De Paepe, M. (2019). Corrosion and corrosion prevention in heat exchangers. *Corrosion Reviews*, 37(2), 131–155. <https://doi.org/10.1515/corrrev-2018-0054>
- Sarfraz, O., & Bach, C. (2016). Purdue e-Pubs A Literature Review On Heat Exchanger Air Side Fouling In Heating, Ventilation And Air-conditioning (HVAC) Applications A Literature Review on Air Side Heat Exchanger Fouling in Heating, Ventilation and Air-Conditioning (HVAC) Applications. *16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 1–10.
- Shi, X., Nguyen, T. A., Suo, Z., Liu, Y., & Avci, R. (2009). Effect of nanoparticles on the anticorrosion and mechanical properties of epoxy coating. *Surface and Coatings Technology*, 204(3), 237–245. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2009.06.048>
- Акользин, П. А. (1988). *Предупреждение коррозии оборудования технического водо- и теплоснабжения*. Металлургия.
- Горобець, В. Г. (2016). Теплова ефективність ребер різного типу за наявності покриттів на теплообмінній поверхні. *Науковий Вісник Національного Університету Біоресурсів і Природокористування України. Серія: Техніка Та Енергетика АПК*, 242, 56–62.
- Горобець, В. Г., Богдан, Ю. А., Троханяк, В. І., Антипов, Є. О., & Масюк, М. Ю. (2018). Вимірювання полів швидкості і тиску потоку повітря у робочій ділянці розімкненої аеродинамічної труби дозвукових швидкостей. *Матеріали 9-Ої Міжнародної Науково-Практичної Конференції «Сучасні Енергетичні Установки На Транспорті і Технології Та Обладнання Для Їх Обслуговування» СЕУТТО-2018*, 214–217. Херсон: ХДМА.
- Жукаускас, А. А., & Улинскас, Р. В. (1986). *Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб*. Моклас.
- Зеттлер, Х. У. (2014). *Влияние свойств поверхности и распределения потока на загрязнение поверхностей теплообмена*. СТРАТА.

DEVELOPMENT OF PROTECTIVE THERMAL CONDUCTIVE COATING OF HEAT TRANSFER SURFACES OF GAS-WATER HEAT-EXCHANGERS

Gorobets V.G., D.Sc., Prof.¹, Buketov A.V., D.Sc., Prof.²,
Bohdan Yu. O., Ph.D., Assoc. Prof.², Smetankin S.O., postgraduate student²,
Yurenin K.Yu., postgraduate student², Bohdan A.P., assistant²

Annotation. *Experimental studies have been conducted to determine the thermal conductivity of the protective coating of the heat transfer surface. The influence of protective thermal conductive coating on the processes of heat transfer and hydrodynamics of compact bundle of small diameter smooth tubes in the form of the dependence of the Nusselt Nu number on the Reynolds number Re in the range $0 < Re < 5000$. The analysis of the obtained data showed that the use of protective thermal conductive coating for compact bundles does not significantly reduce heat transfer.*

Keywords: *hydrodynamics, heat transfer, compact small diameter tube bundle, epoxycomposite resin; nanoparticles; experiment*

РАЗРАБОТКА ЗАЩИТНОГО ТЕПЛОПРОВОДНОГО ПОКРЫТИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА ГАЗОВОДЯНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Горобец В.Г., д.т.н., профессор¹, Букетов А.В., д.т.н., профессор²,
Богдан Ю.А., к.т.н., доцент², Сметанкин С.А., аспирант²,
Юренин К.Ю., аспирант², Богдан А.П., ассистент²,

Аннотация. *Проведено экспериментальные исследования по определению теплопроводности защитного покрытия поверхности теплообмена. Определено влияние защитного покрытия на процессы теплообмена и гидродинамики компактного пучка гладких труб малого диаметра в виде зависимостей чисел Нуссельта Nu от чисел Рейнольдса Re в диапазоне $0 < Re < 5000$. Анализ полученных данных показал, что использование защитного теплопроводного покрытия для компактных трубных пучков малого диаметра существенно не снижает теплопередачу.*

Ключевые слова: *гидродинамика; теплообмен; компактный пучок труб малого диаметра; эпоксикомпозитное покрытие; наночастицы; эксперимент*

УДК 502.1/2:656.6

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ СУШКИ ВІДХОДІВ НА ВОДНОМУ ТРАНСПОРТІ

¹Гавриш В.І. док. економ. наук, ²Шаповалов Ю.О. доцент, канд. техн. наук, ²Семенов М.М. викладач, ²Агапов Д.П. студент

¹Миколаївський національний аграрний університет, Україна, м. Миколаїв.

²Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна, м. Миколаїв.

E-mail: mykola.semenov@nuos.edu.ua

Анотація. *У тезах представлені порівняльні характеристики різних способів вирішення проблеми суднових відходів. На основі нового термодинамічного підходу розглянуто спосіб сушки суднових відходів. Наведено основні рівняння сушки. На основі математичного моделювання запропоновано здійснювати сушку в комбінації з вакуумуванням.*

Ключові слова: *суднові відходи; сушка; термодинамічний підхід; тепло; вологість, тиск, вакуумирование*

Вступний частина. Експлуатація суден неминуче пов'язана з виникненням та вирішенням проблем охорони навколишнього середовища і забезпеченням відповідності емісії забруднюючих речовин сучасним нормативним вимогам. В останні роки спостерігається зростання вантажо- і пасажироперевезень річковим флотом, що призводить до підвищення кількості шкідливих викидів і скидів із суден у навколишнє середовище. [1]

В даний час на флоті переважно застосовуються два способи вирішення проблеми суднових відходів:

1. Роздільне накопичення всіх видів відходів для здачі на берег.

Недоліком його є необхідність мати на борту ємності, що вимагає додаткових приміщень і зменшує провізну спроможність, а також необхідністю використовувати допоміжні судна для доставки відходів на берегові підприємства переробки, спецпричалів та іншої інфраструктури.

2. Переробка відходів на борту судна за допомогою спеціальних систем для очищення стічних (СВ) та нафтовмісних (НВ) вод, а також інсинераторів.

Інсинератор вирішує проблему по знищенню, а при виконанні певних умов і утилізації основних видів сміття. До недоліків відносяться складність і дорожнеча спеціальних систем та необхідність додаткових витрат енергії.

Здебільшого системи переробки є окремими. Для ряду річкових суден установка такого устаткування на борту неможлива.

Зазначені недоліки існуючих системи систем переробки окремих видів відходів є приводом для пошуку нових підходів до вирішення проблеми судових відходів. [2,3].

Як відомо, однією з проблем зберігання і обробки відходів на судні є їх сушка, так як відходи, що знаходяться у вологому морському або річковому повітрі, можуть бути заражені гнильними мікробами, токсикогенними грибами, а також можуть містити сальмонели.

На жаль, до теперішнього часу не розроблено науково-обґрунтованого підходу до вибору оптимальних сушильних установок: конструкцій апаратів, методів і режимів сушки таких продуктів, як відходи, що з різко відрізняються метричними, фізичними і фізико-хімічними властивостями їх компонентів. Тому реалізація оптимального режиму при створенні конкретних пристроїв з переробки відходів на судах вимагає детальних досліджень в області термодинаміки вологого повітря, теплопередачі і ряду розділів переробки відходів

Ціль роботи. Вирішення задачі вдосконалення технології і техніки сушки відходів на судах, теоретичних узагальнень і розвитку нового перспективного наукового напрямку - термовологомеханічного процесу та перенесення потенціалів тепла, маси і тиску при сушінні відходів на основі масопереносу і фізико-хімічної механіки, при управлінні розвитком полів потенціалів і станом деформаційної напруги відходів при сушінні.

Основна частина. Відповідно до постановки задачі досліджень пропонується новий підхід до організації технологічних процесів переробки відходів з урахуванням отриманих теоретичних і практичних результатів. Розглядається одностадійна утилізація, а саме сушка відходів з подальшим їх зпалюванням в інсінераторах або передачею на берег.

При оцінці результатів процесу сушки, крім енергетичних витрат, важливими є фактори пожежної та гігієнічної безпеки відходів, які є функцією стану (температура, вологість, склад і ін.) і, зокрема, характеризують цілісність структури відходів.

Процес сушки багатьох матеріалів, в тому числі відходів, є, по суті, перенесенням енергії і вологості в пористому середовищі, що деформується. Для відходів сушка відрізняється комбінаціями певних особливостей масопереносу (гігроскопічність і фазові переходи, розвиток тисків і деформацій) і умовами обробки - ці процеси вивчені недостатньо. При сушінні відходів важливим є вимога отримати рівномірний розподіл вологості і температури відходів, при цьому необхідно зберегти цілісність відходів, а при певних умовах, навпаки, буває необхідно зруйнувати структуру відходів.

Отже, при сушінні необхідним є розгляд спільних процесів перенесення тепла, маси і тиску з розвитком механічної напруги і деформацій аж до втрати міцності матеріалу, що висушується. Основу вирішення проблеми вдосконалення технології і техніки сушки відходів є використання методів тепломасопереносу і фізико-хімічної механіки при сушінні. Сутність підходу - розгляд розвитку полів потенціалів тепла, маси і тиску при деформації матеріалу, що осушується, аж до втрати механічної міцності.

Використання математичного моделювання, є сучасним методом вирішення завдань обґрунтування раціональних режимів і конструктивного оформлення процесу. У роботі прийнятий термодинамічний метод дослідження, в якому велике значення має аксіоматика потенціалу переносу. Термодинамічний потенціал перенесення вологи в гігроскопічній області може бути визначений за наступним співвідношенням:

$$\theta(T, A) = -R \cdot T \cdot \ln(A), \quad (1),$$

де R - універсальна газова постійна, Дж / (моль · град); T - температура, К; A - активність, Па / Па.

Таким чином, для визначення умов забезпечення якості сушки методами математичного моделювання важливо врахувати особливості реальних матеріалів - поведінки полів температури, вологості і тиску в процесі сушіння.

Рівняння температури

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\epsilon \lambda c_m D}{c_q} \nabla^2 M + \left(\frac{k_q}{\rho_0 c_q} + \frac{\epsilon \lambda \delta D}{c_q} \right) \nabla^2 T + \frac{\epsilon \lambda \delta k_q}{\rho_0 c_q} \nabla^2 P \quad (1)$$

Рівняння вологості

$$\frac{\partial M}{\partial t} = D \nabla^2 M + \frac{\delta D}{c_m} \nabla^2 T + \frac{k_p}{\rho_0 c_m} \nabla^2 P \quad (2)$$

Рівняння тиску

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \frac{D \epsilon c_m}{c_p} \nabla^2 M + \frac{D \epsilon \delta}{c_p} \nabla^2 T + \frac{k_p}{\rho_0 c_p} (1 - \epsilon) \nabla^2 P \quad (3)$$

Диференційні рівняння (1) - (3) були перетворені в рівняння кінцевого елемента при використанні методу зважених залишків Гальоркіна. Таким чином, на підставі теорії Ликова передачі тепла, маси і тиску, може бути отримана система з трьох диференційних рівнянь в частинних похідних з робочими змінними температурою, вологістю і тиском. Для вирішення системи диференційних рівнянь може бути використана формулювання кінцевого елемента.[4,5]

Удосконалено метод кінцевих елементів для вирішення завдань потенціалопровідності доповненням поліноміальних елементів ступінчастою функцією Хевісайда і функціями усічення, що дозволило спростити і формалізувати запис пробної кусочно-неперервної функції, застосовуючи її для вирішення континуальних завдань методом Гальоркіна.

Для дослідження ефекту тиску в процесах тепломасопереносу розглянута система рівнянь переносу температури, вологості і тиску в капілярно-пористому середовищі. Рішення базується узагальненою технікою інтегрального перетворення (GITТ). [6,7]

Порівняльний аналіз отриманих рівнянь показав, що вакуумування дозволяє інтенсифікувати видалення вологи з одночасним запобіганням зростання тиску у внутрішніх областях сферичної частинки, що в реальних умовах сушіння не призводить до розтріскування твердих відходів.

Таким чином, можна відзначити, що у вакуумі процес сушіння відбувається швидше, а пік зростання тиску відсутній, отже, знижується ступінь руйнування частинок відходів.

Отже, комбінування сушки з вакуумуванням дозволить скоротити загальний час процесу в порівнянні з його одностадійною реалізацією.

Висновок. Запропоновано принципи перспективного наукового напрямку вдосконалення процесу сушки відходів, що базуються на поняттях теорії масопереносу і фізико-хімічної механіки і забезпечують якість висушених матеріалів шляхом управління структурними характеристиками. Цей термодинамічний підхід в теорії сушки, реалізовано застосуванням потенціалів масопереносу і дозволяє отримати узгоджену систему рівнянь тепломасообміну при описуванні рівноваги і кінетики процесу. Вимоги до результатів математичного моделювання в задачах термовологомеханіки задовольняються урахуванням особливостей об'єкта, що моделюється і застосуванням методів вирішення сформульованих рівнянь. Метод кінцевих елементів розвинений доповненням поліноміальних елементів ступінчастою функцією Хевісайда і функціями усічення.

Вакуумна обробка матеріалу, що висушується сприяє зменшенню градієнта тиску, інтенсифікує охолодження супутнім стоком тепла і зменшенням вмісту вологи.

Список літератури

1. Косовский В.И. (1983). *Судовые биохимические установки для обработки сточных вод*. Москва: ЦБНТИ Минречфлота.
2. Стенько Ю.Н. (Eds.). (1984). *Справочник по гигиене и санитарии на суда*. Ленинград : Судостроение.
3. Зубрилов С.П., Ищук Ю.Г., Косовский В.И. (1989) *Охрана окружающей среды при эксплуатации судов*. Ленинград: Судостроение.
4. Подгорный С.А., Кошевой Е.П., Косачев В.С. (2012). *Математическое моделирование процессов сушки и кондиционирования зерна. Потенциалы массопереноса*. Germany: LAMBERT Academic Publishing.
5. Podgorny S. A. *The Modeling of Drying Process of a Grain Moving Layer with Inversion*. Modern Applied Science; Vol. 9, No. 4; 2015, 126-134.
6. Миронов Н.А. (2010). *Идентификация параметров сушки зерна в слое через потенциал массопереноса*. Новые технологии.2. 63-68.
7. Kosachev V.S. (2012). *Using Rounding Function in the Problems of Finite-Element Analysis*. Studies in Mathematical Science. Vol. 4(2) 17-24.

REFERENCES

1. Kosovskiy V.I. (1983). *Sudovyye biokhimicheskiye ustanovki dlya obrabotki stochnykh vod*. Moskva: TSBNTI Minrechflota.
2. Sten'ko YU.N. (Eds.). (1984). *Spravochnik po gigiyene i sanitarii na suda*. Leningrad : Sudostroyeniye.
3. Zubrilov S.P., Ishchuk YU.G., Kosovskiy V.I. (1989) *Okhrana okruzhayushchey sredy pri ekspluatatsii sudov*. Jleningrad: Sudostroyeniye.
4. Podgornyy S.A., Koshevoy Ye.P., Kosachev V.S. (2012). *Matematicheskoye modelirovaniye protsessov sushki i konditsionirovaniya zerna. Potentsialy massoperenosa*. Germany: LAMBERT Academic Publishing.
5. Podgorny S. A. *The Modeling of Drying Process of a Grain Moving Layer with Inversion*. Modern Applied Science; Vol. 9, No. 4; 2015, 126-134.
6. Mironov N.A. (2010). *Identifikatsiya parametrov sushki zerna v sloye cherez potentsial massoperenosa*. Novyye tekhnologii.2. 63-68.
7. Kosachev V.S. (2012). *Using Rounding Function in the Problems of Finite-Element Analysis*. Studies in Mathematical Science. Vol. 4(2) 17-24.

Semenov N.N. Shapovalov Y. A.

Research of water drying processes in water transport

Annotation. The thesis presents the comparative characteristics of various ways to solve the problem of shipboard waste. Based on the new thermodynamic approach, a method for drying shipboard wastes is considered. The basic drying equations are presented. Based on mathematical modeling, it is proposed to carry out drying in combination with vacuumation.

Key words: shipboard waste; drying; thermodynamic approach; heat; humidity, pressure, vacuumation

Исследования процессов сушки отходов на водном транспорте

Анотація. В тезисах представлені сравнительні характеристики різних способів рішення проблеми судових отходов. На основі нового термодинамічного підходу розглянуто спосіб сушки судових отходов. Приведені основні рівняння сушки. На основі математичного моделювання пропонується здійснювати сушку в комбінації з вакуумуванням.

Ключові слова: судові відходи; сушка; термодинамічний підхід; тепло; вологість, тиск, вакуумування

УДК 629.5

ПРОБЛЕМА РОЗВИТКУ ВІТЧИЗНЯНОЇ ГАЛУЗІ СУДНОБУДУВАННЯ І ШЛЯХИ ЇЇ ВИРІШЕННЯ

Димо Б.В., канд. техн. наук, професор, Кузнецов Г.В., студент
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
dymobv@gmail.com, kuznetsov_georgiy@ukr.net

Анотація Розглянуті проблеми розвитку та чинники, які негативно впливають на розвиток суднобудівельної галузі промисловості України. Запропоновано заходи щодо покращення стану суднобудівельної промисловості.

Ключові слова: суднобудування; Морська Доктрина; стратегія розвитку.

Мета. Метою роботи є дослідження сучасного стану розвитку суднобудування в Україні, визначення основних проблем галузі і пропозицій щодо її відновлення згідно тенденцій світового та європейського ринків суднобудування.

Актуальність роботи. Морські порти є однією з найважливіших з'єднувальних ланок національної транспортної та виробничої інфраструктури з європейською та світовою. Україна володіє найпотужнішим портовим потенціалом серед усіх держав Чорного моря. На узбережжі Чорного та Азовського морів функціонує 5 морських торговельних портів. Причальний фронт морських портів має загальну довжину близько 40 кілометрів.

Внаслідок скорочення протягом останніх років обсягів перевезень морські порти України мають резерви переробної спроможності у розмірі близько 50 відсотків.

В даний час Україна позбавлена можливості використовувати значну частину інфраструктури морського транспорту та енергетики на шельфі Чорного і Азовського морів, системи морської освіти і науки, налагоджені економічні зв'язки між підприємствами. Орієнтовна вартість втрат, крім приватного бізнесу, становить суму, що дорівнює річному валовому внутрішньому продукту України. [2]

Важливість усіх різновидів ресурсів моря зростає, а від ефективності реалізації державної морської політики залежить суверенітет і територіальна цілісність України, її економічна та енергетична незалежність, сталий розвиток та інтеграція в євроатлантичний політичний, економічний, правовий і безпековий простір.

Постановка проблеми. Швидкий розвиток світової торгівлі, що спостерігається в останнє десятиріччя, зумовлює зростання обсягу транспортних перевезень, у тому числі і морських. На сучасному етапі становлення України особливого значення набуває фактор утвердження її як морської держави, виходячи з її просторових і географічних особливостей, місця та ролі у глобальній та регіональній системі міжнародних відносин. Україна має сприятливі умови для розвитку морської діяльності, проте негативний вплив процесів, характерних для всієї економіки країни, спричиняє загострення комплексу економічних, соціальних та інших проблем, що зумовлює різке зниження обсягів виробництва у сфері морської діяльності.

Виклад результатів дослідження. Суднобудівна галузь в Україні є досить складним сектором економіки та має певну внутрішню структуру. За видами виробництв вона поділяється на такі групи: 1) суднобудування; 2) судноремонт; 3) суднове машинобудування; 4) морське приладобудування. У свою чергу, суднобудування, як провідну галузь суднобудівельної промисловості, залежно від спрямованості продукції можна поділити на дві великі групи: цивільну та військову. [2]

Центрами морського суднобудування України є Миколаїв та Херсон, а річкового — Київ. Судноремонт морського транспорту здійснюється в Маріуполі, Херсоні, Миколаєві, а річного — Запоріжжі та Ізмаїлі. [1]

У світовому виробництві суден у 1995 р. Україна за обсягами реалізації суднобудівної галузі займала 33є місце в світі, а вже у 2012 р. — 155є місце серед країн Східної Європи та 722є місце світового рейтингу (частка України по дедвейту споруджуваних суден складає лише 0,3% світового суднобудівного ринку).

При цьому за роки незалежності Україна втратила позиції не тільки на міжнародних, а й на внутрішніх ринках, хоча наприкінці 2009 — на початку 2011 рр. спостерігалася позитивна тенденція, яка втратила свою динаміку вже у 2012—2013 рр. [3]

Реальний стан справ суднобудування України не відповідає світовим показникам розвитку галузі та ілюструє значні негативні тенденції.

Незважаючи на тенденцію покращення показників розвитку вітчизняного суднобудування, про що свідчить зростання обсягів виробництва основних видів продукції, підприємства галузі знаходяться в незадовільному стані.

Одна з головних проблем вітчизняного суднобудування є пошук нових замовлень і можливість будувати та ремонтувати судна, які задовольняють замовника відповідно вимог конкурентоспроможності світового ринку за технічними, екологічними і економічними параметрами.

Також однією з ключових проблем суднобудівельної галузі України є недосконалість організації ринку фінансово-кредитних послуг. Українським суднобудівельним заводам недоступні дешеві кредити, тому більшість з них орієнтується на використання власних коштів і всіляко уникають зовнішнього (комерційного) кредитування проектів. [4]

На даний момент в Україні існує значний перебік у структурі видів транспорту – річкові перевезення істотно є недооцінені. Існує перебік у бік ж/д і автотранспорту, що веде до високого навантаження і швидкого руйнування інфраструктури в цих секторах. Із всього обсягу вантажів, що перевозяться, у Нідерландах річками перевозяться 46,6%, у США – 40,5%, у Румунії – 29%, а в Україні – лише 3%.

Це відбувається через те, що в Україні перевезення вантажів річками дорожче мінімум на 18%, ніж перевезення залізницею. Це вкрай негативно впливає на доходи вітчизняних виробників.

Тенденції розвитку транспорту в ЄС прямо протилежні – перевезення на річковому транспорті найдешевшим та екологічно чистими. Річковий транспорт ЄС, що здійснює каботажні перевезення, дешевший, перш за все, через відміну ще з 1964 року сплати акцизного податку на паливо.

За висновками МФК (проект «Реформування інвестиційного клімату в Україні») логістичні витрати лише наших сільгоспвиробників склали приблизно 15% аграрного ВВП України.

У наш час Україна повинна відродити спеціальні умови регулювання суднобудування у цілому як засіб укріплення морської індустрії, котра є важливою конкурентною перевагою України та фундаментом боєздатності ВМС України. На це нас націлює і Морська доктрина. Адже Україна має: 2,782 км. (СІА) узбережжя Чорного і Азовського морів, річні простори Дніпра, Південного Бугу, можливість виходу через Прип'ять і Віслу в Балтійське море.

Наші порти переробляють 140-170 млн. тн. вантажів. З цих 140 млн. тн. тільки 8 млн. т. проходять під українським прапором. На перевезенні 130 млн. тн. економіка України заробляє тільки на обробці в портах, від самих перевезень заробляє нуль.

Статистика UNCTAD показує, що для Світу у цілому розвиток морської індустрії – це розвиток і держав, і націй, і особистостей.

Суднобудування є головним корінням кластером морської індустрії, котра вже кілька тисяч років є головним інтегратором розвитку світової економіки. Українці важливо: 90% відсотків світового товарообігу здійснюється морською індустрією, тому і Україні потрібно до цього наблизитися. Суднобудування, зокрема, та морська індустрія України – економічна сфера сприятлива для заробляння великих статків.

Відбудова суднобудування – як специфічного виду продуктивної активності – потребує:

1. Звільнення від сплати ввізного мита на вироби які призначені для суднобудування;
2. Звільнення від сплати ПДВ на імпортовані вироби які призначені для суднобудування;
3. Використання на розвиток суднобудування податку на прибуток, котрий отримано від суднобудування;
4. Впровадження кредитування експорту (ЕКА ж поки що не працює);
5. Заохочення наших судновласників до будівництва суден на наших верфях на добровільній основі.

У найближчі 10 років Україні знадобиться близько 270 судів різного класу. Для обробки потенційної вантажної бази в 2019 р (приблизно 18 млн.т) для річних перевезень необхідно залучити близько 145 суден різного класу: більше 70 судів «ріка-море», 50 барж і 24 буксира.

Зростання вантажної бази до 2026 г до 32 млн.т, призведе в найближчі 10 років до дефіциту флоту в 270 суден різного класу. Для придбання необхідного флоту буде потрібно близько \$ 1,7 млрд.

Розвиток річкових та морських перевезень дає поштовх українському суднобудуванню: в перспективі і закладає фундамент для розвитку суднобудівної галузі.

Інвестиції торкнуться суднобудування і суміжних галузей (Металургії, машинобудування, видобутку і ін.), генеруючи бюджетні відрахування і створюючи нові робочі місця.

Сумарні потужності українських суднобудівних заводів, здатних випускати суда необхідного класу, дозволяють будувати 30 суден на рік, з них 15 суден типу річка-море, 10 барж і 5 буксирів (розбивка за типами обрана з міркувань найбільшою збалансованою вантажопідйомності) для річкових перевезень.

• Для забезпечення виробництва, потрібно довести чисельність персоналу заводів до 3400 чоловік (сумарно);

• Суднобудування вплине на металургію, видобуток і ін. суміжні області;

• Активізація суднобудування і суміжних областей призведе до зростання бюджетних відрахувань і заробітних плат будівництво нового флоту дозволить запустити річкові та збільшити морські перевезення, створюють робочі місця і генеруючі платежі в бюджет.

Новий флот дозволить перевозити по річкам до 33 млн.т вантажів, з них 14 млн.т - за рахунок зростання вантажної бази.

• Для забезпечення перевезення нової вантажної бази, на річковому транспорті потрібно створити 4930 нових робочих місць;

• Надходження до бюджету від транспортних компаній складуть \$ 320 млн. на горизонті 10 років (\$ 261 млн. - відрахування з фонду оплати праці, \$ 60 млн. - податок на прибуток).

Тому, спираючись на Морську доктрину, рекомендовано сформувати спеціальну (кластерно-орієнтовну) системи фінансового регулювання морської індустрії.

Ця система повинна передбачати активну роль судновласників через створення особливо сприятливих умов замовлення та будівництва суден на українських верфях та експлуатації суден під українським прапором. Такий досвід із 1936 року вже мають США, Японія, Турція, а зараз активно використовує Болгарія та Румунія.

Це дозволить на суднобудівних заводах створити 3400 робітників місць, що становить від 1% до 8% від рівня безробіття. З огляду на, що суднобудівні заводи є містоутворюючими в більшості міст, створення робочих місць на підприємствах знизить соціальну напруженість в регіонах та дозволить підтримати навчальні заклади, що забезпечують підготовку та підвищення кваліфікації робітників.

Необхідною умовою підвищення конкурентоспроможності суднобудівної промисловості України є відповідна державна політика, а суднобудівники, зі свого боку, для виходу на визначені сегменти світового ринку суднобудування повинні володіти незаперечними конкурентними перевагами в будівництві і ремонті того чи іншого класу суден.

Висновки. 1. Галузь суднобудування має значний вплив на розвиток багатьох секторів національного господарства, особливо на галузь водного транспорту, торгівлю та економіку. Проведений аналіз вітчизняного суднобудівного свідчить про значну кількість проблем і певний потенціал у вигляді: власної сировинної бази, виробничих потужностей і кваліфікованих кадрів. 2. Зростання вантажної бази до 2026 г до 32 млн.т, призведе в найближчі 10 років до дефіциту флоту в 270 суден різного класу. Для придбання необхідного флоту буде потрібно близько \$ 1,7 млрд. 3. Рекомендуємо сформувати спеціальну системи фінансового регулювання морської індустрії, що дозволить на кораблебудівних заводах створити 3400 робітників місць, що становить від 1% до 8% від рівня безробіття та підтримати навчальні заклади, що забезпечують підготовку та підвищення кваліфікації цих робітників.

Список літератури

1. Борщ, В.І. (2014). Стан та проблеми розвитку підприємств суднобудівельної галузі промисловості України. Економіка: реалії часу, № 3(13), 22—29.
2. Морська доктрина України на період до 2035 року. Взято з: <https://www.kmu.gov.ua/ua/npas/pro-vnesennya-zmin-do-morskoyi-doktrini-ukrayini-na-period-do-2035-roku>
3. Письменна, К.С. (2010). Стан і тенденції розвитку суднобудівної промисловості в Україні. Вісник Національної юридичної академії України імені Ярослава Мудрого, №1, 223—226. Взято з: <http://vuzlib.com/content/view/2516/27/>
4. NISS (2012)., (Accessed 5 February 2015). Retrieved from: <http://www.niss.gov.ua/articles/832/>

References

1. Borshch, V.I. (2014). Stan ta problemy rozvytku pidpryyemstv sudnobudiveln'noyi haluzi promyslovosti Ukrayiny. Ekonomika: realiyi chasu, № 3(13), 22—29.
2. Mors'ka doktryna Ukrayiny na period do 2035 roku. Retrieved from: <https://www.kmu.gov.ua/ua/npas/pro-vnesennya-zmin-do-morskoyi-doktrini-ukrayini-na-period-do-2035-roku>
3. Pys'menna, K.S. (2010). Stan i tendentsiyi rozvytku sudnobudivnoyi promyslovosti v Ukrayini. Visnyk Natsional'noyi yurydychnoyi akademiyi Ukrayiny imeni Yaroslava Mudroho, №1, 223—226. Retrieved from: <http://vuzlib.com/content/view/2516/27/>
4. NISS (2012)., (Accessed 5 February 2015). Retrieved from: <http://www.niss.gov.ua/articles/832/>

ПРОБЛЕМА РАЗВИТИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ОБЛАСТИ СУДОСТРОЕНИЯ И ПУТИ ЕЕ РЕШЕНИЯ

Дымо Б.В., канд. техн. наук, профессор, Кузнецов Г.В., студент

Аннотация В статье рассмотрены проблемы развития и факторы, которые негативно влияют на развитие судостроительной отрасли промышленности Украины. Предложены меры по улучшению состояния судостроительной промышленности.

Ключевые слова: судостроение; Морская доктрина; стратегия развития.

THE PROBLEM OF DEVELOPMENT OF THE DOMESTIC INDUSTRY OF THE SHIPBUILDING AND THE WAYS OF ITS SOLUTION

Dymo B.V., kand. of tech. sciences, professor, Kuznetsov H.V., student

Annotation The article considers development problems and factors that negatively affect the development of the shipbuilding industry of Ukraine. Measures are proposed to improve the condition of the shipbuilding industry.

Key words: shipbuilding; Maritime Doctrine; development strategy.

УДК 621.91.002(075.8)

**ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБРОБКИ НА ВЕРСТАТАХ З ЧПК
ЗА РАХУНОК ЗМЕНШЕННЯ СКЛАДОВИХ СУМАРНОЇ ПОХИБКИ НАЛАГОДЖЕННЯ**

Поліщук Віталій Анатолійович, канд. техн. наук, доцент¹;Ніколаєв Олександр Львович, канд. техн. наук, доцент²;

Вакуленко Валерія Леонідівна, магістрант

Василенко Олена Миколаївна, магістрант

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Україна, Миколаїв

¹ ORCID 0000-0003-0320-4327, ² ORCID 0000-0003-1932-0955

Анотація. У роботі наведено основи розрахунків точності обробки на верстатах з числовим програмним управлінням з урахуванням зносу спряжених поверхонь інструментальних блоків.

Ключові слова: точність обробки; верстати з числовим програмним управлінням; знос спряжених поверхонь; інструментальні блоки.

Необхідним фінішним етапом розробки технологічного процесу механічної обробки деталей є розрахунки точності обробки. Особливо це важливо за умов автоматичного виконання процесу обробки, до якого зокрема належить обробка на верстатах з ЧПК. Розрахунки точності для таких умов обробки є базовою підставою забезпечення необхідної якості виготовлюваних деталей, а також забезпечення певного, визначеного розрахунками часу необхідних умов роботи технологічної системи (обладнання, оснащення та інструмента) без участі обслуговуючого персоналу (роботи обладнання у безлюдному режимі) [1,2].

Метою роботи є зменшення впливу зносу спряжених поверхонь елементів технологічних систем на точність обробки на верстатах з ЧПУ. Об'єктом дослідження є процеси появи та розвитку похибки від зносу інструментальних блоків на верстатах з ЧПУ, а також її вплив на сумарну похибку механічної обробки на металорізальних верстатах.

На сьогодні існує методика розрахунку точності обробки на верстатах з ЧПК, за якою підсумкова похибка обробки тіл обертання визначається за формулою [3]:

$$\Delta_{\Sigma} = \frac{2}{k} \sqrt{(k_1 \Delta \varepsilon_y)^2 + (k_2 \Delta_{пр})^2 + (k_3 \Delta_H)^2 + (k_4 \Delta_{зН})^2 + (k_5 \sum \Delta_{\text{вс}})^2 + (k_6 \Delta_m)^2 + (k_7 \Delta_{р.л})^2 + (k_8 \Delta_{\text{в.л}})^2},$$

де $\Delta \varepsilon_y$ – елементна похибка при встановленні заготовки; $\Delta_{пр}$ – похибка через пружні деформації системи верстат-приспособування-інструмент-деталь (ВПІД); Δ_H – похибка від налагодження верстата; $\Delta_{зН}$ – похибка через розмірний знос інструмента; $\Delta_{\text{вс}}$ – похибка через геометричні неточності верстата; Δ_m – похибка через температурні деформації системи ВПІД; $\Delta_{р.л}$ – похибка від розробки програми для верстата з ЧПК; $\Delta_{\text{в.л}}$ – похибка від відпрацювання програми верстатом; k, k_1, \dots, k_8 – коефіцієнти відносного розсіювання.

При обробці деталей на верстатах з ЧПК однією з суттєвих складових сумарної похибки, і можна сказати, домінуючою є похибка від налагодження Δ_H , яка може складати до 40% від сумарної. Домінуючі елементи похибки, які є складовими сумарної, завжди викликали інтерес у технологів з точки зору поняття їх природи та розробки заходів по їх зменшенню (повне усунення у більшості випадків неможливе).

Як і всі наведені у формулі елементні похибки, похибка від налагодження Δ_H є складною і складається з таких частин [3]:

$$\Delta_H = k \sqrt{\Delta_{HI}^2 + \Delta_{HB}^2 + \Delta_{Hф}^2 + \Delta_{H.ИЗМ}^2 + \Delta_{H.ИЗН}^2},$$

де Δ_{HI} – похибка від налагодження інструмента у блоці (5...7 мкм); Δ_{HB} – похибка від встановлення налагодженого блока у гніздо верстата; $\Delta_{Hф}$ – похибка від фіксації обертового пристрою інструментального вузла верстата (різцеутримувача, револьверної головки, тощо); $\Delta_{H.ИЗМ}$ – похибка вимірювального пристрою, що застосовується при налагодженні; $\Delta_{H.ИЗН}$ – нова група похибок, яку варто враховувати при розрахунках і яка розглядається у наступному дослідженні.

$\Delta_{н.изн}$ – це похибка від зносу посадкових місць інструментальних блоків та верстата, від зносу вузлів фіксації обертових пристроїв верстата. Вплив цієї групи похибок може бути досить суттєвим на похибку налагодження Δ_H , а у кінцевому випадку – і на сумарну похибку обробки.

Попередніми розрахунками можливих значень похибки від встановлення інструментального блока на верстаті $\Delta_{нб}$ та похибки фіксації інструментального блока $\Delta_{нф}$ встановлено, що вони можуть складати до 70% від Δ_H , а у випадку зносу посадкових поверхонь понад конструкторські допуски можуть звести нанівець точнісні можливості інструментального налагодження блоків поза верстатом. Частково ці похибки ($\Delta_{нб}$ та $\Delta_{нф}$) можна компенсувати додатковим підналагодженням безпосередньо на верстаті при встановленні пробної деталі – однак це додаткова робота, яка за часом дорівнює часу налагодження інструментального блока поза верстатом.

Відносно збільшення значення похибки від фіксації обертових вузлів верстата $\Delta_{нф}$ за розрахунок їх підвищеного зносу, то підналагоджувальною компенсацією цю похибку зменшити практично не можливо, так як розсіяння похибок має випадковий характер.

ВИСНОВОК. Отже, для можливості суттєвого зменшення складових сумарної похибки налагодження Δ_H і загальної похибки обробки деталі розроблено ряд технологічних заходів по збереженню вузлів фіксації та конструктивні заходи по підвищенню точності цих вузлів технологічної системи. А саме, налагоджування інструментальних блоків окремо на спеціальних мікроскопах, підвищення зносостійкості посадкових поверхонь інструментальних блоків за рахунок раціональної термообробки та хіміко-термообробки, підбір належного матеріалу блоків, хромування робочих поверхонь, напилювання спеціальними покриттями тощо.

Подальше накопичування та систематизація статистичного матеріалу за результатами вимірів цієї складової похибок дозволить отримати довірчий проміжок очікуваних похибок цього виду для урахування їх у балансі сумарної похибки обробки деталі.

REFERENCES

- [1] Денисенко, А. Ф., & Петрунин, В. И. (2011). *Учет контактных процессов при оценке точности закрепления оправки в шпинделе станка*. Самара: Самарский государственный технический университет.
- [2]. Пуховский, Е. С., & Масников, Н. Н. (1998). *Технология гибкого автоматизированного производства*. Киев: Техника.
- [3]. Соловйов, С. М., & Чупріков, О. Л. (2003). *Розрахунки очікуваної точності при механічній обробці деталей на металорізальних верстатах*. Миколаїв: УДМТУ.

Polishchuk Vitaliy, Nikolaiev Oleksandr, Vakulenko Valeria, Vasylenko Olena

Precision improving of processing on CNC-machines by reducing the components of the total adjustment error
In the article essential principles of the machining precision calculation on the NPC-machines are adduced taking into account conjugate surfaces wear of the instrumental blocks.

Keywords: machining precision, CNC-machines, conjugate surfaces wear, instrumental blocks.

Полищук В.А., Николаев А.Л., Вакуленко В.Л., Василенко А.Н.

Повышение точности обработки на станках с ЧПУ за счет уменьшения составляющих суммарной погрешности наладки

В работе приведены основы расчетов точности обработки на станках с числовым программным управлением с учетом износа сопряженных поверхностей инструментальных блоков.

Ключевые слова: точность обработки, станки с числовым программным управлением, износ сопряженных поверхностей, инструментальные блоки.

УДК 621.7:004.94

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
УНІВЕРСАЛЬНО-СКЛАДАНИХ ПРИСТОСУВАНЬ ДЛЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ**

Поліщук Віталій Анатолійович, канд. техн. наук, доцент¹;
Василенко Олена Миколаївна, магістрант
Вакуленко Валерія Леонідівна, магістрант
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв
¹ ORCID 0000-0003-0320-4327

Анотація. В роботі розглянуто можливості покращення експлуатаційних характеристик переналагоджуваних верстатних пристосувань шляхом технологічного забезпечення показників жорсткості та вібростійкості їх конструкцій. Також розглянуто зміни затискної здатності пристосування під впливом вібрацій в умовах обробки.

Ключові слова: універсально-складані пристосування; вібрація; жорсткість конструкції; точність обробки.

Виробництво отримує найбільшу ефективність від експлуатації системи універсально-складаних пристосувань (УСП) при комплексному оснащенні технологічних процесів (на усіх видах механічної обробки, складальних та зварювальних робіт, холодного штампування, контрольно-вимірjuвальних операцій) та при механізації УСП, що виражається у різкому скороченні термінів технологічної підготовки виробництва, виготовлення оснастки і в значному зниженні витрат.

Одним з основних показників якості для УСП, який впливає на точність роботи, вібростійкість, надійність, є жорсткість. З огляду на велику кількість стиків і спряжень в конструкціях УСП, врахування впливу жорсткості на їх експлуатаційні властивості є необхідним і обов'язковим. Несталість зусиль різання та змінність жорсткості верстатних пристосувань й інших елементів технологічної системи зумовлюють виникнення вібрацій, які підвищують шорсткість оброблюваної поверхні, погіршують умови роботи ріжучого інструмента та посилюють динамічний характер сили різання. Тому вібростійкість – одна з найважливіших експлуатаційних властивостей пристосування при обробці точних деталей, що визначає його динаміку. Динамічні параметри пристосування можуть суттєво змінювати параметри всієї технологічної системи і, головним чином, впливати на положення заготовки в просторі, що прямо пов'язано з точністю і якістю обробки. Тому дослідження експлуатаційних параметрів переналагоджуваних пристосувань, пов'язаних з жорсткістю та вібростійкістю їх конструкцій, є актуальною науково-технічною задачею.

Метою роботи є покращення експлуатаційних характеристик УСП шляхом технологічного забезпечення показників жорсткості та вібростійкості конструкцій пристосувань. Об'єкт дослідження – комплекс УСП для закріплення заготовок; статична та динамічна точність при експлуатації переналагоджуваної оснастки. Предмет дослідження – твердотільні 3D-моделі конструкцій УСП, їх параметри жорсткості та вібростійкості; затискна здатність верстатного пристосування.

Статистичні дані по відмовам пристосувань, які на сьогодні є основним джерелом інформації для висновків щодо надійності, зібрати складно. Тому не статистичні дані, а розрахунок, моделювання і прогнозування можливих змін параметрів пристосування в очікуваних умовах експлуатації, технологічне забезпечення заданих показників якості, зокрема жорсткості і вібростійкості, є основою для управління надійністю пристосування і забезпечення її необхідного рівня.

Питання коливаних технологічної системи при накладенні зовнішніх збурень при різанні є одним з найважливіших для розрахунків точності та продуктивності обробки і разом з тим дотепер не до кінця вирішеним. Незважаючи на те, що розроблено фундаментальні теорії оцінки вібростійкості верстатів, конструктори зазнають значних труднощів при розрахунках динамічних параметрів верстатних пристосувань. Вважаючи їх другорядними елементами технологічної системи, дослідники мало приділяли їм уваги, чим пояснюється майже повна відсутність теоретичних і прикладних робіт в цій області.

В роботі вирішувались наступні задачі: розробка технологічного процесу механічної обробки деталі; комплексне оснащення розробленого технологічного процесу із застосуванням системи УСП; твердотільне 3D-моделювання конструкцій УСП; визначення напружень і деформацій, що виникають під дією зусиль різання, у спроектованих конструкціях УСП шляхом дослідження 3D-моделей оснастки за допомогою CAE-систем; корегування конструкцій пристосувань з метою підвищення жорсткості; визначення частот власних коливань системи пристосування-деталь за допомогою CAE-системи; корегування конструкцій пристосувань або режимів різання для підвищення вібростійкості системи та зменшення впливу вібрацій від зусиль різання.

Як окрему експлуатаційну властивість було розглянуто затискну здатність пристосування, яка характеризується особливостями затискних механізмів і полягає в надійному закріпленні, що попереджує вібрацію і зсув заготовки при обробці. При цьому для достовірної оцінки величини зусиль закріплення враховувалися зміни характеристик тертя в умовах обробки під впливом вібрацій.

Висновок. В результаті досліджень були запропоновані аналітичні залежності для визначення значень ефективного коефіцієнта тертя при коливаннях для опорних елементів пристосувань (порівняно зі статичним коефіцієнтом тертя). Використовуючи ці залежності конструктор-проектувальник верстатних пристосувань може вводити в розрахунки зусиль затиску заготовки ефективні коефіцієнти тертя, що дозволяє передбачати вплив коливань в технологічній системі.

REFERENCES

- [1] Ильицкий, В. Б., Микитянский, В.В., & Сердюк, Л. М. (1989). *Станочные приспособления. Конструкторско-технологическое обеспечение эксплуатационных свойств*. Москва: Машиностроение.
- [2]. Заболотна, Ю. В., Вижул, Н. В., Григорович, М. В., Поліщук, В. А. (2016). *Розробка і дослідження комплексу УСП для повної механічної обробки деталі*, Актуальні проблеми інженерної механіки та технології машинобудування: Матеріали IV міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: НУК.
- [3]. Поліщук, В. А., Вижул, Н. В., Григорович, М. В. (2017). *Дослідження динаміки універсально-складаних верстатних пристосувань*, Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: VIII міжнародна науково-технічна конференція. Миколаїв: НУК.

Polishchuk Vitaliy, Vasylenko Olena, Vakulenko Valeria

The operational characteristics study of universal assembly tools for parts machining

In the paper the operational characteristics improving possibility of re-adaptable machine tools by providing technological parameters of rigidity and vibration resistance of their structures is discussed. Also changes in the clamping ability of the tools under the vibrations influence in processing conditions are considered.

Keywords: universal assembly tools; vibration; structural rigidity; machining precision.

Полищук В.А., Василенко А.Н., Вакуленко В.Л.

Исследование эксплуатационных характеристик универсально-сборочных приспособлений для механической обработки деталей

В работе рассмотрены возможности улучшения эксплуатационных характеристик переналаживаемых станочных приспособлений путем технологического обеспечения показателей жесткости и виброустойчивости их конструкций. Также рассмотрены изменения зажимной способности приспособления под влиянием вибраций в условиях обработки.

Ключевые слова: универсально-сборочные приспособления; вибрация; жесткость конструкции; точность обработки.

УДК 621.1:504

СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ НА СУДАХ

Бойчук А.С. к.т.н., доцент¹, Мальчевский В.П. к.т.н., доцент²

Одесский национальный морской университет

Украина, Одесса

E-mail: boychart@i.ua¹, valentinmalchevsky@gmail.com²

ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2783-7129>¹

Аннотация. Для защиты окружающей среды от вредных выбросов в атмосферу действуют жёсткие экологические нормы. Для соблюдения этих норм при эксплуатации судовых энергетических установок активно внедряются и используются прогрессивные технологические решения, среди которых интерес представляют системы снижения токсичности отработавших газов и перевод двигателей на газовое топливо. В результате применения данных решений значительно уменьшается выброс оксидов азота, оксидов серы, твердых частиц и диоксида углерода.

Ключевые слова: окружающая среда; технологии; системы; газ; двигатели.

Введение. Для предотвращения загрязнения воздуха судами в 2005 году в силу вступили правила, касающиеся выбросов загрязняющих веществ, таких как оксиды азота (NO_x) и оксиды серы (SO_x). Они определены в соответствии с Конвенцией МАРПОЛ [1] 1997 года как правила уровня 1. В 2011 году к ним добавились правила уровня 2, которые сокращали ранее принятые нормы выбросов на 15 – 22 % от уровня 1. В дальнейшем были приняты правила уровня 3, которыми предусмотрено сокращение выбросов на 80 % от уровня 1. Последние правила для некоторых морских регионов вступили в силу, начиная с 2016 года. Таким же образом, для сокращения выбросов парниковых газов (GHCs – greenhouse gasses) с 2013 года был введен расчетный индекс энергоэффективности (EEDI – energy efficiency design index) для выбросов CO₂, что требовало сокращения этих выбросов на 10 % к 2015 году и на 20 % к 2020 году. В мировом масштабе уровень предельного содержания серы

в выхлопных газах до 1 января 2012 г. находился на уровне 4,5 %, после этой даты он снизился до 3,5 %, а с 1 января 2020 г. – будет составлять 0,5 %. В районах SECA (SO_x Emission Control Areas – районы контроля выбросов окислов серы) содержание серы не должно превышать 0,1 % (таблица 1). В таблице 1 для NO_x указаны интервалы параметров, так как стандарты выбросов зависят от оборотности двигателей.

Сравнение распространенных технологических решений, предназначенных для снижения выбросов выхлопных и парниковых газов судовых двигателей [2, 3] представлено в таблице 2. Из таблицы видно, что при использовании в качестве топлива природного газа получается эффект одновременного снижения всех вредных выбросов выхлопных газов: уменьшение выбросов вредных окислов NO_x и SO_x, уменьшение концентрации твердых частиц и снижение выбросов CO₂. Другие указанные в таблице способы позволяют уменьшать только определенные виды выбросов. Рассмотрим наиболее детально конструкцию и технические особенности работы двухтопливных двигателей, получивших широкое распространение на судах для улучшения их экологических характеристик.

Таблица 1. Снижение выбросов загрязняющих веществ и парниковых газов с судов.

Года	2008				2012				2015				2020			
CO ₂	Киото 2008-2012				к 2020 снизить на 20%				к 2050 снизить на 50%							
NO _x г/кВт·ч	ИМО ур. 1 9,8-17				ИМО уровень 2 7,7-14				ИМО уровень 3 2-3,4							
S (SECA) %	1,5%				1,0%				0,1%							
S (non-SECA) %	4,5%				3,5%				0,5%							

Таблица 2. Экологические технологии для морских двигателей.

Технология	Описание	Эффект				Задачи для решения
		NO _x	SO _x	твердые частицы	CO ₂	
Катализатор SCR - Selective Catalytic Reduction	Сокращение NO _x химическим разложением на азот и воду с катализатором	X	-	-	-	Стоимость катализатора, обслуживание
Скруббер	Удаление SO _x промывкой морской водой	-	X	X	-	Очистка загрязненной морской воды
Рециркуляция выхлопных газов EGR - Exhaust Gas Recirculation	Рециркуляция выхлопных газов во впускной тракт	X	-	-	-	Долговечность двигателя, падение эффективности
Газовый двигатель	Работа на природном газе	X	X	X	X	Хранение газа на борту судна, инфраструктура для бункеровки

Основная часть. Двигатели внутреннего сгорания получили широкое распространение, когда начали добывать большие объемы дешёвой нефти. Побочным продуктом нефтедобычи был природный газ. Первым вариантом использования этого газа было его добавление в всасываемый воздух двигателей. Так появился двухтопливный двигатель. С тех пор было разработано много различных типов двухтопливных двигателей, многие из которых были либо газовыми двигателями с дизельным зажиганием, которые используют жидкое топливо для зажигания газового топлива, либо двигателями смешанного сгорания, в которых выкипевший из груза (на судах перевозящих сжиженные газы) газ используется вместе с другим топливом. Такие типы двухтопливных двигателей удовлетворяли рыночному спросу, когда целью было использование избыточного природного газа в качестве дополнительного топлива. Сейчас, двигатели данного типа должны работать при максимально возможном использовании природного газа для снижения своего неблагоприятного воздействия на окружающую среду.

Если на судне предусматривается использование двигателя на природном газе, то должны выполняться требования по безопасности в соответствии с техническими рекомендациями классификационных обществ. То есть необходимо обеспечить надежное резервное снабжение топливом в случае потери работоспособности газовой системы. Двухтопливные двигатели, которые способны переключаться между газом и жидким топливом, удовлетворяют этому требованию.

Такие переключаемые двухтопливные двигатели были впервые разработаны в конце 1990-х годов. Это были четырехтактные двигатели. Двухтактные двухтопливные двигатели появлялись после 2010 года и сейчас получают все большее применение на судах, в частности, на крупных контейнеровозах, вместимостью более 20000 TEU.

Процесс сгорания топлив в дизельном двигателе подразумевает высокую степень сжатия воздуха (1/16 – 1/18), что повышает температуру последнего до 350 – 400 °С. Затем в среду сжатого воздуха впрыскивается распыленное дизельное топливо, которое при взаимодействии с кислородом сгорает [4, 5]. Топливо горит практически в стехиометрических условиях, когда коэффициент избытка воздуха α равен 1. При этом топливо сгорает полностью без дефицита или избытка. В этой ситуации высокая температура пламени способствует окислению азота, поэтому уровни NO_x при таком сгорании высоки.

В случае газового двигателя сгорание не происходит путем простого впрыскивания природного газа в сжатый воздух, так как температура самовоспламенения природного газа высокая. Поэтому, для двигателей, работающих на природном газе, требуется источник зажигания. Таким источником в современных судовых двигателях выступает форсунка розжига или пилотная форсунка.

Образование NO_x может быть уменьшено путем применения повышенного коэффициента избытка воздуха ($\alpha > 1$), так как это приводит к снижению температуры сгорания в цилиндре (рисунок 1).

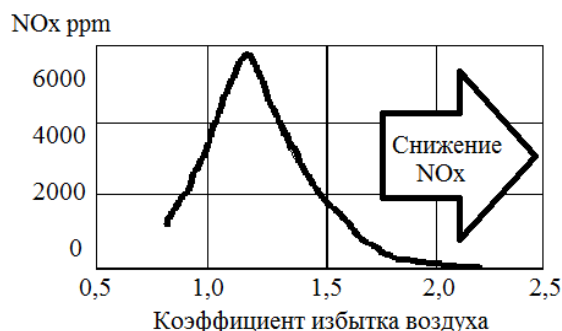


Рисунок 1. Характеристика избытка воздуха в газовом двигателе и выбросы NO_x

В газовом двигателе необходимо добиться условий, при которых воспламеняемая пламя распространяется через несгоревшую топливную смесь до полного сгорания. При этом, если тепловая нагрузка и давление сгорания в цилиндре возрастают при увеличении нагрузки, то несгоревшая топливная смесь может самопроизвольно воспламениться до того, как ее достигнет распространяющееся пламя. Вызванная самовозгоранием цепная реакция может привести к серьезному повреждению двигателя вследствие резкого повышения давления и температуры. Этот тип сгорания называют детонацией [6, 7], которой необходимо избегать в газовых двигателях.

Для предотвращения детонации снижают степень сжатия для понижения температуры сжатого воздуха и максимально увеличивают коэффициент избытка воздуха для снижения температуры сгорания. Следует учесть, что слишком большое снижение температуры может привести к пропускам зажигания из-за невозможности воспламенения смеси. В дальнейшем это может вызвать пожары в выхлопном тракте двигателя из-за выгорания несгоревшей топливной смеси.

Детонация происходит, когда коэффициент избытка воздуха близок к единице и выходная мощность высока. Пропуски зажигания имеют место при высоких коэффициентах избытка воздуха. При проектировании газового двигателя условия сгорания выбираются таким образом, чтобы избежать ударов или пропусков зажигания при работе на расчётной нагрузке. При переменной нагрузке, когда двигатель используется для движения судна, существует повышенный риск детонации или перебоя в работе из-за отклонения от заданного коэффициента избытка воздуха.

Для достижения высокой производительности при сохранении соотношения избытка воздуха современные газовые двигатели включают механизмы для регулировки соотношения избытка воздуха в соответствии с условиями эксплуатации. В дополнение к основному впускному каналу присутствует перепускной, который возвращает часть всасываемого воздуха на вход турбокомпрессора. При полной нагрузке перепускной клапан закрывается, при этом весь воздух из турбокомпрессора подается в двигатель. При частичной нагрузке регулируется угол открытия клапана для поддержания правильного потока воздуха, всасываемого в двигатель.

Газовое топливо подается во время такта впуска дизельного двигателя, а выбросы отработавших газов варьируются в зависимости от пропорций дизельного топлива и газового топлива в общем топливе. Поскольку концентрация CO_2 в выхлопных газах зависит от состава топлива, ее можно снизить в зависимости от пропорций дизельного топлива и газового топлива. С другой стороны концентрация NO_x зависит от температуры сгорания, снижение NO_x достигается только путем уменьшения доли дизельного топлива.

Для достижения норм ИМО уровня 3 (снижение NO_x на 80 %) требуется, чтобы доля дизельного топлива была уменьшена примерно до 2 %. Традиционные форсунки не могут выполнить это требование, поэтому применяют пилотные форсунки или форсунки с электронным управлением.

В четырехтактном двухтопливном двигателе газообразное топливо подается из газового клапана во впускной коллектор, где оно поступает в цилиндр в виде смеси с воздухом. В крышке цилиндра установлены две форсунки: основная (для работы на основном топливе) и пилотная топливная форсунка (для режима работы на газе). В такой компоновке двигатель может свободно переключаться между дизельным и газовым режимами при соблюдении определенных ограничений в условиях эксплуатации.

В двухтактном двигателе всасывающийся воздух используется для продувки, поэтому нельзя смешивать газовое топливо со всасываемым воздухом. При этом газовое топливо впрыскивается в сжатый воздух таким же образом, как дизельное топливо, и затем производится его зажигание пилотной форсункой. Данный подход позволяет снизить выбросы CO_2 на 20 % и более при низком уровне выбросов несгоревшего газа. Но уровень выбросов NO_x является высоким по причине высоких температур при таком диффузионном сгорании в цилиндре двигателя.

Для создания давления газового топлива, впрыскиваемого в сжатый воздух до 30 МПа, природный газ, находящийся под давлением в жидкой форме, испаряется и затем впрыскивается в цилиндр. При этом отсутствует риск детонации и переключение между дизельным и газовым топливом происходит легко и быстро.

Снижение уровня выбросов NO_x в двухтактных двухтопливных двигателях достигается впрыском газа при низком давлении. Для этого управляют временем впрыска топлива, чтобы обеспечить задержку времени предварительного смешивания газового топлива и воздуха во время такта впуска. Это предотвращает непосредственный контакт топливоздушную смеси с выхлопными газами.

Переключение между дизельным и газовым режимами в двухтопливных двигателях производится с помощью электронных систем управления. Так в газовом режиме момент открытия газового клапана регулируется электрически путем активирования электромагнитного соленоида. Переход из газового режима на дизельный возможен путем мгновенного отключения подачи газового топлива и запуска впрыска дизельного топлива. При переходе к работе на газе необходимо обеспечить управление частотой вращения двигателя с соблюдением процедуры медленного открытия газового клапана.

При работе на газе наблюдаются три основные проблемы – стуки (детонация), пропуски воспламенения и утечки газа. Детонацию определяют датчиком вибрации или индицированием в реальном времени. При ее обнаружении система управления двигателем корректирует работу последнего или, как защитный механизм, переводит двигатель в дизельный режим работы. Пропуски воспламенения определяют по температурам выхлопных газов и частоте вращения двигателя. Утечки газа определяют с помощью датчика газа и, если они присутствуют, происходит полное отключение газового клапана и переход в дизельный режим для обеспечения работоспособности двигателя.

Двухтопливные двигатели требуют специальных условий смазки, так как в цилиндре сжигаются разные по характеристикам и составу виды топлива. Для тяжелых топлив с высоким содержанием серы (до 3,5 %) используется цилиндрическая смазка с высоким щелочным числом (до 40), для природного газа (0 % серы) необходимо применять цилиндрическое масло с низким щелочным числом (до 5). Таким образом, подбор цилиндрической смазки для двухтопливных двигателей затруднителен и требует дальнейшего изучения.

Выводы. Благодаря хорошим показателям с точки зрения соответствия современным экологическим нормам двухтопливные двигатели получают все большее распространение. Двигатели, работающие на природном газе, являются перспективными и требуют тщательных дальнейших исследований. На пути внедрения таких энергетических установок необходимо решить целый ряд задач, связанных с безопасной и надежной эксплуатацией современных судов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] International Maritime Organization. (2009). Revised Marpol Annex VI: regulations for the prevention of air pollution from ships and NO_x technical code 2008. London.
- [2] Breeze P. (2019). Piston Engine - Based Power Plants. Power Generation Technologies (pp. 99-119). Published by Elsevier Ltd.
- [3] Hoang A.T., Le V.V. (2017). Fuel and alternative fuel for marine diesel engines // International Journal of Recent Engineering Research and Development. – Vol. 02 – Issue 07 - P. 142-146.
- [4] Liu H., Li J., Wang J., Wu C., Liu B., Dong J., Liu T., Ye Y., Wang H., Yao M. (2019). Effects of injection strategies on low-speed marine engines using the dual fuel of high-pressure direct-injection natural gas and diesel // Energy Science and Engineering. – P. 1–17.
- [5] Dino Imhof. (2013). Visual Combustion Studies for Environmental Friendly Marine Diesel and Gas Engines // Dissertation. - Kyushu University, Japan.
- [6] Pal P., Wu Y., Lu T., Som S., See Y.C., Le Moine A. (2017). Multi-Dimensional Computational Fluid Dynamics (CFD) Simulations of Knocking Combustion in a Cooperative Fuel Research (CFR) engine // Proceedings of the ASME 2017 Technical Conference. - October 15-18, 2017, Seattle, Washington, USA.

[7] Wang X., Zhang X., Wang M., Han Y., and Chen H.(2019). Numerical Simulation of Knock Combustion in a Downsizing Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine // Applied Sciences. – Vol. 9 - 4133.

Boychuk A.S., Malchevsky V.P.

The ways of reducing harmful impact on environment on ships

Annotation. *Protecting the environment from harmful atmospheric emissions in marine energy requires using the technologies that ensure compliance of stringent environmental standards. Of interest are exhaust gas toxicity reduction systems and natural gas engines the use of which can significantly reduce the amount of nitrogen oxides, sulfur oxides, particulate matter and carbon dioxide.*

Key words: *environment; technologies; systems; gas; engines.*

Бойчук А.С., Мальчевський В.П.

Способи зниження шкідливого впливу на довкілля на судах

Анотація. *Захист довкілля від шкідливих викидів в атмосферу в судновій енергетиці вимагає використання технологій, які забезпечують дотримання жорстких екологічних норм. Інтерес представляють системи зниження токсичності відпрацьованих газів і двигуни, що працюють на природному газі, використання яких може значно зменшити кількість оксидів азоту, оксидів сірки, твердих частинок і діоксиду вуглецю у вихлопних газах.*

Ключові слова: *довкілля; технології; системи; газ; двигуни.*

УДК 621.181:629.5(075.8)

СУДНОВИЙ ВОДОГРІЙНИЙ ТЕРМОСИФОННИЙ КОТЕЛ З КОМБІНОВАНИМ ОПАЛЕННЯМ

Єпіфанов Олександр Анатолійович, к.т.н, професор, epifanov.nuk@gmail.com.

Димо Борис Васильович, к.т.н, професор, dymobv@gmail.com.

Долганов Юрій Анатолійович, к.т.н, асистент, yuri.dolganov1987@gmail.com.

Шулев Ігор Тарасович, магістрант, ginexis@yandex.ua.

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Анотація. *Розглянуто недоліки конструкцій сучасних суднових котлів з комбінованим опаленням. Досліджено теплову ефективність термосифонів в температурних умовах відпрацьованих газів ДВЗ. Розроблено конструкцію та методику теплового розрахунку суднового водогрійного термосифонного котла з комбінованим опаленням.*

Ключові слова: *судновий котел з комбінованим опаленням; термосифон; теплова ефективність термосифонів, методика теплового розрахунку.*

Вступна частина

В котлах з комбінованим опаленням (ККО) в одному корпусі поєднують два джерела теплоти: від безпосереднього спалювання палива у топках та від відпрацьованих газів головних двигунів (ГД) та дизельгенераторів (ДГ). Частіше такі котли мають дві незалежно працюючі частини з власними поверхнями нагріву: паливну та утилізаційну.

Останнім часом газотрубні ККО із природною циркуляцією часто використовують у якості єдиного засобу тепlopостачання суден. Такі котли поступаються за ефективністю більш складним системам утилізації теплоти із примусовою циркуляцією, але не потребують встановлення сепараторів пари та циркуляційних насосів. Завдяки простоті конструкції, невеликим капітальним та експлуатаційним витратам вони знаходять все більше застосування на судах різного типу. Автоматичне регулювання цих котлів не є складним. Конструкція ККО забезпечує швидке уведення в дію його паливної частини на ходу судна, бо вона знаходиться у гарячому стані. Вони мають кращі масогабаритні показники, ніж допоміжний (ДК) й утилізаційний (УК) котли, виконані окремо. Конструктивно ККО можуть виконуватися як водотрубні, газотрубні або газоводотрубні [1].

У порівнянні з котельними установками з окремими ДК та УК застосування ККО погіршує надійність тепlopостачання судна. Наприклад розрив однієї паротвірної труби утилізаційної частини виводить із ладу весь ККО. Крім того у цьому випадку існує імовірність попадання води в циліндри ДВЗ. Недоліком конструкції газотрубних ККО є недостатня надійність кріплення труб у трубних дошках через виникнення термічних напружень та вібрацію вертикальних димогарних труб значної довжини. При використанні сірчистих палив труби зазнають інтенсивного руйнування через низькотемпературну корозію. Перспективним рішенням для підвищення надійності суднових котлів з комбінованим опаленням є виконання їх утилізаційної частини з двофазних гравітаційних термосифонів.

Мета роботи – дослідження теплової ефективності термосифонів в температурних умовах, характерних для відпрацьованих газів ДВЗ, розроблення конструкції та методики теплового розрахунку суднового водогрійного термосифонного котла з комбінованим опаленням.

Основна частина

Кафедрою Технічної теплофізики та суднових паровиробних установок НУК розроблено конструкцію судового водогрійного термосифонного котла з комбінованим опаленням [2]. Термосифон – герметична труба з верхнім та нижнім днищами, яка частково заповнена проміжним теплоносієм. Поверхню нагрівання термосифону можна розділити на дві зони: кипіння і конденсаційну. При розміщенні зони кипіння в середовищі, температура якої вище температури насичення проміжного теплоносія при робочому тиску, теплоносієм кипить. Пара, що утворюється, транспортується вгору до конденсаційної зони, де теплота відводиться, а пара конденсується. Під дією сили тяжіння плівка конденсату стікає вниз. Питома теплота конденсації велика, і навіть при малій різниці температур між зонами кипіння і конденсації термосифон може передавати значний тепловий потік.

У порівнянні з традиційними конструкціями термосифонний котел з комбінованим опаленням має такі переваги [3]:

підвищення надійності конструкції завдяки автономності роботи кожного термосифона, які не зв'язані між собою (руйнування стінки термосифона – це лише часткова відмова, яка не призводить до повної відмови пристрою);

зменшення імовірності виникнення низькотемпературної корозії через відсутність безпосереднього контакту стінки термосифона з газами ДВЗ в зоні конденсації, яка омивається холодною водою;

зменшення інтенсивності корозійного руйнування стінки термосифона внаслідок низькотемпературної корозії, бо застосування проміжного теплоносія підвищує її температуру;

підвищення ремонтпридатності конструкції – встановлення термосифонів у трубній дощці за допомогою роз'ємних з'єднань полегшує їх заміну;

консольне кріплення термосифонів у трубній дощці, що дозволяє виключити термічні напруження внаслідок їх температурних розширень.

Ефективна робота теплообмінників термосифонного типу в значній мірі залежить від властивостей проміжного теплоносія. Від правильного вибору теплоносія залежить не тільки тепла ефективність термосифона, а й термін його дії та металомісткість. Вибір теплоносія має проводитись на основі аналізу його фізичних властивостей. Основні вимоги до теплоносіїв наступні:

сумісність теплоносія з матеріалом корпусу термосифона, яка забезпечує надійність роботи, стабільність характеристик і необхідний ресурс роботи;

робочий діапазон температур повинен знаходитися між потрібною та критичною точками теплоносія;

термічна стійкість теплоносія в робочому діапазоні температур і заданого терміну дії;

висока теплота пароутворення, яка забезпечує мінімальні витрати теплоносія в термосифоні, отже, мінімальне падіння тиску вздовж термосифона.

У роботі [4] при виборі теплоносія для термосифонів запропоновано фактор теплопереносу, який отримано з умов мінімального падіння температури за довжиною термосифона,

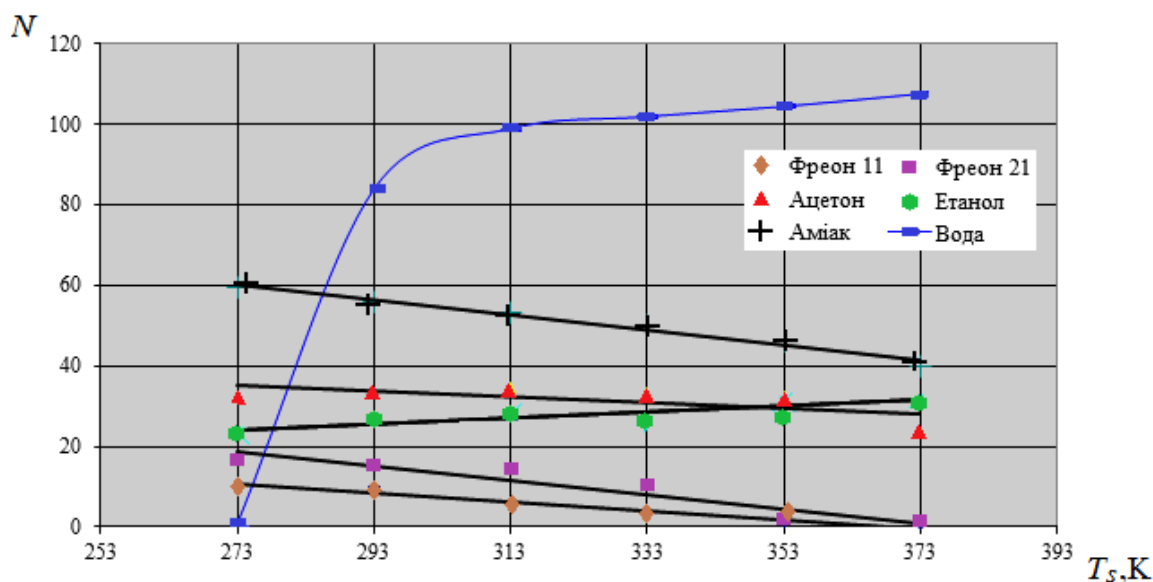
$$N = \frac{\lambda r^{1/3} \rho^{2/3}}{\mu^{1/3}}$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); r – питома теплота пароутворення, Дж/кг; ρ – густина, кг/м³; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с.

На рис. 1 представлені значення фактора теплопереносу для найбільш розповсюджених теплоносіїв у діапазоні робочих температур 0...100 °С. Вода має найбільший фактор теплопереносу практично у всьому діапазоні температур. Отже як проміжний теплоносієм в гравітаційних двофазних термосифонах доречно використовувати дистильовану воду.

Для визначення оптимального ступеня заповнення термосифонів проміжним теплоносієм та характеру його руху виконано візуальні дослідження на скляній моделі. Встановлено, що при тепловому навантаженні $q < 3$ кВт/м² спостерігається безпульсаційний режим кипіння, а при $q > 3$ кВт/м² – пульсаційний, який супроводжувався періодичним викидом проміжного теплоносія у зону конденсації. На основі досліджень рекомендовано ступінь заповнення термосифонів 20...30 %.

Для дослідження теплової ефективності двофазних гравітаційних термосифонів використано робочу ділянку, виготовлену з труби Ø 29 × 2,5 мм. Для заповнення термосифона теплоносієм (дистильованою водою) та його герметизації нижнє денце виконувалось з технологічним отвором. Вакуумування термосифона виконувалось методом випаровування частини проміжного теплоносія через технологічний отвір. Після утворення струменя пари денце заварювалось. Конденсаційна ділянка термосифона охолоджувалась водою, яка циркулювала у кільцевому каналі між термосифоном і трубою Ø 57 × 3,0 мм. Довжина термосифону 1 м (довжина зони кипіння 0,8 м, а зони конденсації 0,2 м).

Рис. 1. Залежність фактора теплопереносу N від температури насичення

Дослідження теплової ефективності термосифона виконано в діапазоні температур гарячого теплоносія (повітря) 150...350 °С, рис. 2. Тепловий потік, сприйнятий водою, становив 0,4...1,8 кВт. Кризових явищ в роботі термосифона не спостерігалось. Тиск всередині термосифона на режимах з максимальним тепловим навантаженням не перевищував 0,5 МПа. Крім температури газів суттєвий вплив на теплову потужність термосифона та температуру насичення в порожнині термосифону має режим охолодження конденсаційної ділянки, а саме витрата (або швидкість) охолоджуючої води. Конструкція конденсаційної ділянки забезпечувала швидкість руху води в досліді 0,015...0,05 м/с.

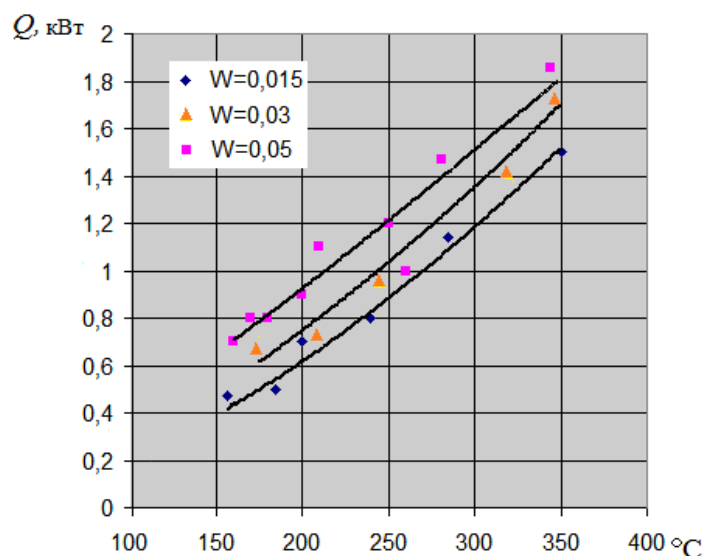


Рис. 2. Залежність теплової потужності термосифона від температури газів

Метою теплового розрахунку термосифонного водогрійного котла з комбінованим опаленням є визначення для заданої теплопродуктивності необхідної теплообмінної поверхні його паливної та утилізаційної частин. Остання складається з поверхні зон кипіння та конденсації термосифонів. Початкові дані до розрахунку паливної частини котла включають його теплопродуктивність, температуру води на вході та виході та її тиск, коефіцієнт корисної дії, марку палива, а утилізаційної частини – номінальну потужність ДВЗ, питому ефективну витрату палива, температуру газів, коефіцієнт надлишку повітря.

Методика теплового розрахунку паливної частини котла наведена у [5]. Особливістю методики теплового розрахунку термосифонної утилізаційної частини є необхідність визначення температури насичення проміжного теплоносія, інтенсивності теплообміну в зонах кипіння та конденсації, а також перевірка термосифонів на критичні теплові навантаження [6]. Результати розрахунку суднового водогрійного термосифонного котла з комбінованим опаленням наведені у таблиці.

Таблиця. Результати розрахунку суднового водогрійного термосифонного котла з комбінованим опаленням

Характеристика	Числове значення
Потужність теплова, кВт:	
паливної частини	73
утилізаційної частини	73
Тиск води робочий пари, МПа	0,12
Температура води, °С:	
на вході	65
на виході	95
Коефіцієнт корисної дії, %	86
Температура газів на виході з паливної частини котла, °С	280
Тип ДВЗ	7L14/21
Температура газів ДВЗ, °С:	
на вході	375
на виході	321
Витрата газів ДВЗ, кг/год	4500
Поверхня нагріву, м ² :	
паливної частини	2,65
утилізаційної частини	6,47
Кількість термосифонів	59
Діаметр труб, м:	
паливної частини	0,045
термосифонів	0,032
Довжина термосифонів, м:	
в зоні кипіння	0,80
в зоні конденсації	0,29
Довжина труб паливної частини котла, м	0,26
Проміжний теплоносій	вода
Середня температура проміжного теплоносія, °С	152
Висота котла, мм	1650
Діаметр котла (без ізоляції), мм	600
Маса котла, кг	

Загальний вигляд суднового водогрійного термосифонного котла з комбінованим опаленням представлений на рис. 3. Котел вертикально-циліндричний складається з двох частин: верхнього водяного корпусу та нижнього газоходу, які приєднані до трубної дошки. Через верхній корпус, де розміщені жарова труба та вертикальні труби конвективного пучка паливної частини котла, протікає вода, що нагрівається. Через нижній газохід, де розміщені зони нагрівання (кипіння) термосифонів, проходять гази ДВЗ. Труби конвективного пучка та зони конденсації термосифонів утворюють кільцеві зазори для проходження води. Термосифони закріплені у трубній дошці за допомогою втулок з різьбою.

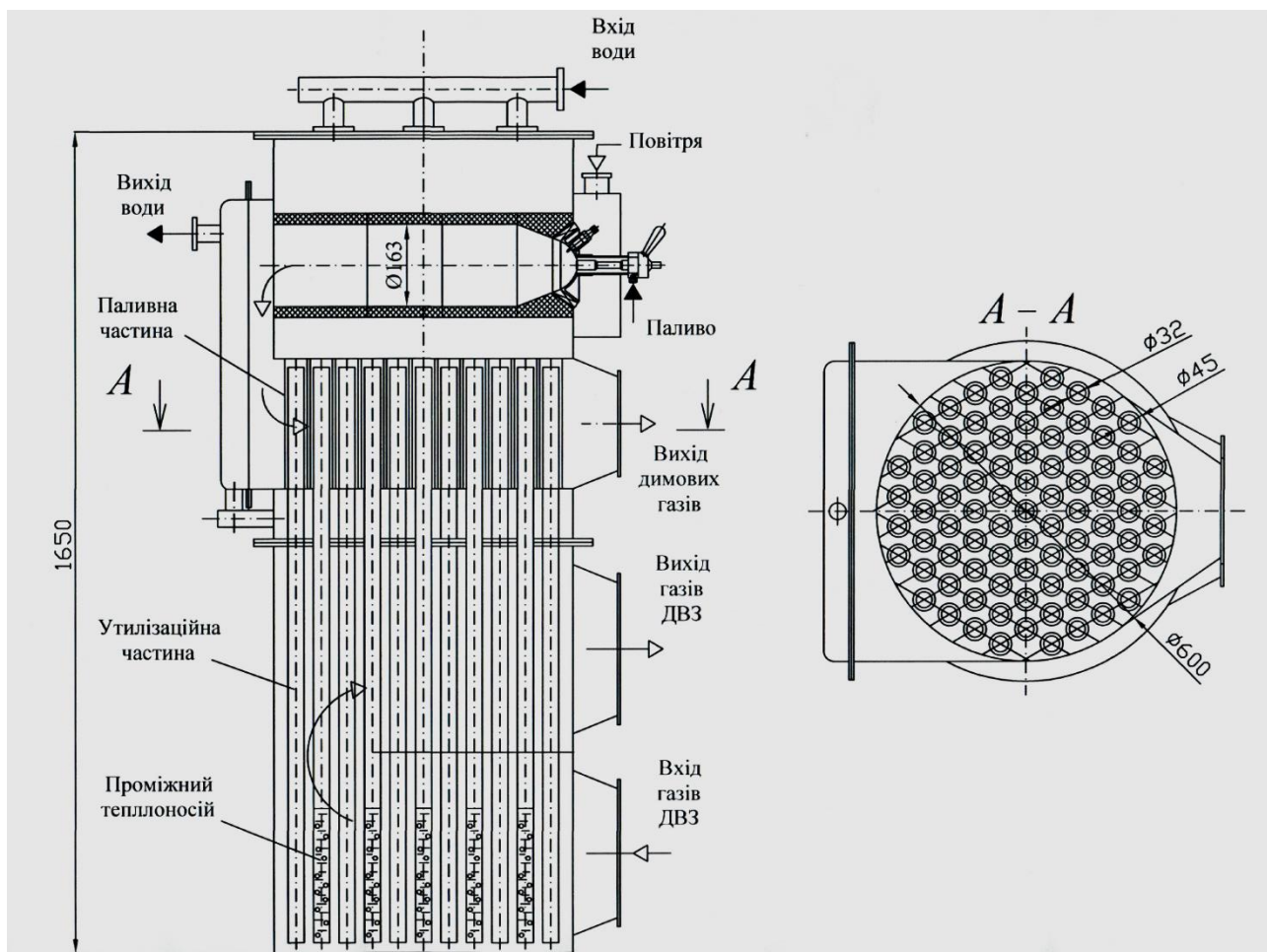


Рис. 3. Загальний вигляд суднового водогрійного термосифонного котла з комбінованим опаленням

Висновки

1. Виконано аналіз конструкцій сучасних суднових котлів з комбінованим опаленням та вказано на їх недоліки. Показано перспективність виконання утилізаційної частини ККО з двофазних гравітаційних термосифонів.
2. Рекомендовано для вибору проміжного теплоносія використовувати фактор теплопереносу, отриманий з умови мінімального падіння температури за довжиною термосифона. За цим фактором найкращим теплоносієм є вода.
3. Проведено візуалізацію процесу кипіння рідини всередині термосифону. Встановлено, що при тепловому навантаженні $q < 3 \text{ кВт/м}^2$ спостерігається безпульсаційний режим кипіння, а при $q > 3 \text{ кВт/м}^2$ – пульсаційний, який супроводжувався періодичним викидом проміжного теплоносія у зону конденсації. На основі досліджень рекомендовано ступінь заповнення термосифонів 20...30 %.
4. Досліджено працездатність та теплову ефективність одиночного термосифону в температурних умовах відпрацьованих газів ДВЗ. Встановлено, що в діапазоні температур газів 150...350 °С тепла потужність термосифона становить 0,4...1,8 кВт. Кризи теплопереносу не спостерігалось.
5. Розроблено методика теплового розрахунку суднового водогрійного котла з комбінованим опаленням, утилізаційна частина якого виконана з термосифонів. Рекомендовано для розрахунку температури проміжного теплоносія використовувати формулу, яка отримана з умови мінімуму сумарної поверхні зон кипіння та конденсації термосифонів.
6. Розроблено конструкцію суднового водогрійного термосифонного котла з комбінованим опаленням. Котел може бути рекомендований для суден малої водотоннажності з водогрійними котельними установками.

Список літератури

1. Єпіфанов, О.А. (2016). *Конструкції суднових котлів*. Миколаїв: НУК.
2. Рыжков, С.В., Епифанов, А.А., Дымо Б.В. (1989). Авторское свидетельство СССР №1451438.
3. Пиоро, И.Л., Антонечко, В.А., Пиоро, Л.С. (1991). *Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами*. Киев: Наукова думка.
4. Гоголев, Г.В., Руденко, В.М., Свириденко, И.И., Сухов А.К. (1985). О выборе теплоносителя для низкотемпературных тепловых труб судовых теплообменных аппаратов. *Инженерно-физический журнал*, 23...28.
5. Єпіфанов, О. А. (2004). *Тепловий розрахунок котельних агрегатів малої потужності*. Миколаїв: НУК.

6. Дымо, Б.В., Епифанов А.А., Чегринцев В.Ф. (2009). Методика расчета утилизационных термосифонных теплообменников энергетических установок. *Збірник наукових праць НУК*, № 4 (427), 119...127.

REFERENCES

1. Yepifanov, O.A. (2016). *Konstruktivni sudnovykh kotliv*. Mykolayiv: NUK. (in Ukrainian).
2. Ryzhkov, S.V., Yepifanov, A.A., Dymo B.V. (1989). *Avtorskoye svidetelstvo SSSR №1451438*. (in Russian).
3. Pioro, I.L., Antonechko, V.A., Pioro, L.S. (1991). *Effektivnyye teploobmenniki s dvukhfaznymi termosifonami*. Kiyev: Naukova dumka. (in Russian).
4. Gogolev, G.V., Rudenko, V.M., Sviridenko, I.I., Sukhov A.K. (1985). O vybere teplonosatelya dlya nizkotemperaturnykh teplovykh trub sudovykh teploobmennyykh apparatov. *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal*, 23...28. (in Russian).
5. Yepifanov, O. A. (2004). *Teplovyu rozrakhunok kotelnykh ahrehativ maloyi potuzhnosti*. My-kolayiv: NUK. (in Ukrainian).
6. Dymo, B.V., Yepifanov A.A., Chegrintsev V.F. (2009). Metodika rascheta utilizatsionnykh termosifonnykh teploobmennikov energeticheskikh ustanovok. *Zбірник naukovykh prats NUK*, № 4 (427), 119...127. (in Russian).

Yepifanov, A.A., Dymo, B.V., Dolganov, Yu. A., Shulev, I.T.

MARINE HOT WATER THERMOSIPHON COMBINED BOILER

Annotation. *The disadvantages of the designs of modern combined boilers are considered. The thermal efficiency of thermosiphons in the temperature conditions of exhaust gases of internal combustion engine was investigated. The design and method of thermal calculation of the marine hot water thermosiphon combined boiler have been developed.*

Keywords: *marine combined boiler, thermosiphon, thermal efficiency of thermosiphons, method of thermal calculation.*

Епифанов, А.А., Дымо, Б.В., Долганов, Ю.А., Шулев, И.Т.

СУДОВОЙ ВОДОГРЕЙНЫЙ ТЕРМОСИФОННЫЙ КОТЕЛ С КОМБИНИРОВАННЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

Аннотация. *Рассмотрены недостатки конструкций современных судовых котлов с комбинированным отоплением. Исследована тепловая эффективность термосифонов в температурных условиях отработанных газов ДВС. Разработана конструкция и методика теплового расчета судового водогрейного термосифонного котла с комбинированным отоплением.*

Ключевые слова: *судовой котел с комбинированным отоплением; термосифон; тепловая эффективность термосифонов, методика теплового расчета.*

УДК 621.9.06

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОРФОЛОГИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОМПАКТНЫХ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Новошицкий Антон Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры ИМ и ТМ НУК, novtsm@gmail.com; Сергиенко Маргарита Александровна, магистрант НУК; Коваль Дмитрий Александрович, магистрант НУК; Лепёхина Ксения Сергеевна, студент НУК; Чикал Михаил Андреевич, студент НУК

Аннотация. *Предложен новый подход к проектированию компактных токарных станков. Разработана морфологическая таблица, позволяющая произвести оптимальный выбор конструктивных решений составных частей компактных токарных станков. Спроектирован и изготовлен действующий экспериментальный образец токарного станка.*

Ключевые слова: *компактные токарные станки; настольные токарные станки; мини токарные станки*

Вступление.

Компактные токарные станки обеспечивают изготовление малогабаритных деталей приборов, различных механизмов, ювелирных изделий. Мини-токарные станки применяются в экспериментальных и модельных лабораториях ВУЗов, НИИ и крупных предприятий, на судах, в автомастерских, на малых производствах и домашних мастерских [1, 2].

В современных условиях используются компактные токарные станки либо зарубежного, либо советского производства, которые по своим технологическим, эксплуатационным или массогабаритным характеристикам зачастую не удовлетворяют конечного пользователя. Восстановление отечественного станкостроения, возможно, может начаться с запуска производства конкурентоспособных компактных станков. Перспективным является создание конструкций малогабаритных токарных станков, оптимальных по критерию минимума приведенных затрат на проектирование и изготовление, обладающих заданными технологическими возможностями [2].

Основная часть.

Традиционным методом проектирования является аналоговый, который заключается в поиске аналогов и создании на их основе конструкций станков путем использования лучших решений, заложенных в этих аналогах [3].

Предлагаемый авторами метод проектирования основан на поиске новых технических решений с помощью морфологического анализа (морфологическая таблица представлена на рисунке 1). Это по сути – модульный

метод проектирования, где модулями являются единичные элементы конструкции станка: тип и форма продольных и поперечных направляющих, конструкция передней бабки, конструкция выходного конца шпинделя, компоновка привода и др.

Оба метода имеют право на существование. Аналоговый метод проще, больше уверенности в работоспособности конструкции, поскольку аналоги уже прошли производственную проверку, однако предлагаемый модульный метод проектирования позволяет создавать принципиально новые конструкции станков, предположительно лучшие по технологичности и обладающие меньшей себестоимостью.

		Варианты							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Морфологические признаки									
А	Конструкция передней бабки								
Б	Тип подшипников шпинделя								
В	Конструкция выходного конца шпинделя								
Г	Форма и конструкция продольных направляющих								
Д	Форма поперечных направляющих								
Е	Тип ременной передачи								
Ж	Тип двигателя								

Рис. 1. Морфологическая таблица

Главное преимущество модульного метода состоит в том, что он позволяет получать конструкции станков, адаптированные к имеющимся технологическим возможностям и наличию готовых или доступных элементов конструкции, что позволяет кардинально сократить сроки на технологическую подготовку производства, снизить себестоимость и сроки изготовления.

На рисунке 1 представлена морфологическая таблица, позволяющая произвести выбор структурных элементов конструкции компактных токарных станков. В качестве морфологических признаков выбраны: конструкция передней бабки, тип шпиндельных подшипников, конструкция выходного конца шпинделя, форма и конструкция продольных направляющих, форма поперечных направляющих, тип передачи вращения с электродвигателя на шпиндель, тип электродвигателя.

На кафедре инженерной механики и технологии машиностроения был спроектирован и изготовлен действующий экспериментальный образец токарного станка (Рис. 2.). При проектировании применялся предлагаемый подход (соответствует формуле А5-Б1-В2-Г16-Д1-Е3-Ж3).

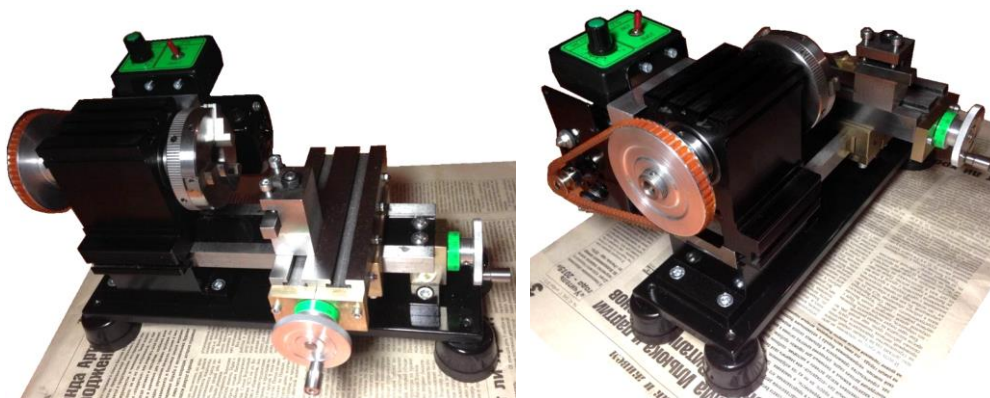


Рис. 2. Токарный мини-станок, изготовленный на кафедре ИМ и ТМ (соответствует формуле А5-Б1-В2-Г16-Д1-Е3-Ж3)

Выводы.

Предложен новый подход к проектированию компактных токарных станков, который основан на применении метода морфологического анализа. Разработана морфологическая таблица, позволяющая произвести оптимальный выбор конструктивных решений составных частей компактных токарных станков. Согласно предложенному подходу был спроектирован и изготовлен действующий экспериментальный образец токарного станка.

Литература.

- [1] Martin, J. (1998) *Tabletop Machining: A Basic Approach to Making Small Parts on Miniature Machine Tools*. Vista, California: Sherline Products Inc.
- [2] Новошицкий, А. В. (2017) *Розробка та проектування малогабаритних токарних верстатів*. Миколаїв: ІМ та ТМ.
- [3] Eichardt, J. (2005) *Kleindrehmaschine im Eigenbau*. Baden-Baden: Verlag für Technik und Handwerk GmbH.

Anton Novoshytskyi, Marharyta Serhiienko, Dmytro Koval, Kseniia Liepokhina, Mykhailo Chikal

The use of morphological analysis in the design of micro lathes

Annotation. A new approach to the design of compact lathes is proposed. A morphological table has been developed that allows for the optimal selection of structural solutions for the components of micro lathes. A working experimental sample of a lathe was designed and manufactured.

Keywords: micro lathe; mini lathe; bench lathe.

Новошицкий А.В., Сергійенко М.О., Коваль Д.О., Лепьохіна К.С., Чікал М.А.

Використання морфологічного аналізу при проектуванні компактних токарних верстатів

Анотація. Запропоновано новий підхід до проектування компактних токарних верстатів. Розроблена морфологічна таблиця, яка дозволяє провести оптимальний вибір конструктивних рішень складових частин компактних токарних верстатів. Спроектовано та виготовлено діючий експериментальний зразок токарного верстата.

Ключові слова: компактні токарні верстати; міні токарні верстати; настільні токарні верстати.

УДК 629.128:621.359.7

**ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК
ФІЗИЧНО-ХІМІЧНОЮ КОРЕКЦІЄЮ СКЛАДУ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ**

Філіпчук Олександр Миколайович, ст. викладач,
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова;
Україна, Миколаїв;
filipschuk5@gmail.com

Анотація. Представлено результати досліджень впливу фізично-хімічної корекції складу водопаливної емульсії (солевмісту і кавітаційної підготовки води для приготування ВПЕ і самої ВПЕ).

Ключові слова. Водопаливна емульсія, солевміст, високотемпературна і низькотемпературна корозія, електродіаліз, кавітація.

Актуальність дослідження. Жорсткість вимог вітчизняних і світових стандартів на викиди шкідливих речовин в атмосферу і водне середовище судновими енергетичними установками (СЕУ) разом із проблемою зростання цін на паливні ресурси збільшують значимість й актуальність завдань, пов'язаних з комплексним підходом ефективного використання паливно-енергетичних і водних ресурсів в цих установках.

Згідно результатам досліджень підвищення техніко-економічних, екологічних і експлуатаційних показників енергетичних установок (особливо дизелів) досягається застосування альтернативних палив шляхом зміни їх фізико-хімічних властивостей і складу, насичення палива повітрям, воднем, нафтовим газом та вводу каталітичних неорганічних речовин в камеру згоряння [1-3].

З погляду енергозбереження і захисту навколишнього середовища одним із напрямків підвищення ефективності комплексного використання палив вважається спалювання важких мазутних палив у вигляді водопаливних емульсій (ВПЕ): при вмісті обезсоленої води до 15...25% за рахунок поліпшення процесів горіння економія чистого палива в котлах досягає до 20...25%, а в ДВЗ до 8...9% [4,5]. Збільшення вмісту води в емульсії до 30...50% призводить до зменшення вмісту токсичних компонентів (NO_x, SO_x, CO, бенз(а)пірену) в 2...3 рази. При водовмісті 25...30% має місце зниження інтенсивності низькотемпературної сірчаноокислотної корозії (НТК) [6].

В зв'язку з погіршенням якості мазутів внаслідок більш глибокої переробки сірчистих нафт та необхідністю використання нафтомастильновмістких вод в якості вторинних паливних ресурсів в ВПЕ відсутні достовірні дані з впливу їх солевмісту на фізико-хімічні процеси і техніко-економічні показники енергоустановок, у тому числі на швидкості НТК і високотемпературної корозії (ВТК) їх елементів.

Для визначення комплексного впливу солевмісту мінеральної частини палива й води, що використовується для приготування ВПЕ і самої ВПЕ, на техніко-економічні і екологічні показники СЕУ та на швидкості НТК і ВТК елементів установки необхідні додаткові дослідження цих процесів.

Мета досліджень - підвищення техніко-економічної ефективності суднових котельних установок, що використовують водопаливні емульсії з підвищеним водовмістом корекцією її фізично-хімічного складу.

Об'єкт досліджень - вплив на ефективність котельних установок процесів підготовки і використання водопаливних емульсій на основі сірчистих мазутів.

Предмет досліджень - закономірності та показники паливної економічності, теплових і шкідливих викидів, інтенсивності низько- та високотемпературних корозій при підготовці і використанні водопаливних емульсій.

В процесі дослідження вирішені наступні завдання:

- визначення впливу складу мазуту і нафтомастильновмістких вод в водопаливних емульсіях різного водовмісту на їх енергоспроможність при умовах аналогічних використанню в котельних установках;

- визначення впливу складу мазуту і нафтомастильновмістких вод в водопаливних емульсіях різного водовмісту на рівень теплових і шкідливих викидів їх продуктів спалення при умовах аналогічних використанню в котельних установках;

- визначення впливу складу мазуту і нафтомастильновмістких вод в водопаливних емульсіях різного водовмісту на інтенсивності низько- та високотемпературних корозій при підготовці і використанні водопаливних емульсій;

- обґрунтувати спосіб підготовки водопаливної емульсії шляхом фізично-хімічної корекції складу для котельних установок;

- розробити схемне рішення комплексної технології підготовки водопаливної емульсії для котельних установок;

- обґрунтувати підвищення техніко-економічної ефективності суднових енергетичних установок, що використовують водопаливні емульсії з підвищеним водовмістом корекцією її складу.

Метод дослідження експериментально-розрахунковий.

Якість горіння мазуту, дизельного палива, ВПЕ на їх основі контролювалась за допомогою хроматографа "Газохром-3101" (вимірювання концентрації H₂, CO, CH₄, O₂ з метою оцінки продуктів недопалу і визначення втрати теплоти від хімічного недопалу q₃) і газоаналізатора ОКСІ-5М з метою визначення концентрації токсичних викидів

SO_2 , NO_x (і окремо NO і NO_2). Порогова чутливість цих газоаналізаторів (в об.%) складає: $5 \cdot 10^{-1}$ по H_2 , $1 \cdot 10^{-3}$ по CO і CH_4 , SO_2 , NO_x , $2 \cdot 10^{-2}$ по O_2 . Відносна погрішність знаходиться на рівні $\pm 5\%$.

При проведенні досліджень кінетики корозійних процесів втрата металу внаслідок корозії знаходилась гравітаційним методом впродовж 2, 4, 8, 12 годин, на основі яких знаходились апроксимаційні рівняння, що дозволило знаходити рівняння для розрахунку швидкості корозії і прогнозування процесу на 1000...3000 годин. Адекватність одержаних рівнянь перевірялась показниками 100-годинних досліджень. З врахуванням терміну досліджень, геометричних розмірів трубних зразків погрішність корозійних процесів склала 10% (при допустимому значенні 20%). Визначення солевмісту води виконувалась хімічними методами, показник рівня кавітаційної обробки води рН оцінювалась за допомогою рН-метра.

Витрата палива і ВПЕ вимірювалась за допомогою спеціального дозуючого пристрою, а постійність витрати палива впродовж дослідів контролювалось по постійності температури газів на виході з топки експериментальної установки. Визначення температури газів на виході з топки виконувалась за допомогою спеціальної екранованої відсосної термопари. Для визначення температур газів по тракту газоходу установки використовувались стандартні термопари.

Вибір для дослідження високотемпературної корозії (ВТК) сталі 20 і сталі 1X18H10T обумовлений тим, що ці сталі знаходяться на протилежних сторонах діапазону корозійної стійкості сталей, що використовуються у ДВЗ, котлах при зміні значень температур металу $t_{ст}$: для сталей 20 – 460...540°C, для сталі 1X18H10T – 540...660°C.

Застосування ВПЕ в дизелях впливає на зношування деталей ЦПГ: можливі зниження й збільшення зношування — залежно від виду зношування (корозійного або абразивного), що переважає в даному двигуні. Дослідження впливу ВПЕ на зношування деталей ЦПГ двигунів при роботі на емульгированому важкому паливі показали, що зношування можна знизити: уведенням обмежень на вміст сірки в базовому паливі й використанням для готування ВПЕ більш якісної води, що містить меншу кількість солей.

Для визначення впливу солевмісту ВПЕ на швидкість корозійних процесів для приготування ВПЕ була використана водопровідна вода з солевмістом 1480 мг/дм³ і дистилат з солевмістом 50 мг/дм³, що забезпечило діапазон зміни солевмісту ВПЕ у межах 17...490 мг/дм³ при водовмісті ВПЕ $W^r = 30\%$. Вибір значення W^r на рівні 30% обумовлений тим, що опубліковані дані зі зниження інтенсивності низькотемпературної сірчаноокислої корозії (НТК) до 0,25 мм/рік (при відсутності «корозійного піку») одержано при $W^r = 25...30\%$.

Використання електродіалізного опріснення (ЕДО) забортної води для підготовки води необхідної якості для ВПЕ надає можливість комплексного використання продуктів цієї технології: ділюату у схемі для кавітаційного приготування ВПЕ, а католіту для зрошення скрубєрів, що забезпечує підвищення еколого-економічних показників ЕУ.

Розглянуті можливості підвищення продуктивності ЕДО при установці додаткових електродів шляхом знаходження і аналізу вольт-амперних характеристик. Розроблена методика визначення запасів прісної води з врахуванням витрат прісної води і палива на підготовку ВПЕ з $W^r = 30\%$ для різних типів суден. При використанні системи кавітаційної циркуляційної обробки забезпечується впродовж ~ 10 хв підвищення рН до стабільного рівня в 1,15 рази.

Згідно проведених досліджень на експериментальній установці при збільшенні водомісткості ВПЕ до ~ 27% і забезпеченні постійного значення теплової потужності камери згоряння, витрата ВПЕ практично дорівнює витраті мазуту, що вказує на забезпечення відповідної економії чистого палива у складі ВПЕ на рівні 25...27%, що приводить до відповідного зниження концентрації SO_2 і CO_2 в димових газах.

Спалювання ВПЕ з водовмістом $W^r \approx 30\%$ призводить до появи в потоці димових газів майже еквімолярного відношення $\text{NO}:\text{NO}_2$, що забезпечує різке збільшення зростання інтенсивності абсорбції SO_2 при тому, що при $W^r \approx 30\%$ створюється концентрація H_2SO_4 (в конденсаті на конденсаційних низькотемпературних поверхнях) біля 57% (по даним теорії сірчаноокислоного виробництва нітрозним методом).

Проведені дослідження електрохімічних процесів корозії (НТК і ВТК), що обумовлюють надійність та довговічність роботи елементів СЕУ, що знаходяться у потоці димових газів [7,8].

Моделювання впливу на інтенсивність корозії зміни солевмісту S_c ВПЕ при $\alpha = 1,5$ і $\alpha = 3,0$ по збитку металу ΔG_k було виконано за допомогою програмного пакету Statgraphics Centurion XV. За допомогою прийнятої математичної моделі кінетики ВТК одержані залежності швидкості корозії від температури стінки за 100, 1000 годин і 3000 годин в залежності від періодичності очистки. Адекватність моделі підтверджена результатами 100-годинних дослідів і порівняннями з опублікованими даними при різних термінах впливу корозії.

За результатами експериментальних досліджень ВТК сталі 20 і 1X18H10T одержані залежності швидкості корозії від температури стінки в межах 460...540°C для сталі 20 і 540...660°C для сталі 1X18H10T і від надлишку повітря α в межах 1,01...3,0 при солевмісті ВПЕ від 17,0 до 490 мг/дм³.

Дослідження ВТК показали, що зі збільшенням солевмісту ВПЕ у вказаних межах швидкість ВТК підвищується в 1,6 рази для сталі 1X18H10T і в 3 рази для сталі 20. При використанні сталі 1X18H10T при температурі стінки 600°C ($\alpha = 3,0$) при солевмісті ВПЕ 17,0 мг/дм³ швидкість ВТК складає 0,22 мм/рік, що в 1,25 рази менше, ніж при спалюванні мазуту. При збільшенні солевмісту ВПЕ у вказаних межах швидкість НТК перебуває на рівні 0,2...0,12 мм/рік при температурах стінки в межах 130...70°C, що нижче допустимого рівня (тобто

підвищення солевмісту мало впливає на НТК внаслідок пасивації поверхні металу оксидами азоту) і тому допустимий солевміст ВПЕ необхідно визначати по інтенсивності ВТК [9].

Виконано регресійний аналіз результатів досліджень ВТК і НТК, який підтвердив їх достовірність.

На основі проведених досліджень інтенсивності ВТК сталі 20 і сталі 1X18H10T, які визначають діапазон стійкості до ВТК застосовуваних в СЕУ сталей при значеннях α 1,5 і 3,0, при значеннях солевмісту ВПЕ в діапазоні 17,0...490 мг/дм³ визначено допустимий рівень швидкості ВТК при різних значеннях t_{ct} і солевмісту ВПЕ. Для обох марок сталей для забезпечення допустимих значень швидкості ВТК (0,3...0,25 мм/рік) рекомендується солевміст ВПЕ нижче 200 мг/дм³. На основі експериментальних і аналітичних досліджень побудовані номограми для визначення швидкості ВТК при різних значеннях α , t_{ct} і солевмісту S_c , які надають можливість визначати допустиме значення швидкості ВТК і ресурс роботи металу енергоустановок при періодичності очистки поверхонь 1000 годин при спалюванні мазуту і ВПЕ з $S_c > 200$ мг/дм³ і 3000 годин при спалюванні ВПЕ з $S_c \leq 200$ мг/дм³ [10]. Проведений регресійний аналіз одержаних залежностей $K = f(t_{ct}, S_c)$; $t_{ct} = f(K, S_c)$ і $S_c = f(K, t_{ct})$ за допомогою програмного пакету Statgraphics Centurion XV підтверджує достовірність проведених експериментальних досліджень і одержаних регресійних рівнянь.

Проведені дослідження дозволили визначити розширення діапазону значень t_{ct} металів при спалюванні ВПЕ: сталі 20 на 10 – 15 °С і сталі 1X18H10T на 15 – 20 °С.

Одержані результати досліджень дають можливість створення ефективної технології одержання необхідної якості і кількості прісної води для приготування ВПЕ. Розглянуті можливості використання електродіалізоної обробки води (ЕДО), яка забезпечує комплексне використання всіх продуктів цього виду обробки: ділюату з властивостями дистилату для приготування ВПЕ з солевмістом на рівні 17,0 мг/дм³, а католіту з лужними властивостями для зрошення скрубєрів у системі очистки газів. Обґрунтована необхідність кавітаційної обробки води і самої ВПЕ. Представлена розробка апарату ЕДО зі встановленням додаткових електродів у міжмембранних просторах, на який одержано деклараційний патент на винахід UA 64384 [11]. На основі проведення аналізу вольт-амперних характеристик різних комбінацій встановлених додаткових електродів при створенні режимів надмежових струмів встановлено, що при такому вдосконаленні конструкції апарату ЕДО забезпечується зростання продуктивності на 16% і виходу по струму на 25% в порівнянні з режимом без подачі потенціалу на додаткові електроди. Розглянуто механізм процесу, що пояснює вказане явище на основі теорії проходження електрохімічних процесів.

Розроблена методика і проведені розрахунки необхідної кількості прісної води для приготування ВПЕ з водомісткістю $W' = 30\%$ з врахуванням можливостей використання нафтомасловмістних вод і оброблених за спеціальною технологією змивок нафтозалишків в танкерах, що забезпечує економію як палива, так і прісної води..

З врахуванням проведених досліджень і останніх досягнень в області обробки води і підготовки ВПЕ розроблена комплексна технологія кавітаційно-електродіалізоної підготовки води на основі розробленого способу підготовки водопаливної емульсії для енергетичних установок, в яких спалюється сірчисте органічне паливо (патент на винахід UA №115037 С2) [12]. При використанні ділюату для підготовки ВПЕ забезпечуються високі техніко-економічні показники роботи (зростання ККД двигунів і котлів на 5...8%, ресурсу роботи в ~1,25 рази). Використання католіту для зрошення скрубєрів з врахуванням підвищення ефективності абсорбції в продуктах горіння ВПЕ дозволяє знизити викиди токсичних NO_x, SO₂, а також CO₂ до рівня існуючих вимог. Ефективність первинного методу зниження токсичних викидів при переході на спалюванні ВПЕ з $W' = 30\%$ в котлах замість мазуту, враховуючи економію чистого палива на рівні 25%, дозволяє знизити концентрації CO₂ в 1,37 рази, SO₂, NO_x в 3,2 рази, що відповідно призведе до зменшення необхідних розмірів скрубєрів, установка яких повинна знизити їх концентрацію до рівня сучасних вимог [13].

Висновки. На основі проведених досліджень і аналізу одержаних даних сформульовані наступні висновки:

- отримані експериментальні дані зі швидкості ВТК сталі 20 і сталі 1X18H10T при спалюванні мазуту М40 і ВПЕ на його основі при зміні солевмісту ВПЕ в діапазоні 16,9...490 мг/дм³, що дозволяють визначити допустиме значення солевмісту ВПЕ, при спалюванні якої забезпечується допустиме значення швидкості ВТК;

- встановлено рівень впливу солевмісту ВПЕ на інтенсивність НТК (діапазон зміни швидкості НТК перебуває в межах 0,2...0,12 мм/рік при температурах стінки в межах 130...70°С, що нижче допустимого рівня (0,3 мм/рік) і значно нижче рівня ВТК і надає можливість суттєво знизити температуру відхідних газів після котлів (до 90...100°С) і підвищити ККД допоміжних котлів до 95%, глибину утилізації вихлопних газів ДВЗ і ГТД до 65%;

- встановлено, що допустимий рівень солевмісту ВПЕ варто визначати по інтенсивності високотемпературної корозії;

- встановлено, що солевміст ВПЕ з $W' = 30\%$ повинен знаходитися в діапазоні 17...200 мг/дм³, що забезпечує зменшення швидкості ВТК до допустимого рівня, що менше швидкості ВТК при спалюванні мазуту;

- розроблені номограми для визначення поточного значення швидкості ВТК в залежності від солевмісту ВПЕ і значень температури поверхні металу при використанні вуглецевої сталі 20 і сталі 1X18H10T;

- розроблені номограми для визначення допустимих значень швидкості ВТК, температури поверхні металу та солевмісту ВПЕ при використанні вуглецевої сталі 20 і 1X18H10T, що забезпечує надійність роботи елементів ДВЗ, котлів;

- розроблені двофакторні моделі і отримані регресійні рівняння залежностей швидкості корозії $K = f(t_{ct}, S_c)$, значення температури поверхні металу $t_{ct} = f(S_c, K)$ та значення солевмісту ВПЕ $S_c = f(K, t_{ct})$ при використанні

вуглецевої сталі 20 і 1X18H10T, що дають можливість знаходити їх поточні і допустимі значення;

- встановлено діапазон розширення значень t_{ct} сталевих поверхонь нагріву при спалюванні ВПЕ з $W^r = 30\%$;
- одержані експериментальні дані досліджень вольт-амперних характеристик показують, що при установці додаткових електродів (одержано патент №UA64384A) збільшується вихід по струму на 25% (продуктивність ЕДО підвищується на 16%);

- визначено діапазон допустимих значень солемісту технічної води для ВПЕ та самої ВПЕ, що дозволяють використання додатково до дистилляту прісної відпрацьованої води після сепарації палива, мастил і в нафтозалишках;

- обґрунтована доцільність та експериментально підтверджена ефективність використання у складі комплексної технології електродіалізних опріснювачів в системах підготовки водопаливних емульсій для ДВЗ і котлів для підвищення довговічності і надійності за рахунок зниження корозійної активності димових газів;

- обґрунтована доцільність та експериментально підтверджена ефективність використання в ДВЗ і котлах ВПЕ на основі кавітаційно-активованої та обробленої в електричному полі води для поліпшення техніко-економічних і екологічних показників енергетичних установок;

- визначені необхідні витрати прісної води для підготовки ВПЕ та джерела їх поповнення;

- запропонована розроблена технологія підвищення ефективності комплексного використання паливно-енергетичних (первинних і вторинних) енергоресурсів, а також водних ресурсів суден, при спалюванні ВПЕ з водомісткістю ~ 30% на основі способу підготовки водопаливної емульсії для енергетичних установок, в яких спалюється сірчисте органічне паливо, на який одержано патент на винахід UA №115037.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Патрахальцев, Н.Н. (1998). *Физико-химическое регулирование дизеля*. Матеріали міжнародно науково-технічної конференції «Двигатель-97», Москва.

2. Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Силин Е.Л. (2008). Повышение динамических качеств автотракторного дизель изменением физико-химических свойств топлив. *Автомобильна промисленность*, 7, 10-13.

3. Горячкин В.Ю., Філіпчук А.Н. (2012). *Влияние качества воды на физико-химические процессы на поверхностях нагрева*, Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали III-ї Міжнародної науково-технічної конференції, Миколаїв: НУК.

4. Давидсон В.В., Елисеєв В.И., Толстопят А.П., Толстопят П.А. (2000). *Сжигание водомазутных эмульсий в тепловых агрегатах*. Матеріали 4-го Минского междунар. форума по тепломассообмену. Т.10, 405-412.

5. Парсаданов И.В. Теплицкий А.А., Карягин И.Н., Солодовников В.В., Кравченко С.А., Ходак П.Г. (2011) Применение водотопливной эмульсии в автотракторном дизеле. Энергетические и экономические показатели. (Часть II). *Двигатели внутреннего сгорания*, 2, 121-123.

6. Горбов В.М., Горячкин А.В. (2003) Исследование интенсивности коррозионных процессов при сжигании водомазутных эмульсий. *Зб. наук. праць УДМУ*, 5(391), 87-95.

7. Филипчук, А.Н. (2016). Высокотемпературная коррозия при сжигании водомазутной эмульсии. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Науковий журнал*, 1(14), 269-281.

8. Филипчук, А.Н. (2016). Влияние солесодержания воды водомазутной эмульсии на скорость низкотемпературной коррозии. *Водний транспорт: Зб. наукових праць Київської державної академії водного транспорту імені гетьмана Петра Конашевича-Сагайдачного*, 2(25), 70-77.

9. Філіпчук, О.М. (2017). Визначення допустимого солемісту водомазутних емульсій. *Вісник Приазовського державного технічного університету: зб. наук. праць*, 35, 70-78.

10. Филипчук А.Н., Горячкин В.Ю. (2017). *Влияние минеральных компонентов воды на допустимое солесодержание водотопливных эмульсий*, Суднова енергетика: стан та проблеми. Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції, Миколаїв: НУК.

11. Шевченко В.В., Філіпчук О.М., Бобошко І.В. (2004). Декларацій патент України на винахід UA 64384 А, Електродіалізний апарат. Київ: Державний департамент інтелектуальної власності.

12. Горячкин В.Ю., Горячкин А.В., Акімов О.В., Корнієнко В.С., Філіпчук О.М., Тендітний Ю.Г. (2017). Патент України на винахід UA 115037 С2. Київ: Міністерство економічного розвитку і торгівлі України.

13. Шевченко В.В., Филипчук А.Н., Горячкин В.Ю. (2016). *Снижение токсичности дымовых газов при использовании электродиализной обработки воды для водотопливных эмульсий*, Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції, Миколаїв: НУК.

REFERENCES

1. Patrakhal'tsev, N.N. (1998). Fiziko-khimicheskoye regulirovaniye dizelya. Materialy mizhdunarodno nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Dvigatel'-97», Moskva.

2. Patrakhal'tsev, N.N., Sobolev I.A., Silin Ye.L. (2008). Povysheniye dinamicheskikh kachestv avtotraktornogo dizel izmeneniyem fiziko-khimicheskikh svostv topliv. Avtomobil'na promyshlennost', 7, 10-13.

3. Goryachkin V.YU., Filipshchuk A.N. (2012). Vlyuanye kachestva vody na fizyko-khymicheskye protsessy na poverkhnostyakh nahreva, Innovatsiyi v sudnobuduvanni ta okeanotekhnitsi: Materialy III-yi Mizhnarodnoyi naukovotekhnichnoyi konferentsiyi, Mykolayiv: NUK.

4. Davidson V.V., Yeliseyev V.I., Tolstopyat A.P., Tolstopyat P.A. (2000). Szhiganiye vodomazutnykh emul'siy v teplovyykh agregatakh. Materialy 4-go Minskogo mezhdunar. foruma po teplomassoobmenu. T.10, 405-412.
5. Parsadanov I.V. Teplitskiy A.A., Karyagin I.N., Solodovnikov V.V., Kravchenko S.A., Khodak P.G. (2011) Primeneniye vodotoplivnoy emul'sii v avtotraktornom dizele. Energeticheskiye i ekonomicheskiye pokazateli. (Chast' II). Dvigateli vnutrennego sgoraniya, 2, 121-123.
6. Zavgorodniy, B. (2006) Primeneniye gidrodinamicheskikh ustroystv v modernizatsii sudovykh sistem toplivopodgotovki. Sudokhodstvo, 9(123), 52-54
7. Fylypshchuk, A.N. (2016). Vysokotemperaturnaya korroziya pry szhyhaniy vodomazutnoy emul'syy. Naukovyy visnyk Khersons'koyi derzhavnoyi mors'koyi akademiyi: Naukovyy zhurnal, 1(14), 269-281.
8. Fylypshchuk, A.N. (2016). Vliyaniye solesoderzhaniya vody vodomazutnoy emul'syy na skorost' nyzkotemperaturnoy korroziy. Vodnyy transport: Zb. naukovykh prats' Kyivskoyi derzhavnoyi akademiyi vodnoho transportu imeni het'mana Petra Konashevycha-Sahaydachnoho, 2(25), 70-77.
9. Filipshchuk, O.M. (2017). Vyznachennya dopustymoho solevmistu vodomazutnykh emul'siy. Visnyk Pryazovs'koho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu: zb. nauk. prats', 35, 70-78.
10. Filipshchuk A.N., Goryachkin V.YU. (2017). Vliyaniye mineral'nykh komponentov vody na dopustimoye solesoderzhaniye vodotoplivnykh emul'siy, Sudnova enerhetyka: stan ta problemy. Materialy VIII Mizhnarodnoyi naukovotekhnichnoyi konferentsiyi, Mykolayiv: NUK.
11. Shevchenko V.V., Filipshchuk O.M., Boboshko I.V. (2004). Deklaratsiy patent Ukrayiny na vynakhid UA 64384 A, Elektrodializnyy aparat. Kyiv: Derzhavnyy departament intelektual'noyi vlastnosti.
12. Horyachkin V.YU., Horyachkin A.V., Akimov O.V., Korniyenko V.S., Filipshchuk O.M., Tenditnyy YU.H. (2017). Patent Ukrayiny na vynakhid UA 115037 S2. Kyiv: Ministerstvo ekonomichnoho rozvytku i torhivli Ukrayiny.
13. Shevchenko V.V., Filipshchuk A.N., Goryachkin V.YU. (2016). Snizheniye toksichnosti dymovykh gazov pri ispol'zovanii elektrodializnoy propitki vody dlya vodotoplivnykh emul'siy, Innovatsiyi v sudnobuduvanni ta okeanotekhnitsi: materialy VII Mizhnarodnoyi naukovotekhnichnoyi konferentsiyi, Mykolayiv: NUK.

Filipshchuk O.M.

IMPROVING THE TECHNICAL, ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL EFFICIENCY OF SHIP BOILER PLANTS BY PHYSICO-CHEMICAL CORRECTION OF THE COMPOSITION OF WATER-FUEL EMULSIONS

The results of studies of the influence of physico-chemical correction of the composition of a fuel-oil emulsion (salinity and cavitation preparation of water for the preparation of water-fuel emulsion and water-fuel emulsion itself) are presented.

Keywords: water-fuel emulsion, salt content, high-temperature and low-temperature corrosion, electrodialysis, cavitation.

Филипщук А. Н.

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКОЙ КОРРЕКЦИЕЙ СОСТАВА ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ.

Представлено результаты исследований влияния физико-химической коррекции состава водотопливной эмульсии (солевого содержания и кавитационной подготовки воды для приготовления ВТЭ и самой ВТЭ).

Ключевые слова: водотопливная эмульсия, содержание, высокотемпературная и низкотемпературная коррозия, электродиализ, кавитация.

УДК 629.12

ВИКОРИСТАННЯ КОМПОЗИТНИХ ЗАМІННИКІВ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ МОНТАЖУ СДВЗ

Уваров В.А., к.т.н., доцент;

Хоменко В.С., викладач;

Дряблов О.В.; Лавринюк Р.С., студенти

Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова

Анотація. У роботі розглянуто основні характеристики композитних замінників різних фірм виробників, що використовуються для монтажу судових двигунів внутрішнього згоряння та розроблено рекомендації щодо їх використання. Зазначено недоліки та переваги традиційних та перспективних методів монтажу.

Ключові слова: ФМВ, ЕРУ, Chockfast, СДВЗ

Пластмаси для фундаментних підкладок були розроблені головним чином для спрощення і скорочення часу монтажу ГД та інших механічних машин суден. Традиційний метод установки цих об'єктів із застосуванням металевих підкладок характеризувався багатьма недоліками, до числа яких можна віднести: механічну обробку фундаментної плити і металевих підкладок, а також багато інших трудомістких і тривалих операцій. Вимоги до монтажу головних двигунів дуже високі, в зв'язку з чим монтаж головного двигуна на металевих підкладках досить трудомісткий, дорогий і тривалий процес, який виконується протягом 2-3 тижнів.

Застосування підкладок з пластмаси, литих "на готово", під відповідним чином встановленим двигуном спрощує процес монтажу. Завдяки використанню пластмасових підкладок значно скорочується час і знижується вартість монтажу, тобто це набагато вигідніше з техніко-економічної точки зору.

ФМВ - формована, малоусадочна пластмаса з волокнистим наповнювачем. Ця пластмаса складається, вагових частин:

Епоксидна смола ЕД-5	3,0;	
Поліетилен поліамін		0,45;
Дібутилфталат	0,3;	
Скловолокно		1,0;
Азбестове волокно		1,0.

ФМВ після приготування полімеризується і приблизно за годину після замісу втрачає еластичний стан. У затверділому стані пластмаса має міцність на згин 90,0...140,0 МПа, міцність на розтягання 30,0...31,0 МПа, її густина складає 1,42 г/см³. При затвердінні ФМВ зберігає свої міцнісні характеристики при тривалому перебуванні в морській воді, маслі і при охолодженні до -40 °С; при нагріві до 100 °С її фізичні властивості поліпшуються [1].

Пластмаса ЕРУ визнана провідними виробниками суднових двигунів і класифікаційними товариствами на рівні з пластмасами CHOCKFAST ORANGE і EPOCAST 36 пропонуваними компаніями західних країн, що в даний час входять до складу американського концерну ILLINOIS TOOLS WORKS (ITW). Вона має також сертифікати відповідних вітчизняних установ, що допускають її застосування при будівництві доріг і мостів, а також при монтажі машин і пристроїв, що використовуються в гірничодобувній промисловості [2].

У таблиці 1 наведені найважливіші властивості польської пластмаси ЕРУ, а також (для порівняння) властивості деяких закордонних пластмас. Дані про властивості ЕРУ підтверджені випробуваннями, проведеними в лабораторії Lloyd's Register of Shipping в Лондоні.

Таблиця 1. Основні властивості пластмас, що застосовуються в якості фундаментних підкладок машин

Назва величини	Назва пластмаси		
	ЕРУ	Chockfast Orange	EpoCast 36
Міцність на стиск, МПа	169	131	164
Модуль пружності, МПа	4915	3682	5610
Міцність на розтяг, МПа	46	34	49,4
Міцність на зсув, МПа	59,1	37,3	—
Твердість, °В	52	40 — 44	55
Щільність, кг/м ³	1590	1580	—
Повзучість при температурі 70 ° С в залежності від стискаючої напруги, мм:			
3,4 МПа	0,011	0	0,020
6,3 МПа	0,011	0,076	0,024
13,8 МПа	0,015	0,178	0,036
27,6 МПа	0,058	0,305	0,080
Час твердіння в залежності від температури (в годинах)	24 год при 20 °С 48 год при 15 °С	24 год при 20 °С 48 год при 15 °С	24 год при 20 °С 48 год при 16 °С

Фундаментні болти, що кріплять головний двигун, можуть бути вставлені з деякими зазором (рис.1 а, б) або підігнані в отворах (рис. в, г, д). У першому випадку в отвори для болтів (перед литтям підкладок) вставляються еластичні трубки з гуми або поліуретану. У разі болтів з посадкою в металі (рис. 1 е), спочатку необхідно просвердлити отвори, потім встановити підігнані болти і тільки тоді форми заливають пластмасою. Обробка пригнаних болтів та їх отворів операція дуже трудомістка і вимагає тривалого часу, особливо при великих діаметрах отворів. При болтах з посадкою в пластмасі (рис. 1 г, д), спочатку встановлюються болти, а потім навколо них відливаються підкладки спільно із втулками [3, 4, 5].

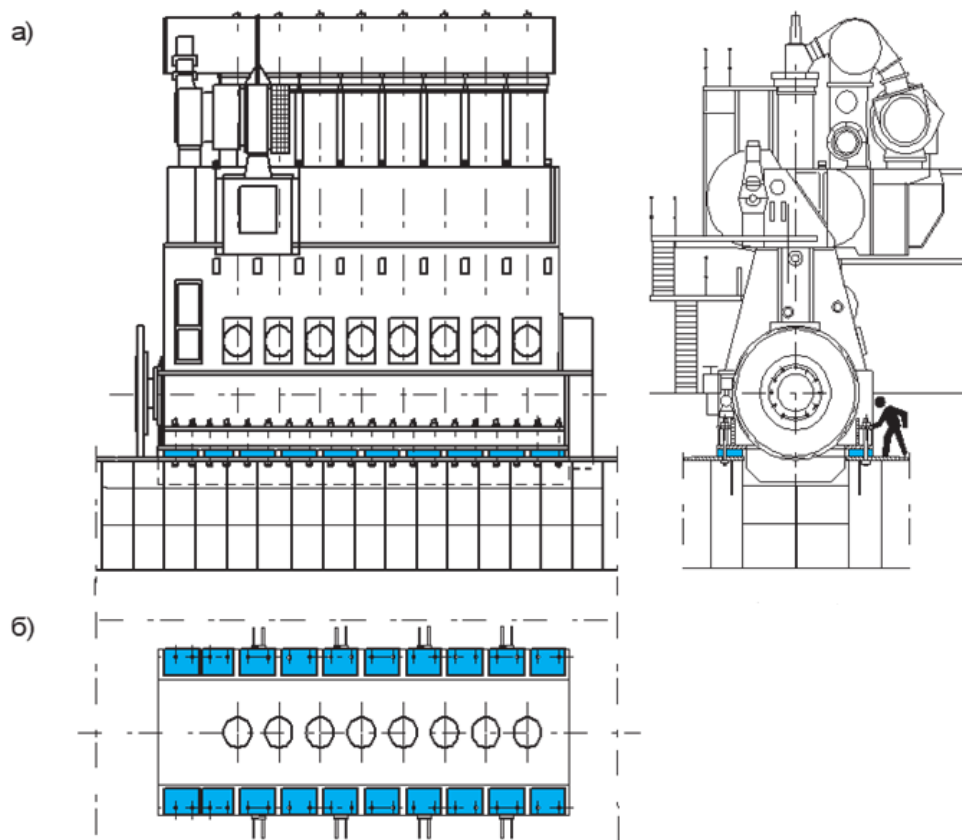


Рис. 2 Головний судновий двигун Sulzer 8RTA68T-B встановлений на підкладках з пластмаси а) загальний вид; б) розміщення фундаментних підкладок

Висновки Застосування підкладок з полімерного швидко твердіючого матеріалу які відливаються по місцю застосування дозволяє значно скоротити час та трудомісткість монтажу головного двигуна в порівнянні з традиційними металевими підкладками. Фундаментні підкладки з пластмаси краще амортизують коливання і ефективно знижують рівень шумів. На контактних поверхнях підкладок з рамою машини і фундаменту не відбувається корозія тертя, вибивка поверхонь та інші форми зносу. Використання пригнаних болтів в пластмасі також значно зрощує процес монтажу, та к як пригонка болтів в пластмасі зводиться до вкладення їх з деяким зазором в отвори плити фундаменту і рами ГД і заливкою форми пласт-масою до рівня поверхні рами ГД.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кравченко В.С. (1975) *Монтаж судових енергетических установок.* - Л.: Судостроение. - 256 с.
2. Karol G., Wiesław J. (2003) *Установка машин и устройств на фундаментных подкладках, литых из пластмассы ЕРУ.*
3. Пирианиан Б.Н. (1985) *Технология монтажа и ремонта СЭУ.* - Л.: Судостроение. - 245 с.
4. ОСТ 5.9814-80 (1982) *Установка механизмов и оборудования на подкладках из пластмассы. Типовой техпроцесс*
5. Ткаченко С.Г. (2015) *Технологія побудови та монтажу двигунів внутрішнього згорання* : методичні вказівки до виконання технологічного розділу дипломного та курсового проектування. Херсон. – 22 с.

Uvarov V., Khomenko V., Driablov O., Lavryniuk R.

USE OF COMPOSITE MATERIAL SUBSTITUTES FOR INSTALLATION OF MICE

Abstract. The main characteristics of composite substitutes of various manufacturers used for the installation of marine internal combustion engines are considered and recommendations for their use are developed. The disadvantages and advantages of traditional and promising installation methods are indicated.

Key words: MSP, EPY, Chockfast, MICE

Уваров В.А., Хоменко В.С., Дряблов А.В.; Лавринюк Р.С.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПОЗИТНЫХ ЗАМЕНТЕЛЕЙ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ МОНТАЖА СДВС

Аннотация. В работе рассмотрены основные характеристики композитных заменителей разных фирм производителей, используемых для монтажа судовых двигателей внутреннего сгорания и разработаны рекомендации по их использованию. Указаны недостатки и преимущества традиционных и перспективных методов монтажа.

Ключевые слова: ФМВ, ЕРУ, Chockfast, СДВС

УДК 004.724.2

АВТОМАТИЗАЦІЯ КОНТРОЛЮ СУДОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ОБ'ЄКТІВ ЗА ДОПОМОГОЮ PLC - ТЕХНОЛОГІЙ

Анастасенко С. М. к.т.н., Урсуленко І.О. зав. лаб.

Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

Україна. м. Первомайськ

ondi2008@ukr.net

Анотація Представлено огляд і даний короткий аналіз основних характеристик, переваг і недоліків технології PLC (Power Line Communication). Розглянуто основні структурні схеми PLC. Запропоновано приклади пристроїв, використовуваних для організації мереж на основі PLC

Ключові слова: високошвидкісні мережі, технологія передачі даних, технологія інформаційного обміну, трансформаторна підстанція, пристрій збору і передачі даних, передачі даних по електромережах, розподільна підстанція

Вступна частина. Проблема побудови гнучких широкополосних і високошвидкісних мереж є особливо актуальною. Причому, при достатку різноманітних рішень у побудові таких мереж, на перший план виходять питання стабільності роботи, мобільності і простоти монтажу мережі, безпеки інформації і можливості простого розширення мережі. Одним з рішень цієї проблеми є технологія PLC.

Незважаючи на те, що PLC - відносно новий продукт на ринку мережних комунікацій, його розвиток відбувається швидкими темпами. Впровадження цих технологій у життя вже не дослідницький експеримент, а цілком реальний користувальницький проект [1].

Розглянута технологія передачі даних має дуже широкий спектр застосування, оскільки вона досить просто конфігурується. На сьогоднішній день в PLC існує кілька основних стандартів на передачу даних по широкополосним і вузькополосним каналам. Розробкою цих стандартів займаються альянси комерційних корпорацій, більшість із яких також роблять устаткування для побудови PLC мереж.

Метою є огляд сучасних комунікацій на основі PLC технологій, технічних характеристик PLC мереж і стандартів для їхнього використання, дослідження ринку апаратних пристроїв для організації PLC мереж.

Основна частина. Автоматизація процесу і контроль різних параметрів на енергетичному об'єкті може бути реалізована за допомогою PLC (Power Line Communication) технологій. PLC - технологія інформаційного обміну, заснована на використанні силових електромереж. PLC модем передає сигнал по силовому кабелі за допомогою височастотного трансформатора. Як канали зв'язку використовуються силові кабелі 0,4 кВ, 6 кВ і 10 кВ. Передача даних по електромережах реалізується по-різному, залежно від рівня напруги на кабелі. У мережах напругою 6 кВ і вище дані передаються безпосередньо по силовому кабелі. Передача даних у мережах 0,4 кВ може бути реалізована як по двох фазах, так і по одній фазі і нулю. Умови надійної передачі даних: 1 - необхідно щоб кабель був під напругою; 2 - необхідно щоб силовий кабель перебував під навантаженням. У протилежному випадку, можливе загасання переданого сигналу або повна втрата переданої посилки.

Переваги автоматизації процесів і телеметрії енергетичних об'єктів з використанням PLC - технологій: 1. Використовують вже існуючі, великі електромережі об'єкта, тобто не треба прокладати нові канали зв'язку; 2. PLC - модеми не піддані впливу індуктивних перешкод, висока перешкодозахисність; 3. Швидкість передачі даних по PLC каналу 19200 бод.

Проте, є і недоліки. Так на вірогідність передачі даних дуже сильний вплив роблять перешкоди від різних електроприладів, ламп денного висвітлення і т.п., які створюють безперервні перешкоди в проводах. Найбільш відчутний вплив імпульсних перешкод (тривалість до 1 мкс), що виникають при роботі електродвигунів, НВЧ печей, зварювального устаткування. Однак надійні методи шифрування і кодування даних, застосовувані в PLC технологіях, забезпечують не тільки високий рівень вірогідності при передачі інформації, але і її захист від несанкціонованого доступу [2]. Застосування АСК на базі PLC технологій актуально для різноманітних енергетичних об'єктів, у тому числі і для автоматизованого керування судном.

Структурна схема автоматизації представлена на рис 1. АСК (Автоматична система керування) складається з: 1. Сервера збору даних; 2. ПЗ (програмного забезпечення) на основі SCADA системи; 3. АРМ (місце оператора); 4. PLC модемів, що передає дані по кабелях; 5. ПЗПД (Пристрій збору і передачі даних) який безпосередньо збирає, зберігає дані, а так само управляє об'єктами.

Основним сполучним компонентом у технологіях, заснованих на PLC мережах, є модем. Так мікросхеми і модулі для вузькополосних PLC модемів застосовуються в складі різних виробів побутового і енергетичного призначення на судах. Наприклад, при створенні систем автоматизованого контролю і обліку витрати палива, у лічильниках витрати води і теплових лічильників. Зняття показань із таких приладів можна виконувати дистанційно. Ще один з напрямків застосування вузькополосних модемів - керування освітленням і створення приладів для автоматичного керування судном [3].

Для прикладу, розглянемо варіант опитування пристроїв розташованих на ТП-1 (трансформаторна підстанція). На сервері формується посилка, у якій вказуються адреси PLC модемів, що формують шлях до об'єкта. Наприклад до ТП-1 необхідно вказати адреси PLC модемів: 1, 4 і 6. Також у посилці вказується операція, що повинна бути виконана ПЗПД, і номер ПЗПД. Далі посилка передається перетворювачу інтерфейсу, що передає її в локальну мережу PLC - модему. PLC - модем з отриманої посилки виключає свою адресу і передає вкорочену посилку далі на РП (розподільна підстанція) (у прикладі модему №2). Модем №2 передає отриману посилку в локальну мережу РП. Як локальна мережа на об'єктах використовуються RS-485. У посилці, що перебуває в локальній мережі, зазначений номер PLC модему, що повинен далі відправити посилку на ТП-1. Кожний із трьох PLC модемів, представлених на малюнку 1, порівнює свою адресу з адресою в посилці. Модем №4 визначає, що ця посилка призначена йому, бере її і виключає з посилки свою адресу, відправляючи посилку на ТП-1 модему №6. Модем №6, приймаючи посилку і, знайшовши там свою адресу, виключає його з посилки і викладає отриману інформацію в локальну мережу. У локальній мережі перебуває ПЗПД, що приймає посилку, у якій зазначений номер ПЗПД і інформація про те, що необхідно виконати.

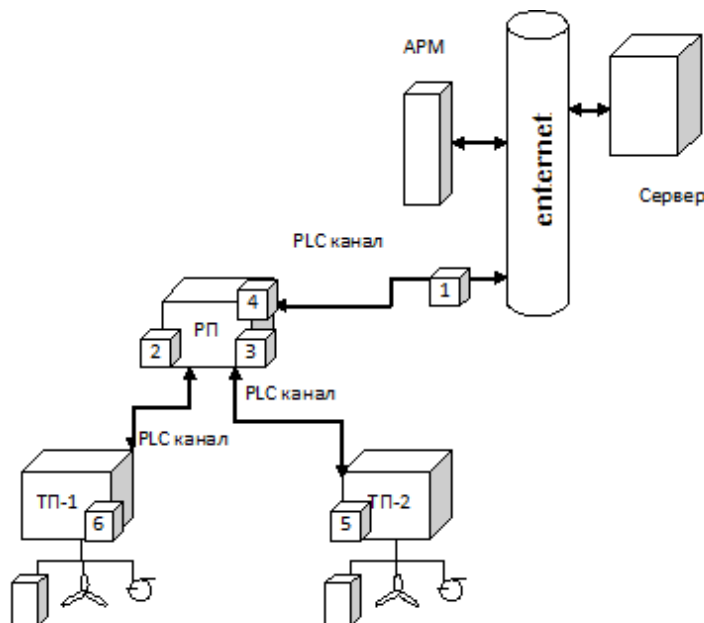


Рис 1. Структурна схема автоматизації

Посилка, відправлена від ПЗПД до сервера, формується в такий спосіб. ПЗПД зібравши дані, відправляє їх у локальну мережу ТП-1, модем №6 бере посилку і передає її вищестоящому модему на РП. Модем №2, знаючи що він головний на РП, бере цю посилку і опрацює вищестоящому модему. Відповідно до цього алгоритму дані доходять до сервера, і за допомогою SCADA системи відображається на АРМ.

Кожен модем містить у пам'яті індивідуальну адресу і адресу головного модему на об'єкті. Кожному PLC - модему привласнюється адреса, що складається із трьох байтів: молодший (адреса PLC модему), середній (номер головного модему на об'єкті) і старший (ознака об'єкта).

Висновок. Поширеність електричних мереж 220-380 В, відсутність необхідності проведення дорогих робіт із прокладки кабелів привертають увагу до цих мереж як до середовища передачі даних. Існує кілька технологій широкополосного доступу в Інтернет (xDSL, Wi-Fi і ін.), але ні одну з них поки не можна назвати "ідеальною технологією останньої ланки".

Переваги передачі даних по електромережам визначаються тим, що мережа може бути розгорнута на будь-якій ділянці, на якому є лінії електропостачання. Особливо приваблива ця технологія для цивільних судів для контролю енергетичних систем.

Список літератури.

1. White Paper: Comparison Of Access Technologies. - OPERA Consortium, 2009 www.ist-opera.org.
2. Gagliardo P. Take advantage of powerline communications in nextgen home networking & IPTV designs. CommsDesign, 2009.
3. Охрименко В. Р. Технологии передачи данных по электросетям, часть 2 // Электронные компоненты и системы. - 2009. - №9. - С.18 - 25.

REFERENCES

1. White Paper: Comparison Of Access Technologies. - OPERA Consortium, 2009 www.ist-opera.org.
2. Gagliardo P. Take advantage of powerline communications in nextgen home networking & IPTV designs. CommsDesign, 2009.

3. 3. Okhrimenko V. Tekhnologicheskiye peredachi dannykh po elektrosetyam, chast' 2 // Elektronnyye komponenty i sistemy. - 2009. - №9. - S.18 - 25. (in Russian)

Anasnasenko S, Ursulenko I.

Automation of control of judicial power objects by means of PLC – technologies

Annotation. *It is presented survey and this short analysis of the main characteristics, advantages and shortcomings of PLC technology (Power Line Communication). It is considered the main block diagrams of PLC. It is offered examples of the devices used for the organization of networks on the basis of PLC.*

Keywords: high-speed networks, data transmission technology, technology of information exchange, transformer substation, the device of collecting and data transmission, data transmission after power supply networks, distribution substation

Анастасенко С.Н., Урсуленко И.А.

Автоматизация контроля судовых энергетических установок с помощью PLC - технологий

Аннотация *Представлен обзор и дан краткий анализ основных характеристик, преимуществ и недостатков технологии PLC (Power Line Communication). Рассмотрены основные структурные схемы PLC. Предложено примеры устройств, используемых для организации сетей на основе PLC*

Ключевые слова: высокоскоростные сети, технология передачи данных, технология информационного обмена, трансформаторная подстанция, устройство сбора и передачи данных, передачи данных по электросетям, распределительная подстанция

УДК 621. 181. 27

ТЕРМОСИФОННИЙ КОТЕЛ-УТИЛІЗАТОР ДЛЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ГТД-110

Анастасенко Сергій Миколайович, к.т.н, ondi2008@ukr.net

Єпіфанов Олександр Анатолійович, к.т.н, професор, epifanov.nuk@gmail.com.

Долганов Ю.А., к.т.н., асистент, yuri.dolganov1987@gmail.com

Стоцький О.М. магістрант

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Анотація. *Розглянуто недоліки конструкцій сучасних котлів-утилізаторів для парогазових установок. Досліджено теплову ефективність термосифонів великої довжини ($l/d > 100$) в температурних умовах відхідних газів газотурбінних двигунів. Розроблено конструкцію та методику теплового розрахунку термосифонного котла-утилізатора.*

Ключові слова: *парогазова установка, котел-утилізатор, термосифон, теплова ефективність.*

Вступна частина

Найбільш перспективною енергетичною установкою, що відрізняється простотою й високою ефективністю виробництва електричної та теплової енергії, є парогазова установка (ПГУ). Така енергетична установка працює за комбінованим (бінарним) парогазовим циклом Брайтона-Ренкіна: газотурбінний двигун (ГТД) – котел-утилізатор (КУ) – парова турбіна (ПТ). Утилізація теплоти відпрацьованих газів ГТД, які мають температуру 400...550 °С, дозволяє отримати пару високих параметрів. Її можна використати не тільки для теплопостачання, але й у ПТ, що працює на генератор. Це дає можливість підвищити потужність установки до 50 % від потужності ГТД без додаткової витрати палива. Парогазові установки при роботі в конденсаційному режимі відпускають споживачам електроенергію із ККД 50...60 %. Коефіцієнт використання теплоти для таких установках може перевищувати 80 %. Експлуатаційні витрати потужної сучасної ПГУ вдвічі нижче в порівнянні з витратами пилувугільної ТЕС, а їх строки будівництва ПГУ, особливо при поетапному введенні в експлуатацію, набагато коротші [1].

Для запровадження ПГУ з ГТД необхідно розробити комплекс нового обладнання, зокрема котли-утилізатори. Залежно від схеми ПГУ в КУ генерується пара від одного до трьох тисків, підігріваються вода й конденсат, виробляється технологічна пара. Такі КУ відрізняються складністю конструкції, великими масогабаритними показниками, значною паропродуктивністю. Паропродуктивність КУ у парогазових установках з ГТД-110 сягає 200 т/год. За конструктивним виконанням КУ можуть бути таких типів: а) горизонтального або вертикального компонування; б) із природною або багатократною примусовою циркуляцією. На рис. 1 показана найбільш поширена в ПГУ конструкція парового вертикального змішувального КУ з багатократною примусовою циркуляцією [1].

Перспективним є застосування в конструкції котла-утилізатора двофазних гравітаційних термосифонів. Термосифон являє собою замкнену порожнину – трубу 6 з верхнім та нижнім днищами (рис. 2), яка частково заповнена теплоносієм 5. В ньому здійснюється замкнений випарно-конденсаційний цикл за умовами підведення та відведення теплоти. Поверхню нагрівання термосифону можна розділити на три зони: випарну 1, адіабатну або транспортну 6 і конденсаційну 2. При розміщенні випарника в середовищі, температура якої вище температури

насичення при робочому тиску, теплоносії кипить. Пара 3, що утворюється, транспортується вгору до конденсаційної зони, де теплота відводиться та пара конденсується. Плівка конденсату 4 стікає вниз під дією сили тяжіння. Питома теплота конденсації велика, і навіть при дуже малій різниці температур між кінцями термосифону він може передавати значний тепловий потік [2].

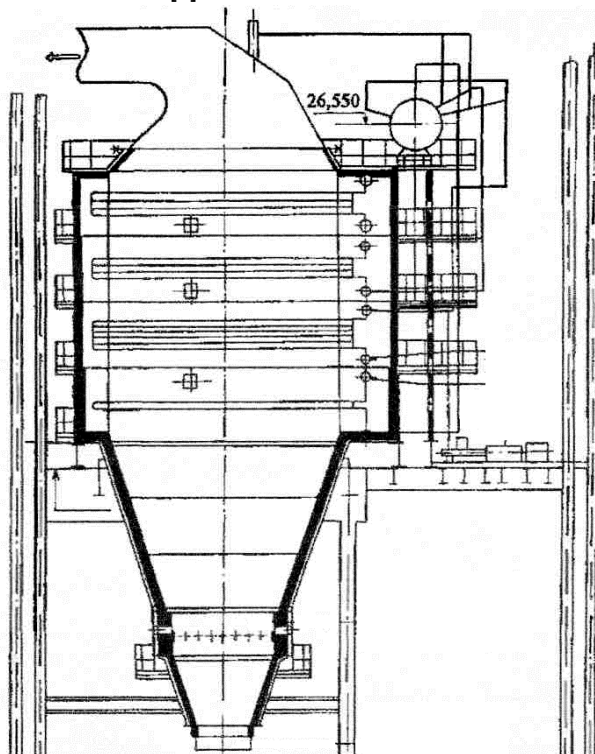


Рис. 1. Котел-утилізатор вертикального компонування для ПГУ

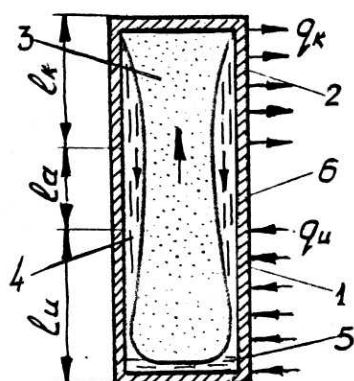


Рис. 2. Робочі процеси у двофазному гравітаційному термосифоні.

Мета роботи – дослідження ефективності роботи термосифонів великої довжини та розробка конструкції термосифонного котла-утилізатора для ПГУ з ГТД 110.

Основна частина. У порівнянні з традиційними змійовиковими конструкціями застосування термосифонів дозволяє створити надійний і простий у виготовленні котел-утилізатор, який має такі переваги:

надійність роботи завдяки автономності роботи кожного термосифона, які не зв'язані між собою (руйнування стінки термосифона – це лише часткова відмова, яка не призводить до повної відмови котла);

відсутність згинів труб, де найчастіше відбувається інтенсивний знос та руйнування стінок труб, що не тільки підвищує надійність конструкції, але й зменшує трудомісткість виготовлення КУ;

можливість виконання поверхні нагріву КУ з уніфікованих секцій, що спрощує монтаж котла та підвищує його ремонтпридатність;

природна циркуляція робочого тіла дозволяє відмовитись від використання циркуляційного насоса, що спрощує установку та експлуатацію котла.

Кафедрами Технічної теплофізики та суднових паровиробних установок і Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики розроблено конструкцію котла-утилізатора для ГТД-110, паротвірна поверхня нагріву якого виконана з двофазних гравітаційних термосифонів, об'єднаних в уніфіковані секції [3]. Котел-утилізатор горизонтального компонування, двох тисків, барабанного типу з природною циркуляцією. За

ходом газів у горизонтальному газоході послідовно розміщені такі поверхні нагріву: пароперегрівник високого тиску; паротвірна поверхня високого тиску; пароперегрівник низького тиску; паротвірна поверхня низького тиску; газовий підігрівник конденсату, рис. 3.

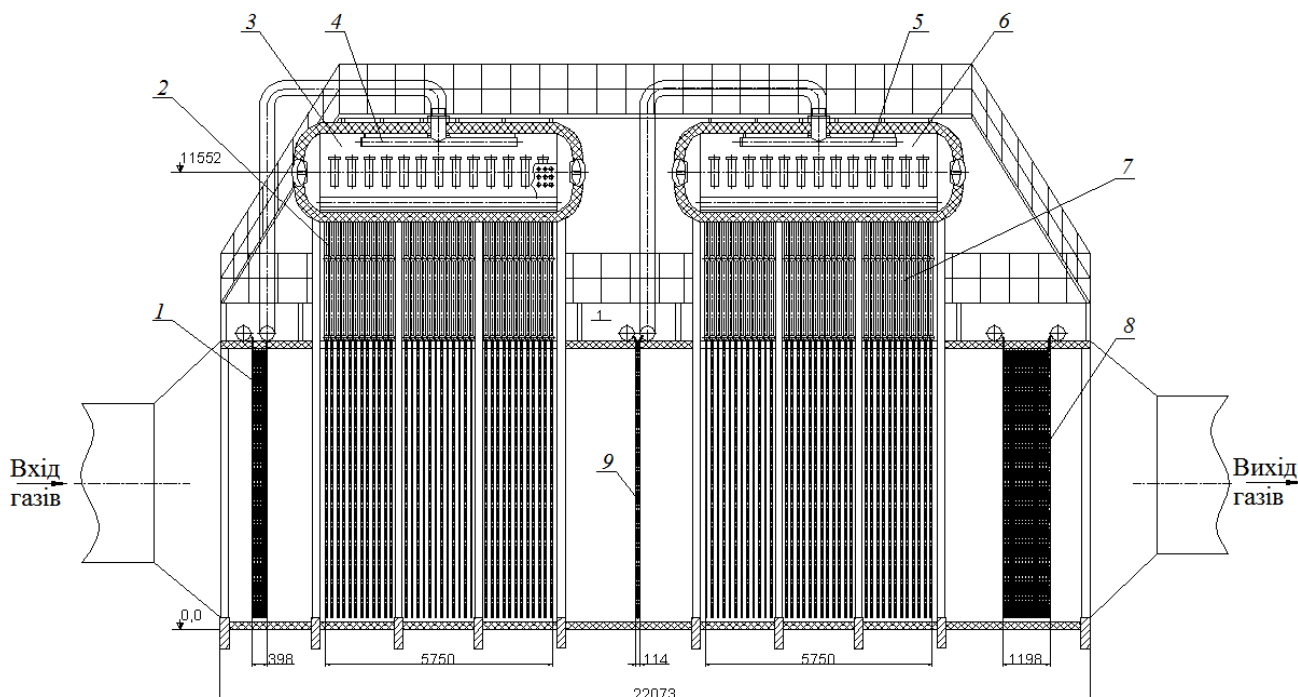


Рис. 3. Термосифонний котел-утилізатор: 1 – пароперегрівник високого тиску; 2 – паротвірна поверхня високого тиску; 3 – барабан високого тиску; 4 – сепараційний пристрій; 5 – сепараційний пристрій; 6 – барабан високого тиску; 7 – паротвірна поверхня низького тиску; 8 – газовий підігрівник конденсату; 9 – пароперегрівник низького тиску.

Кожна уніфікована секція об'єднує 46 термосифонів діаметром 50 мм і загальною довжиною 9 м (довжина зони кипіння становить 7 м, а зони конденсації – 2 м). Зони кипіння термосифонів обігріваються випускними газами ГТД. Зони конденсації термосифонів розташовані у вертикальних трубах діаметром 76 мм паротвірного контуру з природною циркуляцією. Паротвірний контур складається з нижнього та верхнього колекторів, які об'єднані цими трубами. Разом з зонами конденсації термосифонів вони утворюють кільцеві паротвірні канали. З пароводяним барабаном нижні колектори секцій зв'язані опускними трубами, а верхні колектори – паровідвідними. У кожному перерізі газоходу розміщено дві секції симетрично відносно барабана котла. Навантаження від барабана та секцій

сприймає каркас, на який кожна секція опирається нижніми колекторами. Технічні характеристики розробленого котла-утилізатора наведені в таблиці.

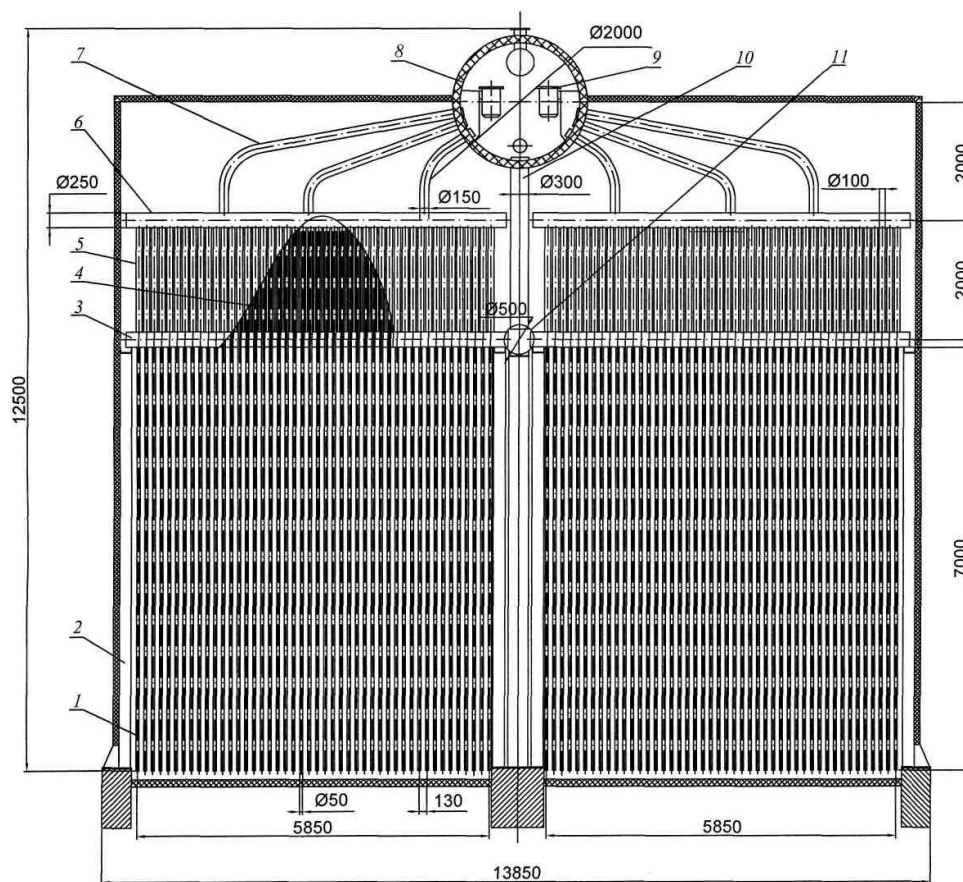


Рис. 4. Уніфікована секція термосифонного котла-утилізатора: 1 – зона кипіння термосифонів; 2 – газохід; 3 – нижній колектор; 4 – зона конденсації термосифонів; 5 – вертикальні труби паротвірного контуру; 6 – верхній колектор; 7 – паровідвідні труби; 8 – пароводяний барабан; 9 – сепараційні циклони; 10 – опускні труби; 11 – водяний барабан.

Таблиця 1. Технічні характеристики котла-утилізатора для ГТД-110

№	Характеристика	Величина
1	2	3
1	Витрата газів ГТД	362 кг/с
2	Температура газів на вході до КУ	520 °С
3	Контур високого тиску: паропроductивність температура пари тиск пари	103,8 т/год 495 °С 8,0 МПа
4	Контур низького тиску: паропроductивність температура пари тиск пари	80,8 т/год 220 °С 0,7 МПа
5	Температура газів за КУ	118,5 °С
6	Геометричні параметри термосифонів: діаметр труб довжина зони кипіння довжина зони конденсації	0,050 м 7 м 2 м
7	Кількість термосифонів у секції	46 шт.
8	Площа поверхонь нагріву: пароперегрівника високого тиску паротвірної поверхні високого тиску пароперегрівника низького тиску паротвірної поверхні низького тиску	2032 м ² 14750 м ² 328 м ² 12990 м ²

	газового підігрівника конденсату	4339 м ²
9	Аеродинамічний опір	3643 Па
10	Кількість секцій: високого тиску низького тиску	36 шт. 36 шт.

Перевірка працездатності та теплової ефективності термосифонів великої довжини (відношення довжини термосифонів до внутрішнього діаметра більше 100) в температурних умовах відпрацьованих газів ГТД-110 виконана на експериментальному стенді кафедри ТТ та СПУ. Результати досліджень представлені на рис. 5 у вигляді залежності теплової потужності термосифона від температури газів для різних режимів охолодження зони конденсації (температури води t_b) і ступенів заповнення ε_b зони кипіння і постійній масовій швидкості газів $\rho_w w_r = 8,5$ кг/(с·м²).

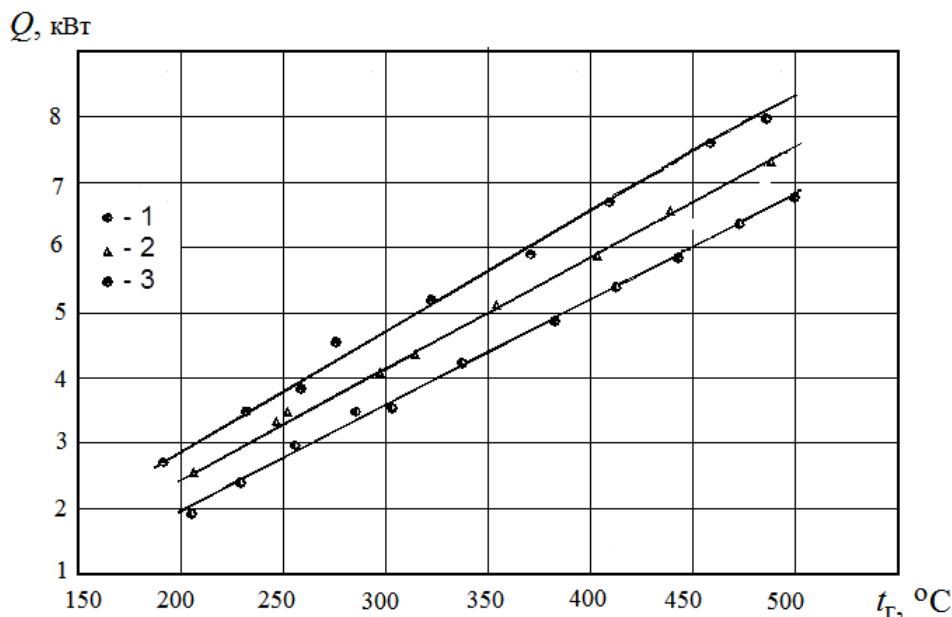


Рис.5. Залежність теплової потужності термосифона великої довжини ($l = 6,0$ м, $d = 0,028$ м) від температури газів: 1 – $Re = 0,55 \cdot 10^3$, $t_b = 58^\circ\text{C}$, $\varepsilon_b = 25\%$; 2 – $Re = 0,22 \cdot 10^3$, $t_b = 13^\circ\text{C}$, $\varepsilon_b = 25\%$; 3 – $Re = 0,86 \cdot 10^3$, $t_b = 13^\circ\text{C}$, $\varepsilon_b = 25\%$

Аналіз результатів показав, що в досліджуваному інтервалі геометричних і режимних параметрів термосифони великої довжини зберігають високу теплову ефективність. Теплова потужність термосифона довжиною 6 м ($l/d = 215$) сягає 8 кВт. При цьому кризи теплопереносу не спостерігалось.

Висновки. Розроблено конструкцію термосифонного секційного котла-утилізатора для ГТД-110. Виконано дослідження теплової ефективності та працездатності термосифонів великої довжини (відношення довжини термосифонів до внутрішнього діаметра більше 100), які підтвердили можливість їх використання для утилізації теплоти відпрацьованих газів ГТД-110.

Список літератури

1. Цанев, С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. (2002). *Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций*. Москва: Издательство МЭИ.
2. Пиоро, И.Л., Антонечко, В.А., Пиоро, Л.С. (1991). *Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами*. Киев: Наукова думка.
3. Єпіфанов, О.А., Димо Б.В., Долганов, Ю.А., Мельничук Н.О. (2011). Особливості конструкції та методики теплового розрахунку термосифонного секційного котла-утилізатора. *Зб. наукових праць НУК*, №2 (437), 97-105.

REFERENCES

1. Tsanev, S.V., Burov V.D., Remezov A.N. (2002). *Gazoturbinnyye i parogazovyye ustanovki teplovykh elektrostantsiy*. Moskva: Izdatelstvo MEI. (in Russian).
2. Pioro, I.L., Antonechko, V.A., Pioro, L.S. (1991). *Effektivnyye teploobmenniki s dvukhfaznymi termosifonami*. Kiyev: Naukova dumka. (in Russian).
3. Yepifanov, O.A., Dymo B.V., Dolhanov, YU.A., Melnychuk N.O. (2011). Osoblyvosti konstruktsiyi ta metodyky teplovoho rozrakhunku termosyfonnoho sektsiynoho kotla-utylyzatora. *Zb. naukovykh prats NUK*, №2 (437), 97-105. (in Ukrainian).

Anastasenko S., Epifanov O., Dolganov Y., Stotsky O.

Thermosiphon waste heat boiler for gas turbine engine GTD-110

Annotation. The design shortcomings of modern waste heat boilers for combined cycle plants are considered. The thermal efficiency of long-length thermosiphons ($l/d > 100$) under the temperature conditions of the exhaust gases of gas turbine engines was studied. The design and method of thermal calculation of a thermosiphon waste heat boilers have been developed.

Keywords: combined cycle plant, waste heat boiler, thermosiphon, thermal efficiency.

Анастасенко С.М., Епифанов А.А., Долганов Ю.А., Стоцкий О.М.

Термосифонный котел-утилизатор для газотурбинного двигателя ГТД-110

Аннотация. Рассмотрены недостатки конструкций современных котлов-утилизаторов для парогазовых установок. Исследована тепловая эффективность термосифонов большой длины ($l/d > 100$) в температурных условиях отходящих газов газотурбинных двигателей. Разработана конструкция и методика теплового расчета термосифонного котла-утилизатора.

Ключевые слова: парогазовая установка, котел-утилизатор, термосифон, тепловая эффективность.

УДК 621.9.06

ВИХОРОСТРУМОВИЙ ІНДИКАТОР НАЯВНОСТІ ДЕФЕКТІВ У ВИРОБАХ З МЕТАЛУ

Поліщук О.Ф., к.т.н., с. н.с., Тертишний І.С., Шульженко М.Г., д.т.н., проф.

Інститут проблем машинобудування НАН України ім. А.М. Підгорного,
м. Харків, 61046, Україна. E-mail op217848@gmail.com

Анотація: створено портативний пристрій індикаторного типу, заснований на резонансному методі вихорострумового контролю для виявлення дефектів в металевих виробках. Пристрій призначений для контролю виробів з феромагнітних та неферомагнітних металів. Залежно від виду об'єкта та умов контролю (наприклад, виявлення тріщин в деталях нарізних з'єднань або відшарування бабіту у підшипниках ковзання), пристрій оснащується датчиками відповідної конструкції та чутливості. Пристрій пройшов відомчі приймальні випробування і використовується для контролю бурового обладнання.

Ключові слова: вихорострумовий контроль, індикатор наявності дефектів.

Для вирішення проблем, пов'язаних з забезпеченням надійності машин та механізмів, методи неруйнівного контролю мають важливе значення. В роботі пропонується створений пристрій індикаторного типу для оцінки наявності тріщин в елементах вузлів та механізмів [1].

Зовнішній вигляд індикатора наведено на рис.1.



Рисунок 1 - Вихорострумовий індикатор

Технічні характеристики індикатора:

Мінімальна глибина реєстрованого дефекту, мм	від 0,5.
Шар ізолюючого покриття:	
для магнітних металів, мм, не більше	3;
для немагнітних металів, мм, не більше	8.
Габаритні розміри, мм	63 x 83 x 30.
Маса, кг	0,2.
Живлення автономне напругою, В	1,5.
Індикація наявності дефектів – світлова та звукова.	
Світлова сигналізація розташована на датчиках.	
Точне визначення місця, де знаходиться дефект, визначається за допомогою спеціальної планки зі світлодіодів. Для проведення контролю не потрібні спеціальна підготовка та очищення поверхні.	



Рисунок 2 – Пристрій для контролю наявності тріщин в нарізних з'єднаннях

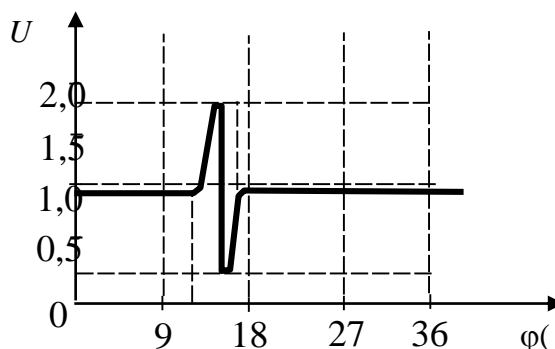


Рисунок 3 - Залежність амплітуди вихідного сигналу датчика від кута повороту болта

У індикаторі застосовуються два типи датчиків. У одній конструкції датчика використовується ферит у вигляді стрижня, а у іншій - Ш-подібний ферит. Датчики першого типу налаштовуються або на феромагнітний, або на неферомагнітний метал. Датчики, виконані на Ш-подібному феритовому стрижні, можна використовувати для контролю як феромагнітних, так і неферомагнітних металів за одного налаштування.

Конструкції датчиків визначаються завданнями та формою об'єкта контролю.

На основі дослідження датчиків встановлено:

- допустима робоча відстань між датчиком та контрольованою поверхнею, яка забезпечує необхідну чутливість, для алюмінію дорівнює 10 мм, вона в два з половиною рази більша ніж для феромагнітного металу (4 мм);
- датчик має високу чутливість до тріщин: відношення сигналу перетворювача на тріщині глибиною 4 мм до його початкового значення для зразка з феромагнітного металу складає - 6,6 – 10,8, а для зразка з алюмінію – 3 – 5 (збалансований датчик);
- чутливість датчика залежить від співвідношення між частотою збудження та його резонансною частотою;
- на характеристики датчика значно впливає взаємне розташування вимірювальних котушок на феритовому осерді: переміщенням вимірювальних котушок можна задавати початкові значення амплітуди та фази вихідного сигналу;
- збалансований датчик не реагує на наближення до контрольованої поверхні і, відповідно, відсутній вплив зазору на результати контролю;
- фазовий зсув між сигналом збудження та сигналом з вимірювальних котушок можна використовувати як інформативний параметр для виявлення дефектів тільки за незначного небалансу датчика, при цьому початкові значення фазового зсуву (0° або 180°) залежать від співвідношення між частотою збудження та резонансною частотою датчика, а також від взаємного розташування вимірювальних котушок на феритовому осерді.

Датчик з такими характеристиками використовується для виявлення тріщин в деталях нарізних з'єднань (болти та шпильки), тріщин в термокомпенсаційних канавках роторів, дефектів бабітового шару підшипників ковзання.

На рис.2 наведено розроблений пристрій зі спеціальним пристосуванням для контролю наявності тріщин в деталях нарізних з'єднань, а на рис.3 - залежність амплітуди вихідного сигналу датчика від кута повороту болта $\square\square^{(0)}$ з різью M20, розташованого в пристосуванні, який використовується у колесах вагонів метрополітену.

Єдиний регулятор пристрою призначено для увімкнення живлення та плавного налаштування на контрольований метал. Індикація наявності тріщини здійснюється за допомогою звукового сигналу. Індикаторна планка призначена для налаштування пристрою, та уточнення місця розташування тріщини. Виявлення тріщини у нарізній частині болта проводиться за один його оберт на 360° навколо його осі

Амплітуда сигналу при проходженні через зону дефекту змінюється від 1,75 В до 0,3 В при початковому значенні 0,9 В. Така чутливість до дефекту забезпечує надійність контролю.

Вихорострумний перетворювач випробовано при контролі наявності тріщин в болтах з різью M20 і M37. Для підтвердження отриманих результатів контролю у відбракованих болтах зрізалась різь та використовувався магнітопорошковий метод виявлення тріщин. В усіх відбракованих болтах були виявлені тріщини, які знаходились в попередньо визначених місцях. Пристрій придатний для контролю деталей нарізних з'єднань з феромагнітних та неферомагнітних металів.

Висновки Створено портативний пристрій індикаторного типу, заснований на резонансному методі вихорострумного контролю, призначений для контролю виробів з феромагнітних та неферомагнітних металів.

Досліджено характеристики датчиків різної конструкції, які забезпечують максимальну ефективність вирішення різноманітних задач виявлення дефектів у металевих виробках вихорострумним методом.

Література

1. Поліщук О.Ф. Контроль наявності тріщин у нарізних з'єднаннях вихоро-струмовим методом / О.Ф. Поліщук, І.С. Тертишний, М.Г. Шульженко // 14-й Міжнародний симпозиум українських інженерів механіків і Львові: матеріали симпозиуму. – Львів: Кінапатрі ЛТД, 2019. – С. 40-42.

ВИХРЕТОКОВЫЙ ИНДИКАТОР НАЛИЧИЯ ДЕФЕКТОВ В МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЯХ

Полищук О.Ф., Тertyshnyi И.С., Шульженко Н.Г.

Аннотация: создано портативное устройство индикаторного типа, основанное на резонансном методе вихрекового контроля для выявления дефектов в металлических изделиях. Устройство предназначено для контроля изделий из ферромагнитных и неферромагнитных металлов. В зависимости от вида объекта и условий контроля (например, выявления трещин в деталях резьбовых соединений или отслоения баббита в подшипниках скольжения), устройство комплектуется датчиками соответствующей конструкции и чувствительности. Устройство прошло ведомственные приемочные испытания и используется для контроля бурового оборудования.

Ключевые слова: вихрековый контроль, индикатор наличия дефектов.

EDDY CURRENT INDICATOR OF DEFECT PRESENCE IN METAL PRODUCTS

Polishchuk O., Tertyshnyi I., Shulzhenko M.

Annotation: to detect of defects in metal products, a portable indicator-type device based on the resonant eddy current monitoring method has been created. The device is designed to control products from ferromagnetic and non-ferromagnetic materials. Depending on the type of object and control conditions (for example, the detection of cracks in the details of threaded joints or separation of babbit in sliding bearings), the device is equipped with sensors of an appropriate design and sensitivity. The device been acceptance tested and used for monitoring drilling equipment.

Key words: eddy current control, indicator of defects.

УДК 621.89

ВЛИЯНИЕ ГЕОМОДИФИКАТОРОВ НА ОСНОВЕ БЕНТОНИТОВ ЧЕРКАССКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ НА ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПЛАСТИЧНЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВБоду Светлана Жаковна, ст. преп.¹, Шумилов А.П., канд. техн. наук, доцент², Белошاپка В.С., магистрант³^{1,2,3} Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова^{1,2,3} Украина, Николаев¹svitlana.bodu@nuos.edu.ua, ²aleksandr.shumilov@nuos.edu.ua, ³beloshapkavita@gmail.com

Анотація. Проведено дослідження впливу добавок на основі серпентину Дашуківського родовища на властивості пластичних мастил. Виявлено поліпшення трибологічних властивостей мастильних композицій в порівнянні з контрольною парою. Результати показують перспективність застосування даного матеріалу в якості геомодифікуючої добавки.

Ключові слова: геомодифікатори; триботехнічні випробування; коефіцієнт тертя; пластичний мастильний матеріал

Решение задачи повышения несущей способности и долговечности трибосопряжений осуществляется по разным направлениям. Используются методы химико-термического упрочнения, в том числе модифицированные (ионное азотирование, цементация в печи кипящего слоя), макро- и микропрофилирование, методы дифференциального упрочнения рабочих поверхностей, оптимизация допусков и посадок соответствующих деталей и сборочных единиц. Увеличиваются нагрузочные способности и продлевается срок безаварийной эксплуатации узлов трения за счет улучшения конструкции, способов подвода смазки и т. д. [7, 9, 10, 12].

Одно из перспективных направлений – технология «безразборного восстановления», состоящая во введении в смазочный материал специальных минеральных добавок, так называемых геомодификаторов трения (ГМТ) на основе серпентинов. В результате действия ГМТ снижается коэффициент трения, повышается прочность, а в ряде случаев наблюдается прирост массы, что свидетельствует о восстановлении и значительном повышении ресурса трущихся деталей. Практика применения этих материалов свидетельствует о перспективности развития этого направления в трибологии [1–4].

Задача исследования – оценить влияние добавки геомодификатора на основе Дашуковских бентонитов на износостойкость тихоходных пар трения.

«Эффект низкого трения гидратов по стали» был открыт Д.М. Телухом в 1982-1984 г.

Первоначально серпентинитовые триботехнологии применялись только для ремонта изношенных механизмов, позднее метод стал применяться также как профилактическое средство при обкатке новых или прошедших капитальный ремонт машин [11].

Анализ публикаций и патентов показывает, что при использовании смазочных композиций (СК) с добавлением ГМТ работоспособность трибосопряжений может значительно увеличиться. Шероховатость металлических поверхностей трения может также снизиться в несколько раз и составить $Ra = 0,03...0,05$ мкм. При

использовании СК с ГМТ на поверхностях трущихся деталей может сформироваться защитный металлокерамический слой толщиной до 20...30 мкм. Скорость формирования (наращивания) слоя пропорциональна локальным всплескам температуры и давлению на пятнах фактического контакта. В связи с этим образование слоя в первую очередь происходит на изношенных участках сопряженных поверхностей, в результате чего происходит восстановление размеров и формы деталей. На этой особенности поведения ГМТ в трибосопряжениях и основана ремонтно-восстанавливающая технология (PBC-технология), позволяющая производить ремонт деталей без разборки машин и механизмов и без вывода их из эксплуатации [11].

Хотя механизмы формирования защитного слоя до сих пор не ясны, исследователи все же выделяют несколько основных этапов. Так, согласно гипотезе последовательности разных процессов [11] в зоне трения происходит следующее: в процессе трения частицы серпентина диспергируются до оптимальных размеров (до 2 мкм), шлифуют поверхности сопряжения, очищая их от окисных пленок и дефектных структур, нагартовываются во впадины микрорельефа. За счет выделенного тепла ускоряются ионно-обменные реакции, происходит замещение атомов магния атомами железа, а атомов железа – магнием. Далее происходит спекание частиц и образование защитного антифрикционного слоя. Скорость образования слоя пропорциональна давлению и температуре в зоне фактической площади касания.

Исследования показали, что процесс трения сопровождается пиролизом и карбонизацией масел, в результате чего из серпентинов формируются PBC-покрытия, имеющие схожие с *DLC*-пленками (*DLC-films*, *Diamond Like Coating*) химические и физические характеристики, их основными элементами являются: углерод С (30...35 %), железо Fe (35...55 %) и кислород О (5...15%) [5].

Описанные процессы могут протекать только при наличии высокой локальной температуры, высокого удельного давления, твердых (тверже поверхностей трения) компонентов трибосоставов. Образующиеся пленки имеют несколько характерных черт: медленный рост; маслофильность; высокая твердость, высокое электросопротивление; пропорциональность толщины удельному давлению в трибопаре, обязательное наличие в трибопрепарате гидросиликатов магния, железа, никеля, желательно – углерода, отсутствие хрома [4, 5, 11].

Большой разброс исходного сырья по составу предъявляет особые требования к его отбору и последующей переработке. Опытные данные разных исследователей указывают на значительный разброс результатов при использовании СК с ГМТ. Так разброс по коэффициентам трения в сопоставимых условиях испытаний может изменяться в пределах от 3...4 раз при использовании ГМТ из различных месторождений [11].

В серпентинитах часто присутствуют реликты оливинов, пироксенов, амфиболов и рудных минералов: хромита, магнетита, сульфидов меди, никеля, кобальта и железа. Ионы Mn^{2+} присутствуют в минералах в высоких концентрациях и оказывают заметное влияние на их механические свойства, величину относительной диэлектрической проницаемости, магнитной восприимчивости, теплопроводности. Высокое удельное электрическое сопротивление способствует ослаблению электрохимических и электромагнитных явлений, уменьшению износа деталей; низкая относительная диэлектрическая проницаемость благоприятно влияет на проявление адгезии к сталям; низкая теплопроводность способствует высокой термостойкости, но снижает теплоотвод из зоны трения [11].

Волокнистая структура хризотил-асбеста затрудняет адгезию серпентина, поэтому его присутствие ухудшает свойства трибосоставов. Пластинчатый антигорит – стабильная и устойчивая к механическому воздействию и высоким температурам модификация, – более благоприятна для формирования покрытия [11].

Хлориты, тальк, гидроталькит и другие слоистые железомagneзиальные силикаты, обладающие сходными с пластинчатыми серпентинами химическим составом и структурой, также должны оказывать положительное влияние на свойства триботехнического состава. Повышенная твердость слоистых силикатов вдоль чешуек способствует сопротивлению изнашиванию [11].

Крупные реликтовые зерна магнетита и хромшпинелидов негативно влияют на износ деталей в силу своей высокой твердости и абразивного воздействия. Алюминий оказывают негативное влияние на свойства трибосоставов, так как алюмосиликаты не обладают повышенной адгезией к сталям, что увеличивает вероятность отслаивания защитного покрытия.

Присутствие брусита и кварца в триботехнических составах положительно влияет на их свойства. Брусит $Mg(OH)_2$ имеет слоистую структуру, механически легко разрушается, является диэлектриком, при разложении дает необходимые для процессов ионообмена магний и воду. Высокие пьезоэлектрические свойства кварца подавляют трибоэлектрический эффект, кварц обладает также хорошими изоляционными свойствами [11].

Важнейшим фактором также является размеры и количество абразивных частиц в размолотом серпентините. Это может дать резко отличающиеся друг от друга результаты «упрочняющей» обработки поверхностей трения: от чисто абразивной доводки поверхностей без образования защитного керамического слоя до получения защитного слоя максимально возможной толщины 20...30 мкм.

Черкасское месторождение – одно из крупнейших месторождений бентонитовых и палыгорскитовых глин в Европе. В литологическом разрезе этого участка выделены пять продуктивных горизонтов [6]. Второй горизонт, представленный бентонитом с содержанием монтмориллонита в пределах 70...95 %. В алевритовой фракции глин Черкасского месторождения много кварца, кальцита и полевого шпата. Среди аксессуарных минералов преобладают ильменит, циркон, рутил, ставролит, турмалин, дистен, апатит, гранат, пирит, биотит. Содержание

отдельных элементов в бентонитовой глине по данным локального рентгеновского микроанализа представлены в табл. 1.

Табл. 1

Содержание отдельных элементов в барите в бентонитовой глине по данным локального рентгеновского микроанализа

Элемент	O	Al	Si	S	Ca	Fe	Ba
Массовая доля, %	22,99	4,13	11,0	7,49	0,52	3,83	50,04

На рис. 1. представлена микрофотография порошка бентонита. Анализ фотографии показывает, что размер большинства частиц лежит в пределах 6...10 мкм, который является оптимальным с точки зрения характеристик ГМТ [11].

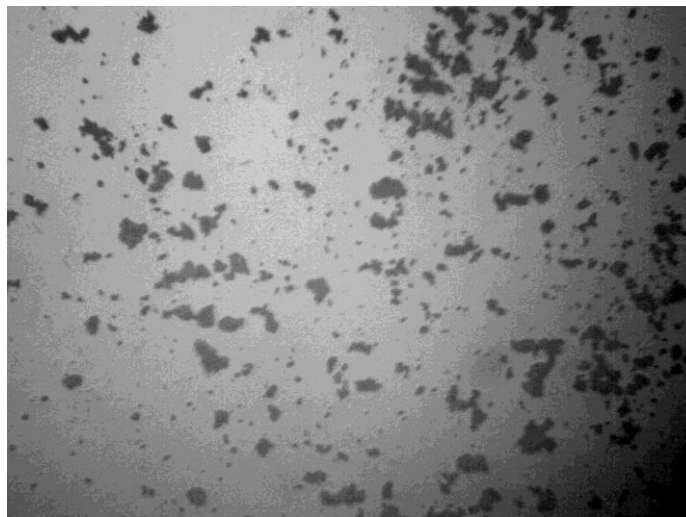


Рис. 1. Микрофотография порошка бентонита (400x)

С целью изучения влияния бентонитовых добавок на трибологические свойства смазок были проведены испытания на машине трения СМЦ-2 по схеме «колодка-ролик» [8]. Материал образцов – СЧ 21-40; шероховатость поверхностей трения образцов $Ra = 0,32$ мкм. Базовая смазка – Литол-24. Типовой режим испытания приведен в таблице 2.

Испытуемые образцы нагружались поэтапно без остановки машины. Первая ступень нагрузки $Q_1 = 34 \pm 1$ кгс, далее последовательно, с выдержкой 15 минут на каждом этапе, $Q_2 = 58 \pm 1$ кгс, $Q_3 = 84 \pm 1$ кгс, $Q_4 = 120 \pm 1$ кгс и $Q_5 = 170 \pm 1$ кгс. Во время испытаний контролируруемыми параметрами взяты нагрузка, время, температура и сила трения.

Таблица 2

Параметры испытаний смазочных композиций

№ цикла	Расчетная нагрузка радиальн. N , кгс (Н)	Расчетн. удельн. нагруз. P_a , МПа	Частота вращения ролика ω , c^{-1}	Окружн. Скорость $v_{ск}$, см/с	Продолжит. испытаний t , мин
I	34 (333)	2,43	$16,6 \pm 0,33$	250 ± 10	15
II	58 (568)	4,07			
III	84 (823)	5,7			
IV	120 (1176)	8,58			
V	170 (1667)	11,8			

Обработка результатов испытаний ведется в соответствии с принятыми зависимостями: коэффициент трения f определяется как частное от деления замеренной в эксперименте силы трения F на полную радиальную нагрузку N ; интенсивность износа определяется по потере линейного размера образца, отнесенного к пути трения:

$$f = \frac{\Delta h}{L}$$

где Δh – линейный износ в мм, L – путь трения в км.

По результатам испытаний строятся зависимости:

$$I = f(t); I = f(P_a); \Delta t_p = f(P_a)$$

где P_a – удельная расчетная нагрузка на контакте, кг/мм²; f – осредненный коэффициент трения, Δt_p – наибольшая объемная температура элемента пары трения, развивающаяся за испытание, °С; t – время испытания, мин.

Полученные оценочные характеристики показаны на рис. 2.

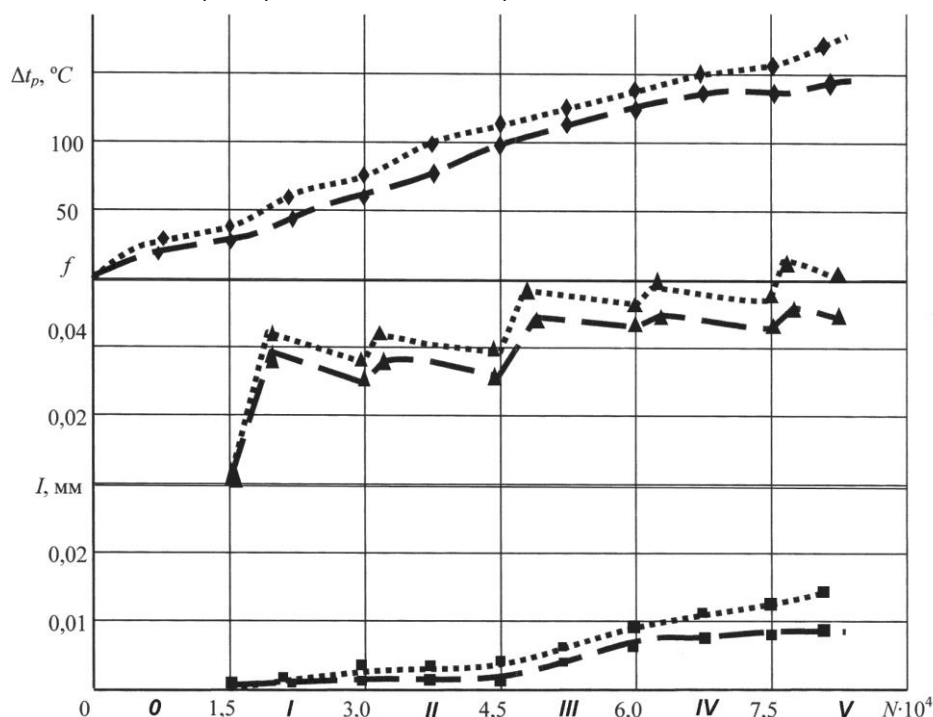


Рис. 2. Трибологічні характеристики изнашивания материалов (ролик-колодка СЧ 21-40):
 ····· – смазка Литол-24; – – – – смазка Литол-24 с добавкой бентонита 4 %; P – удельная нагрузка на испытуемых образцах; N – число циклов нагружения (при частоте вращения ролика $\omega = 16,6 \text{ с}^{-1}$ $N = 1,5 \cdot 10^4$ соответствует 15 мин. испытаний). I – суммарный износ испытуемых образцов; f – коэффициент трения; Δt_p – температура поверхности трения.

Выводы.

Интеллектуальные технологии, к которым относится технология геомодифицирования поверхностей трения, дают возможность получать принципиально новые поверхности трения с такими физико-механическими характеристиками, которые позволяют увеличить ресурс, надежность и долговечность машин, а также проводить безразборный ремонт без вывода техники из режима штатной эксплуатации.

Испытания подтвердили эффективность использования добавок на основе бентонитов Дашуковского месторождения: температура поверхности трения ниже, чем в контрольной паре на 20 °С; коэффициент трения составлял 0,05 и 0,07 соответственно; суммарный износ пары трения уменьшился от 0,016 мм до 0,009 мм.

Литература

1. Балабанов, В., & Болгов, В. (2011). *Автомобильные присадки и добавки*. Москва: Эксмо.
2. Балабанов, В. (2003). *Безразборное восстановление трущихся соединений автомобиля: Методы и средства*. Москва: АСТ.
3. Белый, И., Меркулов, А., Белый, В., & Голубев, И. (2011). *Эффективное использование антифрикционных добавок к трансмиссионным и моторным маслам*. Москва: Росинформгрупп.
4. Гаркунов, Д., & Балабанов, В. (1999). Восстановление двигателей внутреннего сгорания без их разборки. *Тяжелое машиностроение*, 2, 18-23.
5. Дунаев, А., Зуев, В., Васильков, Д., Лавров, Ю., Павлов, О., Пустовой, И., & Сокол С. (2013) *Гипотезы механизмов действия ремонтно-восстановительных серпентиновых трибопрепаратов*. Труды ГОСНИТИ, Т. 112, 2, 134-142.
6. Кадошников, В., Шехунова С., Задвернюк, Г., & Маничев В. (2013) Аутигенные минералы бентонитовой глины черкасского месторождения. *Мінералогічний журнал – Mineral. Journ. (Ukraine)*. 35(3), 54-60.
7. Соловйов, С., Боду С., & Трофимова О. (2007) Порівняльний аналіз техніко-економічних і екологічних показників хіміко-термічної обробки. *Техногенна безпека. Наукові праці*. Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П.Могили. 61(48),74-76.
8. Соловьев, С., & Боду, С. (2012) Повышение несущей способности тяжело нагруженных пар трения. *Техногенна безпека. Наукові праці*. Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П.Могили. 203(191), 27-31.
9. Соловьев, С. (2004) Управление несущей способностью трибосистем методами макропрофилирования рабочих поверхностей. *Проблеми трибології*. 2, 10-14.

10. Соловьев, С., & Боду, С. (2010) К назначению посадок и зазоров цилиндропоршневых сопряжений герметичных компрессоров. *Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал*. 2, 127-129.
11. Телух, Д. Кузьмин, В., & Усачев, В. (2009) Использование слоистых гидросиликатов в трибосопряжениях. *Интернет-журнал «Трение, износ, смазка»*. 3.
12. Чернец, М. (Ред.), Клименко, Л. (Ред.), Пашечко, М., & Невчас, А. (2010) *Трибомеханика. Триботехника. Триботехнологии*. Т. 3. Николаев: Изд-во ЧГУ им. Петра Могилы.

ВПЛИВ ГЕОМОДИФІКАТОРІВ НА ОСНОВІ СЕРПЕНТИНІВ ЧЕРКАСЬКОГО РОДОВИЩА НА ТРИБОТЕХНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПЛАСТИЧНИХ МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

Боду С.Ж., ст. викл.¹, Шумілов О.П., канд. техн. наук, доцент², Білошарпа В.С., магістрант³

Анотація. Проведено дослідження впливу добавок на основі серпентину Дашуківського родовища на властивості пластичних мастил. Виявлено поліпшення трибологічних властивостей мастильних композицій в порівнянні з контрольною парою. Результати показують перспективність застосування даного матеріалу в якості геомодифікуючої добавки.

Ключові слова: геомодифікатори; триботехнічні випробування; коефіцієнт тертя; пластичний мастильний матеріал

INFLUENCE OF GEOMODIFIERS BASED ON THE SERPENTINE OF THE CHERKASK DEPOSIT ON THE TRIBOTECHNICAL PROPERTIES OF PLASTIC LUBRICANTS

Bođu S.Zh., sen. lec. ¹, Shumilov A.P., Ph.D. tech. sciences, associate professor², Beloshapka V.S., graduate student³

Abstract. The effect of additives based on serpentine of the Dashukovsky field on the properties of greases was studied. An improvement in the tribological properties of lubricating compositions as compared with a control pair is shown. The results show the promise of using this material as a geomodifying additive.

Key words: geomodifiers; tribotechnical tests; coefficient of friction; grease

УДК 667.64:678.026

РОЗРОБЛЕННЯ ЕПОКСИДНИХ КОМПОЗИТІВ АРМОВАНИХ ДИСКРЕТНИМИ ВОЛОКНАМИ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ

Сапронова А.В. аспірант, Соценко В.В. аспірант, Антоніо Б. аспірант,
Браїло М.В. к.т.н., доцент, Якущенко С.В. аспірант
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна
E-mail: sotsenko.vv@gmail.com

Анотація. Досліджено вплив вмісту суміші дискретних органічних волокон на механічну міцність і характер руйнування епоксидних композитів. Доведено, що введення волокнистої добавки у епоксидний зв'язувач за оптимального вмісту ($q = 0,01$ мас.ч.) дозволяє підвищити ударну в'язкість полімерних композитів у 1,8 разів порівняно з епоксидною матрицею. Показано, що зростання ударної в'язкості пов'язано із саморегуляцією структури композитів, наповнених дискретними волокнами, при зшиванні полімерних композитів.

Ключові слова: суміш дискретних волокон, епоксидний композит, ІЧ-спектральний аналіз, механічна міцність, поверхня руйнування, вектор поширення тріщин.

Вступ. Експлуатаційні і технологічні характеристики неметалевих деталей транспорту залежать від вибору зв'язувача. На сьогодні епоксидні смоли застосовують, серед широкого спектру інших відомих типів зв'язувачів, для формування композитів різних функціональних напрямків у промисловості. Одержання полімерів з комплексом покращених властивостей можливо шляхом введення активних за фізико-хімічною природою і дисперсністю добавок. Водночас, одним із ефективних засобів поліпшення властивостей полімерних композитів є їх армування органічними і неорганічними волокнистими неперервними та дискретними наповнювачами. Раціональне поєднання компонентів при формуванні композитних матеріалів (КМ) дозволяє забезпечити високі показники адгезійної міцності, межі міцності, модуля пружності, тепло- і термостійкості, що дозволяє підвищити їх тріщиностійкість порівняно з традиційними металами та сплавами.

Мета роботи – розробити полімерний матеріал для деталей водного транспорту з високими показниками ударної міцності.

Результати досліджень та їх обговорення. Основним компонентом для зв'язувача при формуванні КМ вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84), який характеризується комплексом покращених властивостей порівняно з іншими відомими реактопластами. Для зшивання епоксидних композицій використовували твердник поліетиленполіамін (ПЕПА) (ТУ 6-05-241-202-78), який дозволяє зшивати матеріали при

кімнатних температурах. Як наповнювач використовували суміш дискретних органічних волокон: СДОВ (шовк – 50 %, акрил – 45 %, поліамід – 5 %) з параметрами $l = 9...15$ мм, $d = 18...25$ мкм.

Епоксидні композити, формували за такою технологією: попереднє дозування епоксидної діанової смоли ЕД-20, підігрівання смоли до температури $T = (353 \pm 2)$ К і їх витримка при цій температурі впродовж часу $t = (20 \pm 0,1)$ хв; дозування СДОВ і подальше їх введення у епоксидний зв'язувач; гідродинамічне поєднання олігомеру ЕД-20 і нанонаповнювача впродовж часу $t = (1 \pm 0,1)$ хв; ультразвукова обробка композицій впродовж часу $t = (1,5 \pm 0,1)$ хв; охолодження композицій до кімнатної температури впродовж часу $t = (60 \pm 5)$ хв; введення твердника ПЕПА і перемішування композицій впродовж часу $t = (5 \pm 0,1)$ хв.

В роботі досліджували ударну в'язкість, топологію зламу КМ за допомогою оптичної мікроскопії. Додатково досліджували структуру армованих композитів методом ІЧ-спектрального аналізу

Експериментально встановлено, що значення ударної в'язкості епоксидної матриці становить $W = 0,7$ Дж/см². Ведення СДОВ за незначного вмісту ($q = 0,01$ мас.ч.) дозволяє підвищити показники ударної в'язкості до $W = 1,25$ Дж/см². Слід зазначити, що волокнистий дискретний наповнювач за незначного вмісту схильний до певної орієнтації у епоксидному зв'язувачі після ультразвукового диспергування. Враховуючи максимальне значення ударної в'язкості за такого вмісту припускали, що волокна орієнтовані у напрямку дії зовнішнього ударного навантаження. Таким чином волокнистий наповнювач сприймає максимально можливу частку напруження, що виникає у КМ під впливом навантаження ударного характеру. Збільшення вмісту СДОВ у епоксидному зв'язувачі до $q = 0,02...0,05$ мас.ч. призводить до незначного зменшення ударної в'язкості (до $W = 1,00$ Дж/см²), що можна пояснити початком хаотичної орієнтації добавки у зв'язувачі. Введення СДОВ в межах $q = 0,10...1,00$ мас.ч. негативно впливає на процес формування КМ. Короткі волокна хаотично орієнтовані у зв'язувачі, що призводить до формування матеріалів з мінімальними значеннями ударної в'язкості та енергії, затраченої на руйнування матеріалів ($W = 0,06...0,08$ Дж/см², $E = 0,8...1,0$ Дж). Це свідчить про те, що незначна частина волокон, саме та, що орієнтована у напрямку дії зовнішнього навантаження, працює як армуючий наповнювач. Інші волокна створюють додаткові дефекти у структурі в об'ємі матеріалу.

Додатково встановлено, що максимальне значення навантаження в момент руйнування КМ становить: $P = 2,6$ кН (для КМ із вмістом СДОВ у кількості $q = 0,01$ мас.ч.) і $P = 2,5$ кН (для КМ із вмістом СДОВ у кількості $q = 0,05$ мас.ч.). Час поширення тріщини становить – $t = 0,13$ мс і $t = 0,12$ мс, відповідно, що вказує про значну міжфазову взаємодію «зв'язувач-волокнистий наповнювач». При цьому значення критичної деформації – $l = 0,80$ мм (при вмісті СДОВ – $q = 0,01$ мас.ч.) і $l = 0,75$ мм (при вмісті СДОВ – $q = 0,05$ мас.ч.), що свідчить про досить пружні властивості епоксидних композитів. Це забезпечує здатність макромолекул деформуватися (при впливі навантаження ударного характеру) в результаті додаткової орієнтації волокнистої добавки під час циклічних навантажень) в напрямку поширення тріщин.

Вважали, що сітка тріщин, за наявності волокнистої дискретної добавки, частково призупиняє спектр траєкторії поширення. При цьому замість магістральної тріщини, що виникає при ударі ненаповненого полімеру, утворюються мікротріщини, внаслідок чого відбувається суттєва дисипація енергії удару, що приводить до гальмування процесу поширення тріщин в об'ємі полімеру. Наведені положення добре узгоджуються із результатами оптичної мікроскопії, де встановлено існування викривленої траєкторії поширення тріщини, викликаній значною дисипацією енергії удару, що забезпечує максимальну фактичну площу руйнування полімеру. Поверхня руйнування таких матеріалів характеризується гладкою поверхнею з прямими лініями сколювання, характерні для КМ з високими показниками механічної міцності, у тому числі – ударної в'язкості. На відміну від КМ, наповненого СДОВ за вмісту $q = 0,01$ мас.ч., структура зламу композиту із вмістом СДОВ – $q = 0,05$ мас.ч., характеризується наявністю крихких ділянок. При введенні у епоксидний зв'язувач часток СДОВ у кількості $q = 0,02$ мас.ч. і $q = 0,10$ мас.ч. спостерігали, зменшення максимального значення навантаження в момент руйнування КМ на $\Delta P = 1,1$ кН і $\Delta P = 1,7$ кН та часу поширення тріщини на $\Delta t = 0,03$ мс і $\Delta t = 0,01$ мс відповідно. Вважали, що зниження даних показників пов'язано із технологічними аспектами формування матеріалів. Утворення дефектних ділянок, які виступають концентраторами напружень, призводить до руйнування КМ. Відповідно такі матеріали характеризуються незначними значеннями критичної деформації – $l = 0,60...0,75$ мм. Додатково спостерігали, що в поперечному перерізі поверхні руйнування матеріалів крихкі ділянки, які свідчать про високі залишкові напруження, а, отже, і, незначний термін експлуатації таких матеріалів. Збільшення вмісту СДОВ до $q = 0,50...1,00$ мас.ч. призводить до утворення дефектної структури епоксидних композитів, вираженої крихкими ділянками і утворенням повітряних включень за рахунок хаотично орієнтованого у зв'язувачі волокнистого наповнювача. У такому випадку утворюються магістральні тріщини, що призводять до передчасного руйнування КМ.

Для детальнішого вивчення особливостей перебігу фізико-хімічних процесів при структуроутворенні армованих волокнистим наповнювачем епоксидних композитів проводили ІЧ-спектральний аналіз їх структури. Встановлено, що введення у епоксидний зв'язувач суміші дискретних органічних волокон забезпечує зміну процесу структуроутворення матеріалів. Кількісний ІЧ-спектральний аналіз дозволив встановити збільшення параметрів: інтенсивності пропускання (T , %) і площі (S , %) смуг для КМ, що містить СДОВ у кількості $q = 0,01$ мас.ч. і $q = 0,05$ мас.ч. Це свідчить про різну кількість хімічних зв'язків у полімері, а, отже, і зміну ступеня зшивання розроблених композитів. Встановлено, що максимальними значеннями інтенсивності пропускання ($T = 16,3$ %) і

площі ($S = 68,9 \%$) смуг при хвильовому числі $\nu = 567 \text{ см}^{-1}$, що відповідає наявності бензольних кілець і $-\text{CH}_2$ -груп), характеризується КМ із вмістом СДОВ у кількості $q = 0,01 \text{ мас.ч.}$. Вважали, що збільшення кількості бензольних кілець у одиниці об'єму свідчить про активну взаємодію сегментів і макроланцюгів епоксидного зв'язувача з активними групами добавки. Це забезпечує підвищення ступеня зшивання, а, отже, і механічної міцності КМ. Відповідно, найменшими параметрами $T\%$ і $S\%$ характеризуються КМ із вмістом СДОВ у кількості $q = 0,020 \dots 0,500 \text{ мас.ч.}$ Максимальна кількість зв'язків С-С (при хвильовому числі $\nu = 837 \text{ см}^{-1}$) для КМ із вмістом СДОВ у кількості $q = 0,01 \text{ мас.ч.}$ вказує на характерні властивості жорсткості та водночас пружності матеріалів, що добре узгоджується із результатами фізико-механічних досліджень.

Висновки. У процесі проведення експериментальних досліджень визначено оптимальний вміст волокнистої добавки для формування композитів із підвищеними показниками ударної в'язкості. Отже, для формування покриттів, які забезпечують високі показники ударної в'язкості доцільно використовувати композити, що містять суміш дискретних органічних волокон за вмісту $q = 0,01 \text{ мас.ч.}$ на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру ЕД-20 і 10 мас.ч. твердника ПЕПА. Введення волокнистої добавки за оптимального вмісту забезпечує їх орієнтацію у напрямку дії зовнішнього ударного навантаження. При цьому відбувається дисипація енергії удару в об'ємі полімеру, що забезпечує максимальне підвищення ударної в'язкості композитів порівняно з матрицею від $W = 0,7 \text{ Дж/см}^2$ до $W = 1,25 \text{ Дж/см}^2$, а енергія, яка затрачається на руйнування матеріалів, збільшується від $E = 0,9 \text{ Дж}$ до $E = 1,93 \text{ Дж}$. Максимальне значення часу поширення тріщини ($\tau = 0,1 \dots 0,3 \text{ мс.}$), свідчить про гальмування процесу поширення тріщини в об'ємі полімерів, що підтверджено комплексними результатами досліджень. Доведено зростання густини просторової сітки полімерів внаслідок зростання кількості зв'язків -С-С-, -С-N-, -С-O-, -ОН та ін., що поліпшує механічну міцність розроблених матеріалів.

Список літератури

1. Buketov A. Development of Epoxy-Polyester Composite with Improved Thermophysical Properties for Restoration of Details of Sea and River Transport / A. Buketov, M. Brailo, S. Yakushchenko, A. Saprionova // Advances in Materials Science and Engineering. – Vol. 2018, Article ID 6378782, 6 pages, 2018.
2. Kashytskyi V. Examining a mechanism of generating the fragments of protective film in the tribological system «epoxycomposite – steel» / V. Kashytskyi, O. Sadova, O. Liushuk, O. Davydiuk, S. Myskovets // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – № 2/11 (86). – P. 10-16.
3. Stukhlyak P. Investigation of the adhesive strength and residual stresses in epoxy composites modified by microwave electromagnetic treatment / P. Stukhlyak, O. Holotenko; I. Dobrotvor, M. Mytnyk // Materials Science. – Vol. 51, Number 2. – 2015. – P.208-212.
4. Buketov A. Enhancing performance characteristics of equipment of sea and river transport by using epoxy composites / A. Buketov, P. Maruschak, O. Saprionov, D. Zinchenko, V. Yatsyuk, S. Panin // Transport – 2016. – Vol. – 31(3). – P. 333-342.

DEVELOPMENT OF EPOXY COMPOSITES REINFORCED BY DISCRETE FIBERS FOR DETAILS OF WATER TRANSPORT

Saprionova A.V. PhD student, Sotsenko V.V. PhD student, Antonio B. PhD student, Brailo M.V., Ph.D., Assoc. Prof., Yakushchenko S.V. PhD student

The influence of the content of a mixture of discrete organic fibers on the mechanical strength and nature of the destruction of epoxy composites has been investigated. It is proved that the introduction of a fibrous additive in the epoxy binder at the optimum content ($q = 0,01$ parts by weight) allows to increase the impact toughness of polymer composites by 1,8 times compared to the epoxy matrix. It has been shown that the increase in impact strength is related to the self-regulation of the structure of discrete-filled composites in cross-linking of polymer composites.

Keywords: mixture of discrete fibers, epoxy composite, IR-spectral analysis, mechanical strength, fracture surface, crack propagation vector.

РАЗРАБОТКА ЭПОКСИДНЫХ КОМПОЗИТОВ АРМИРОВАННЫХ ДИСКРЕТНЫМИ ВОЛОКНАМИ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА

Сапронова А.В. аспирант, Соценко В.В. аспирант, Антонио Б. аспирант, Браило Н.В. к.т.н., доцент, Якущенко С.В. аспирант

Анотація. Исследовано влияние содержания смеси дискретных органических волокон на механическую прочность и характер разрушения эпоксидных композитов. Доказано, что введение волокнистой добавки в эпоксидное связующее при оптимальном содержании ($q = 0,01 \text{ мас.ч.}$) позволяет повысить ударную вязкость полимерных композитов в 1,8 раза по сравнению с эпоксидной матрицей. Показано, что рост ударной вязкости связан с саморегуляцией структурой композитов, наполненных дискретными волокнами, при сшивании полимерных композитов.

Ключевые слова: смесь дискретных волокон, эпоксидный композит, ИК-спектральный анализ, механическая прочность, поверхность разрушения, вектор распространения трещин.

УДК 621.577

УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ДВЗ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ НА ТАНКЕРАХ

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Чупилко Ю.В. студентка
 Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
 Херсонська філія, м. Херсон
 kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

Анотація. Розглянуто варіант використання на суднах теплонасосних парогенеруючих установок для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких використовуються вторинні теплові ресурси ДВЗ. Це дозволяє відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна, а отже заощадити невідновлювані джерела енергії (котельне паливо).

Ключові слова: Теплонасосна парогенеруюча установка; джерело теплоти низького потенціалу; вторинні теплові ресурси ДВЗ; водяна пара.

Актуальність теми. Утилізація вторинних теплових ресурсів суднового головного двигуна (ГД) традиційно є одним з основних методів і технологій підвищення ефективності комплексного використання паливо-енергетичних ресурсів суднової енергетичної установки (СЕУ). Теоретичні дослідження і розробки систем повторного використання теплоти ГД, в першу чергу суднових дизельних установок (СДУ), були успішно реалізовані на великому числі морських суден. Однак на сьогоднішній день ситуація з утилізацією теплоти СДУ на транспортному флоті якісно змінилася. Підвищення ККД ГД (ККД сучасних малооборотових суднових ГД становить від 48,0 до 51,0 %) і зниження питомої витрати палива сучасних суднових дизелів супроводжується перерозподілом статей їх теплового балансу, зокрема зменшенням втрат з відхідними газами (ВГ) із зниженням температури ВГ (температура ВГ двигунів фірми "MAN Diesel & Turbo" знизилася до 235...265 °С, а двигунів фірми "Wartsila" - до 257...298 °С) при одночасному зростанні частки теплоти, що відводиться в охолоджувачі надувного повітря (ОНП) [<http://www.mandieselturbo.com>, <http://www.wartsila.com>; 1]. Ці фактори в сукупності різко знижують ефективність традиційних схем утилізації теплоти. Стає складним одночасне забезпечення водяною парою як підігрівачів різних середовищ на судні (перелік основних споживачів теплової енергії і необхідні їй температурні рівні наведено в табл. 1), так і утилізаційного турбогенератора, що призводить до необхідності введення в роботу допоміжного котла (ДК) [1].

Як один з варіантів вирішення цієї проблеми може розглядатися використання на суднах теплонасосних парогенеруючих установок (ТНПУ) для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких були б вторинні теплові ресурси ГД. Це дозволило б, по-перше, утилізувати скидаючу теплоту, зменшуючи тим самим теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи ДК на ходовому режимі судна, а отже заощадити невідновлювані джерела енергії (котельне паливо).

Аналіз проведених досліджень. Теплонасосний напрямок утилізації вторинних теплових ресурсів СДУ для виробництва водяної пари в науково-технічній літературі раніше вже розглядався [2 - 6]. В роботі [3] представлена схема роботи ТНПУ, де розглядались різні варіанти теплоутилізуючих контурів на низькокиплячих робочих тілах для одержання водяної пари тиском 0,2 МПа і вище за рахунок теплоти надувного повітря і охолоджуючої ГД води. У якості робочого тіла ТНПУ рекомендувалися висококиплячі рідини, наприклад хладон R114 (CF₂ClCF₂Cl) та хладон R22 (CHF₂Cl), але і R114 і R22 потрапляють під обмеження, що накладаються Монреальським протоколом.

Таблиця 1. Температурні рівні грюючих середовищ та споживачів теплоти судового обладнання

Споживачі теплоти	Температура підігріву, °С	Температура грюючого середовища, °С	Грююче середовище	Тиск пари, МПа
Підігрівачі важкого палива	150	170...180	Пара	0,7...1,0
Системи опалення	20...40	70...140	Вода, пара	до 0,4
Господарсько-побутові потреби	–	70...140	Вода, пара	до 0,4
Підігрів вантажу (нафта)	40...70	80...140	Вода, пара	до 0,4
Підігрів палива, мастила	50...80	80...110	Вода	-
Опріснювачі води	–	55...70	Вода	-

Однак даних, наведених у розглянутих вище джерелах, недостатньо для оцінки перспективності теплонасосного напрямку утилізації низько-потенційної теплоти СДУ. Параметри роботи дизелів наведені для устарілих моделей двигунів, не обґрунтований вибір робочого агента, не проведені конструктивні розрахунки основних апаратів.

Тому метою дослідження є з'ясування технічної можливості та доцільності теплонасосної утилізації низькопотенційної теплоти СДУ з метою виробництва водяної пари для різних суднових споживачів.

Основна частина. Проведений аналіз експлуатаційних ходових режимів роботи суден типу танкер «Победа», «Капелла», «Григорий Нестеренко», «Дмитрий Медведев» показав, що існує чотири різних режими навантаження на котельну установку судна типу танкер:

- ходовий режим при підтримці температури вантажу до 45 °С;
- підготовка вантажу до вивантаження з підігрівом до 60 °С;
- миття танків;
- ходовий режим в баласті.

Тому витрата пари, а відповідно і навантаження на судову котельну установку (утилізаційний (УК) і допоміжний котли (ДК)) залежатиме від режиму експлуатації судна. У всіх ходових режимах для отримання водяної пари на танкері працює УК, але він не задовольняє всіх споживачів пар, що видно з табл. 2.

Таблиця 2. Парове навантаження УК і ДК залежно від режиму роботи розглянутих суден у холодну пору

Назва судна	Дук, кг/год	Необхідна кількість пари на судні, кг/год			
		Хід	Перегрів вантажу до 60 °С	Мийка танків	Баласт
17012 т/х "Капелла"	2000	9141	14841	13028	2300
15990 т/х "Григорий Нестеренко"	5000	7160	12170	11450	5075
15965 т/х "Дмитрий Медведев"	5000	2160	8046	13287	4050
т/х "Победа"	6500	1453	15928	19728	1200

Для задоволення всіх потреб на судні у водяній парі додатково використовують ДК, який працює на частковому навантаженні.

Як судно-прототип для проведення розрахункового дослідження був вибраний танкер проекту 15966 (типу "Григорий Нестеренко") [7], водотонаажністю $D = 35970$ т, розробки ЦКБ Ізумруд (м. Херсон). На танкері встановлені ГД марки 6ДКРН 60/195-10 потужністю $Ne_{ном}^{ГД} = 9370$ кВт, два ДК, один з яких КАВ 6,3/7 має паропродуктивність 6,3 т/годину, а інший КАВ 16/16 - 16 т/годину, та утилізаційний котел КУП 660 паропродуктивністю 5 т/годину.

В табл. 3 приведено теплове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні. З табл. 3 видно, що в даному режимі експлуатації судна для задоволення всіх споживачів у водяній парі паропродуктивності УК не достатньо, тому на судні використовують додатково ДК.

Таблиця 3. Парове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні

Споживачі пари	Температура пари, °С	Тиск пари, МПа	Витрати пари, кг/год
Загальносуднові	120...133	0,2...0,3	1246
Споживачі СЕУ	151...165	0,5...0,7	3512
Спеціальні споживачі (підігрівачі вантажу)	133...165	0,3...0,7	2402
Всього	-	-	7160

Вибір параметрів роботи ТНПУ визначається, з одного боку, параметрами охолоджуючої води ДВЗ, що є джерелом низько потенціальної теплоти, а з іншого, - наявністю на судні споживачів пари, в першу чергу, підігрівачів вантажу. Аналіз параметрів суднових споживачів теплової енергії показує, що вони можуть бути розділені на три основні групи: що використовують водяну пару низького (0,3 МПа), середнього (0,5 МПа) і високого (до 0,7 МПа) тисків. Спочатку розглядалася робота ТНПУ з отриманням пара всіх трьох параметрів. Однак, з огляду на можливість термічного розкладання хладонів, які є робочим тілом ТНПУ, і з метою спрощення установки остаточно була прийнята схема двох тисків, принцип дії якої детально описано в [8]. При цьому передбачалося, що водяна пара тиском 0,9 МПа виробляється в традиційному утилізаційному водяному котлі за рахунок теплоти ОГ ГД. В якості альтернативного ГД для танкера розглядалися сучасні малообертові двигуни 6RTA52U-B фірми "Wartsila-NSD" з номінальною потужністю $Ne_{ном}^{ГД} = 9600$ кВт та двигун 6S50ME-C8-TII фірми "MAN B&W" з потужністю

$Ne_{ном}^{ГД} = 9960$ кВт.

Для обох дизелів використовується трьохконтурна система охолодження. В табл. 4 представлені параметри робочих середовищ системи охолодження двигунів.

В якості джерела низького потенціалу розглядалася вода, що охолоджує втулки циліндрів. Схема підключення та сумісної роботи ТНПУ та водопріснювальної установки приведена на рис.

Таблиця 4. Параметри робочих середовищ водяної системи охолодження двигунів

Параметр, позначення, одиниця вимірювання	Дизель марки			
	6RTA52U-B		6S50ME-C8-TII	
	Гріюче середовище	Охолоджуюче середовище	Гріюче середовище	Охолоджуюче середовище
Холодильник системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ				
Кількість теплоти, що передається $Q_{ХРЦ}$, кВт	1862		1450	
Температура середовища $t_{ХРЦ}$, °С, вхід/вихід	85/70	н/д	80/65	43/55
Витрати речовини $G_{ХРЦ}$, м ³ /годину	109	н/д	83	107
Охолоджувач наддувочного повітря				
Кількість теплоти, що передається $Q_{ОНВ}$, кВт	3311		4140	
Температура середовища $t_{ОНВ}$, °С, вхід/вихід	н/д	36/54	н/д	36/ 61
Витрати речовини $G_{ОНВ}$, кг/ годину	74381	157	н/д	143
Масляний холодильник				
Кількість теплоти, що передається $Q_{МХ}$, кВт	1064		790	
Температура середовища $t_{МХ}$, °С, вхід/вихід	64/45	36/46	54/45	36/43
Витрати речовини $G_{МХ}$, м ³ / годину	112	92	195	107
Центральний холодильник				
Кількість теплоти, що передається $Q_{ЦХ}$, кВт	6237		6380	
Температура середовища $t_{ЦХ}$, °С, вхід/вихід	58/36	32/52	58/36	32/50
Витрати речовини $G_{ЦХ}$, м ³ / годину	249	274	250	315

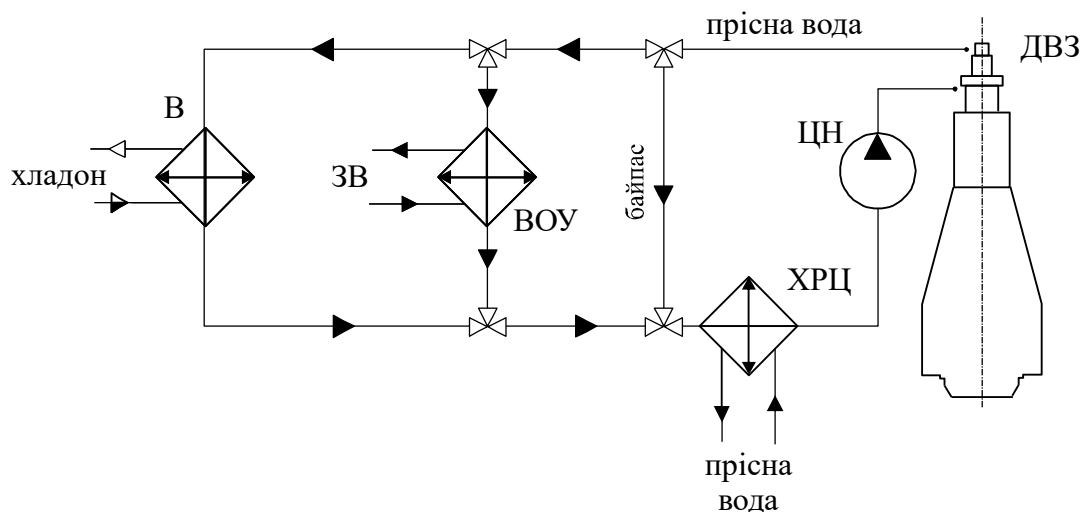


Рисунок. Схема з'єднання випарника ТНПУ до системи охолодження ДВЗ
 В – випарник теплового насоса; ЗВ – заборна вода; ВОУ – водопріснювальна установка; ХРЦ – холодильник системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ;
 ЦН – циркуляційний насос

Результати розрахунків інтегральних показників ТНПУ для двигунів танкера проекту 15966 представлені в табл. 5.

Таблиця 5. Результати розрахунку ТНПУ для розглянутих ГД

Параметр, що розраховувався, позначення, одиниця вимірювання	Головний двигун	
	6RTA52U-B	6S50ME-C8-TII
Витрати водяної пари (тиск $P_{ВП} = 0,3$ МПа) G_{s1} , кг/с (кг/годину)	0,207 (745,2)	0,131 (471,6)
Витрати водяної пари (тиск $P_{ВП} = 0,5$ МПа) G_{s2} , кг/с (кг/годину)	0,5241 (1887)	0,3309 (1191)
Теплове навантаження на конденсатор Кд1 Q_1 , кВт	512	324
Теплове навантаження на конденсатор Кд2 Q_2 , кВт	1309	827
Масові витрати хладона в ТНПУ G_o , кг/с	16,23	10,25
Електрична потужність на привід компресорів Км1 и Км2 N_e , кВт	536	339
Витрати палива привідних двигунів ДГ на привід компресорів $G_{ТДГ}$, кг/с (кг/ч)	0,02979 (107,2)	0,01881 (67,7)
Витрати палива ДК при одержанні водяної пари $G_{ТВК}$, кг/с (кг/годину)	0,0502 (181,8)	0,03170 (114,1)
Кількість заощадженого палива при використанні ТНПУ $\Delta G_T = G_{ТВК} - G_{ТДГ}$, кг/годину (%)	73,3 (41)	46,4 (41)
Тепловий коефіцієнт ТНПУ COP	3,40	

Таким чином, проведені розрахункові дослідження (див. табл. 5) показали безсумнівні енергетичні переваги від установки на судні ТНПУ.

Отримані результати вказують на перспективність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти СДУ і доцільність проведення подальших досліджень.

Висновки.

1. На сьогоднішній день на водному транспорті питання утилізації скидної теплоти СДУ залишаються вкрай актуальними. Одним з варіантів вирішення цього завдання з урахуванням змінених параметрів роботи судових дизелів є впровадження теплонасосних парогенеруючих установок.

2. Проведені дослідження показали енергетичну ефективність і технічну здійсненність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти СДУ.

3. Остаточний вибір режимних параметрів роботи ТНПУ (у тому числі і марки хладону) повинен проводитися на основі оптимізаційних розрахунків, моделюючих конструктивні і вартісні характеристики апаратів установки.

Список літератури

- [1] Андреев, А.А., Смагин Д.Н., Калиниченко И.В. (2004). Совершенствование схем утилизации низкопотенциальной теплоты судовых дизельных установок на основе низкокипящих жидкостей. *Зб. наук. пр. НУК*, 4 (397), 43–48.
- [2] Маслов, В.В. (1990). Утилизация теплоты судовых дизелей. *Транспорт*, 144.
- [3] Радченко, Н.И., Сирота А.А. (2002). Теплоутилизирующие контуры на низкокипящих рабочих телах для ДВС. *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. пр.*, 31, 17–19.
- [4] Рей, Д., Макмайкл Д. (1982). Тепловые насосы. *Энергоиздат*, 224.
- [5] Селиверстов, В. М. (1973). Утилизация тепла в судовых дизельных установках. *Судостроение*, 256.
- [6] Янтовский, Е.И., Левин Л.А. (1989). Промышленные тепловые насосы *Энергоатомиздат*, 128.
- [7] Танкер проекта 15966 "Григорий Нестеренко". (1985). Спецификация. ЦКБ "Изумруд", 156.
- [8] Захаров, Ю.В., Андреев А.А., Калиниченко И.В., Максимов В.И. (2005). Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонасосными паропроизводящими установками. *Зб. наук. пр. НУК*, 2 (401), 70-79.

Kalinichenko I. Chupilko U.

HEAT PUMP TECHNOLOGIES UTILIZATION HEAT BY SHIP ENGINE

Annotation. The variant of use on ship of heat-pump steam generating units for the development of water vapor, a source of consumed heat of low potential (in the evaporator), which uses the secondary thermal resources of the engine, is considered. This allows to abandon the operation of the auxiliary boiler in the running mode of the ship, and thus save on non-renewable sources of energy (boiler fuel).

Keywords: Heat Pump Steam Generating Unit; low potential source of heat; secondary thermal resources of engine; water vapor

Калиниченко И.В., Чупилко Ю.В.

ТЕПЛОАСОСНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ СУДОВЫХ ДВС

Аннотация. Рассмотрен вариант использования на судах теплонасосных парогенерирующих установок для выработки водяного пара, источником потребляемой теплоты низкого потенциала (в испарителе) в которых используются вторичные тепловые ресурсы ДВС. Это позволяет отказаться от работы вспомогательного котла на ходовом режиме судна, а следовательно сэкономить невозобновляемые источники энергии (котельное топливо).

Ключові слова: Теплонасосная паропроизводящая установка; источник теплоты низкого потенциала; вторичные тепловые ресурсы ДВС; водяной пар

УДК 661.961

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПЛАВУЧОГО ВИРОБНИЦТВА З ВИДОБУТКУ СІРКОВОДНЮ З ГЛИБИН ЧОРНОГО МОРЯ ТА ОТРИМАННЯМ ВОДНЮ

Проскурін А.Ю. канд. техн. наук, доц.¹, Галинкін Ю.М. канд. техн. наук²,

Проскуріна О.О., магістрант³

^{1,2,3} Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2,3} Україна, Миколаїв

¹ arkadii.proskurin@nuos.edu.ua, ² yurii.galynkin@nuos.edu.ua,

³ oksana.proskurina@live.com

Анотація. Визначено принципний склад плавучого виробництва з видобутку сірководню, отримання водню, безпечного акумулювання та транспортування водню, що складається з низки систем та підсистем. Розроблена математична модель плавучого виробництва водню, яка заснована на системі балансових рівнянь.

Ключові слова: сірководень, водень, плавуче виробництво.

Одним з важливих джерел відновлюваної енергії для умов України є сірководневий шар Чорного моря природного та антропогенного походження, що розташовано на глибинах більше 150 м, а в низці районів він починається вже з 25 м. Запаси покладів сірководню Чорного моря оцінено в 50 млрд т. зі щорічним поповненням у 5 млн. т., що дозволяє отримувати потужність еквівалентну 10% потужності атомних електричних станцій України [1]. Досить важливо супутнє рішення низькі екологічних та соціальних проблем причорноморського регіону.

У ході аналізу робіт вітчизняних та закордонних дослідників встановлено, що робочі процеси в обладнанні плавучого виробництва з видобутку сірководню з глибин Чорного моря, отримання, безпечного акумулювання та транспортування водню досліджений у недостатній мірі, а також немає чітких рекомендацій щодо раціональних геометричних та режимних параметрів обладнання, що забезпечує видобування сірководню з морської води, сепарації сірководню від морської води, деструкції сірководню у суміш газів з вмістом водню, сепарації водню з суміші газів, що отримано, акумуляції водню у вигляді металогідридів та їх суспензій [2,3]. Тому процеси видобування сірководню з морської води, його деструкції у суміш газів з вмістом водню, сепарації водню та акумуляції, що отримано, потребують подальшого теоретичного та експериментального дослідження для визначення раціональних їх параметрів робочого циклу, які б забезпечили найвигідніше співвідношення ефективних й екологічних показників плавучого виробництва, що досліджується.

Ціль роботи є розробка технології плавучого виробництва з видобутку сірководню з глибин Чорного моря з подальшим отриманням водню, його безпечним акумулюванням та транспортуванням, а також встановлення раціональних параметрів роботи такого виробництва дадуть змогу ефективного використання нового відновлюваного енергетичного ресурсу у господарчому комплексі України та може бути конкурентоспроможним наукомістким товаром на зовнішніх ринках.

Математична модель плавучого виробництва (ПВ) заснована на системі балансових рівнянь і включає до свого складу моделі підсистем, агрегатів (елементів) і властивостей енергоносіїв (рис. 1).

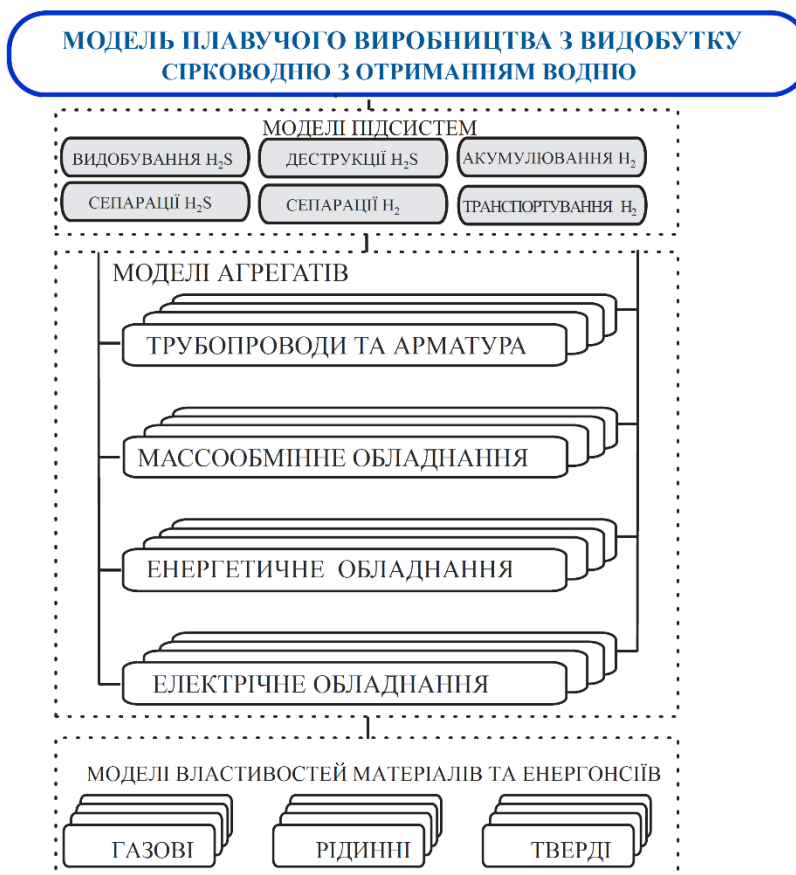


Рис. 1 Схема математичної моделі плавучого виробництва

Система балансових рівнянь потоків енергії і маси в елементах (групи елементів) обладнання ПВ встановлює співвідношення між термодинамічними і витратними параметрами зв'язків, що забезпечує задану величину стаціонарного навантаження ПВ заданого типу і включає:

– рівняння балансу енергії для кожного елемента

$$\sum_{i=1}^L (k_n Gh)_i + \sum_{i=1}^L (k_n N)_i = 0;$$

– рівняння балансу витрат для кожного енергоносія кожного елемента

$$\sum_{i=1}^L G_i = 0;$$

– рівняння гідравлічного (аеродинамічного) балансу для кожного енергоносія кожного елемента

$$p_{ax} + (-1)^K \Delta p - p_{аax} = 0;$$

– рівняння зміни ентальпії кожного енергоносія в кожному елементі

$$h_{ax} + (-1)^K \Delta h - h_{аax} = 0.$$

Тут: Δp , Δh – характеристики зміни тиску та ентальпії енергоносіїв в елементах; k_n – коефіцієнт, що враховує втрати енергії відповідного енергоносія в навколишнє середовище. Індекси визначають номери: k – елемента, що розглядається; l – розглянутого енергоносія. Загальна кількість: елементів енергетичної установки – K ; енергоносіїв та видів енергії – L .

Висновки

Розроблена математична модель плавучого виробництва водню, яка заснована на системі балансових рівнянь і включає до свого складу моделі підсистем (видобування сірководню з глибин Чорного моря; сепарації сірководню та морської води; деструкції сірководню з отриманням воднеміського газу; сепарації водню з воднеміського газу; безпечного акумулювання водню; безпечного транспортування водню), агрегатів (елементів) і властивостей енергоносіїв.

Література

- [1] Бондаренко, Г. Н., Колябина, И. Л., & Маринич, О. В. (2009). Проблема извлечения сероводорода из глубинных вод Черного моря. *Геология и полезные ископаемые Мирового океана*, 2, 92-97.
- [2] Михайлюк, О. Л. (2012). Перспективи використання енергетичного потенціалу сірководню чорного моря. *Науковий вісник ОНЕУ*, 21(173), 91-100.
- [3] Неклюдов, И. М., Борц, Б. В., Полевич, О. В., Ткаченко, В. И., Шильяев, Б. А. (2006). Альтернативная сероводородная энергетика Черного моря, состояние, проблемы и перспективы. Часть I. *Водородная энергетика и транспорт*, 12(44), 23-30.

REFERENCES

- [1] Bondarenko, G. N., Kolyabina, I. L., & Marinich, O. V. (2009). Problema izvlecheniya serovodoroda iz glubinyh vod Chernogo morya. *Geologiya i poleznye iskopaemye Mirovogo okeana*, 2, 92-97. (in Russian).
- [2] Mihajlyuk, O. L. (2012). Perspektivi vikoristannya energetichnogo potencialu sirkovodnyu chornogo morya. *Naukovij visnik ONEU*, 21(173), 91-100. (in Ukrainian).
- [3] Neklyudov, I. M., Borc, B. V., Polevich, O. V., Tkachenko, V. I., Shilyaev, B. A. (2006). Alternativnaya serovodorodnaya energetika Chernogo morya, sostoyanie, problemy i perspektivy. Chast I. *Vodorodnaya energetika i transport*, 12(44), 23-30. (in Russian).

Proskurin A.Yu., Halynkin Yu.M., Proskurina O.O.

General provisions of the floating production mathematical model for the extraction of hydrogen sulfide from the depths of the Black Sea and hydrogen production

The principal composition of the floating production for the production of hydrogen sulfide, hydrogen production, safe accumulation and transportation of hydrogen, consisting of a number of systems and subsystems, is determined. A mathematical model of floating hydrogen production is developed, which is based on a system of balance equations.

Keywords: hydrogen sulfide, hydrogen, floating production.

Проскурин А.Ю., Галынкин Ю.Н., Проскурина О.О.

Общие положения математической модели плавучего производства по добыче сероводорода из глубин Черного моря и получение водорода

Определен принципиальный состав плавучего производства по добыче сероводорода, получения водорода, безопасного аккумулирования и транспортировки водорода, состоящий из ряда систем и подсистем. Разработана математическая модель плавучего производства водорода, которая основана на системе балансовых уравнений.

Ключевые слова: сероводород, водород, плавучее производство.

УДК 621.432

**АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ
В СУДНОВОМУ ЕНЕРГЕТИЧНОМУ ОБЛАДНАННІ**

Самойленко І.О., к.т.н., ст. викладач, Волков Є.З., студент,

Борисюк В.В., студент

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Херсонська філія Херсон, Україна
maximka1786@gmail.com

Анотація. До важливих проблеми суднової енергетики слід віднести ефективне використання палива в теплових двигунах і зниження викидів з відпрацьованих газів. На вирішення цих проблем спрямовані нормативно-правові заходи, удосконалення робочих процесів теплових двигунів, модернізація їх основних систем, удосконалення процесу експлуатації енергетичних установок.

Ключові слова: енергетика, вторинні енергоресурси, утилізація

До важливих проблеми суднової енергетики слід віднести ефективне використання палива в теплових двигунах і зниження викидів з відпрацьованих газів. На вирішення цих проблем спрямовані нормативно-правові заходи, удосконалення робочих процесів теплових двигунів, модернізація їх основних систем, удосконалення процесу експлуатації енергетичних установок.

Використання вторинних енергетичних ресурсів - одне з перспективних напрямків підвищення енергетичної ефективності установок з тепловими двигунами.

Використання таких пристроїв утилізації вторинних енергетичних джерел, як парові утилізаційні турбіни та теплові насоси, дозволяє підвищити коефіцієнт використання палива на 3 – 9 %.

При переведенні теплових двигунів на газове паливо з'являються додаткові можливості підвищення їх енергоефективності за рахунок використання механічної енергії палива та хладопотенціалу газового палива.

Вибір методів підвищення енергетичної ефективності повинен бути зв'язаний з наявністю потреб конкретного енергетичного об'єкта в додатковій механічній енергії та теплоті.

Техніко-економічний ефект використання вторинних енергоресурсів на судах багато в чому визначається схемою утилізації теплоти.

Теплота відпрацьованих газів дизельних і газотурбінних установок може використовуватися в системах малої (звичайної) утилізації теплоти (СМУТ) і системах глибокої утилізації теплоти (СГУТ).

Системи малої утилізації теплоти забезпечують потреби підігріву вантажу, що перевозиться, технологічні потреби в парі, опалення приміщень, постачання теплотою господарсько-побутових споживачів, отримання холоду для кондиціонерів та інших судових потреб. У газотурбінних установках, крім того можлива регенерація теплоти відпрацьованих газів, тобто підігрів повітря перед камерою згоряння. Таким чином, СМУТ в ходовому режимі судна заміщають допоміжний котел.

Системи глибокої утилізації теплоти можуть крім перерахованих вище потреб, забезпечувати постачання судна електричної і механічної видами енергії.

Вони дозволяють в ходовому режимі повністю або частково заміщати допоміжний котел утилізаційним, дизель-генератор - утилізаційним турбогенератором, а також частково головний двигун утилізаційної ходової турбіною, забезпечувати роботу допоміжних механізмів з паровим приводом.

Використання теплоти охолоджуючої води головних і допоміжних двигунів можливо в вакуумних випарниках, теплових насосах, підігрівачах побутової води, фреонових турбогенераторах. Теплота води систем високотемпературного охолодження може також використовуватися в утилізаційних холодильних установках, підігрівачах живильної води.

Високі ціни на нафтове паливо обумовлюють вимоги максимального використання вторинних енергоресурсів, а отже, застосування конструктивно складних і дорогих СГУТ. У той же час безвахтове обслуговування СЕУ вимагає застосування відносно простих і надійних систем утилізації, що легкі в керуванні і обслуговуванні.

На сучасних судах використовуються системи утилізації вторинних енергоресурсів, що мають різні конструктивні рішення, теплотехнічні характеристики, рівні надійності і засоби автоматизації.

Система глибокої утилізації теплоти включає в себе утилізаційні котли з більш розвиненою поверхнею нагріву, що зазвичай мають економайзери і пароперегрівачі, а також підігрівники живильної води, що забезпечують більш високі паропродуктивність і параметри пара.

У світовій практиці суднобудування зустрічаються складні двоконтурні СГУТ, в яких пар підвищеного тиску використовується в утилізаційному турбогенераторі і ежекторі, а пар з котла низького тиску, що гріє середовищем якого є прокачується через нього вода з парового сепаратора направляється до решти споживачів. Практично всі сучасні великотоннажні судна з дизельними установками обладнані системами утилізації теплоти забезпечують економію палива до 7-8 %. Однак рівень утилізації теплоти відпрацьованих газів нижче технічно досяжного. Це пояснюється обмеженою потребою судового теплообмінного обладнання в теплоті при потужності дизельної установки до 6000-8000 кВт, при цьому наявного надлишку теплової енергії не достатньо для забезпечення утилізаційного турбогенератора.

Широкому поширенню СГУТ перешкоджає ряд факторів: зростання енергоозброєності суден, випереджаючи можливості СГУТ при застосуванні простих і надійних схем систем утилізації теплоти; експлуатація головних двигунів з навантаженнями нижче номінальної, що зменшує потужність УТГ на 25-30 %; небажаність ускладнення систем утилізації теплоти з позиції використання комплексної автоматизації; використання більш економічних двигунів, у яких розташовується теплота відпрацьованих газів зменшується, а розташовується теплота системи охолодження надувного повітря збільшується.

У судових газотурбінних установках температура відпрацьованих газів залежить від її типу, схеми, параметрів газу, ККД компресора і турбін.

Теплота відпрацьованих газів газотурбінної установки може використовуватися для підігріву повітря перед камерою згоряння (регенерації), охолодження повітря перед компресором, виробництва пара в утилізаційному котлі з подальшим використанням його енергії для отримання додаткової потужності в утилізаційної ходової турбіні, утилізаційному турбогенераторі, газотурбінному двигуні, а так само для споживачів загальносуднового призначення.

У ряді випадків вторинні енергетичні ресурси систем охолодження теплового двигуна виявляються доцільним використовувати не для отримання електричної енергії, а для потреб теплофікації, наприклад, в системах підігріву вантажу на судах, замінюючи автономні котли, призначені для забезпечення цих систем. При цьому необхідно підібрати температурний рівень теплоти, витягнутий з системи охолодження, що і може бути забезпечено тепловими насосами.

Висновок. При виборі пристроїв та методів використання вторинних енергетичних ресурсів теплових двигунів необхідно перш за все орієнтуватися на потенційного споживача теплової, механічної або електричної енергії та вибрати методи, що дозволяють отримати найбільш спожитий у конкретній установці вид енергії.

REFERENCES:

1. Безюков О.К., Ерофеев В.Л., Ерофеева Е.В., Пряхин А.С. (2016) *Энергосбережение: энергетическая эффективность водного транспорта: монография*. СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова.
2. Коршунов Л.П. (1983). *Утилизация тепла на судах флота рыбной промышленности*. М: Легкая и пищевая промышленность.
3. Селиверстов В.М. (1973). *Утилизация тепла в судовых дизельных установках*. Л.: Судостроение.
4. Маслов В.В. (1990). *Утилизация теплоты судовых дизелей*. М.: Транспорт.

Samoilenko Ihor, Volkov Yevhen, Borysiuk Valerii

Analysis of the use of secondary energy resources in marine power equipment

Abstract. Important issues in marine power engineering include the efficient use of fuel in heat engines and the reduction of emissions from exhaust gases. The regulatory measures aimed at improving the working processes of heat engines, upgrading their main systems, improving the operation of power plants are aimed at solving these problems.

Keywords: energy, waste energy, recycling.

Самойленко И.О., Волков Е.З., Борисюк В.В.

Анализ использования вторичных энергетических ресурсов в судовом энергетическом оборудовании

Аннотация. К важным проблемам судовой энергетики следует отнести эффективное использование топлива в тепловых двигателях и снижение выбросов из отработанных газов. На решение этих проблем направлены нормативно-правовые мероприятия, совершенствование рабочих процессов тепловых двигателей, модернизация их основных систем, совершенствование процесса эксплуатации энергетических установок.

Ключевые слова: энергетика, вторичные энергоресурсы, утилизация.

УДК 621.18.063

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ КОНВЕКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТИПУ «SUNROD»

ТА ЇХ ВПЛИВУ НА ТЕПЛОВУ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ СУДНОВОЇ КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Долганов Юрій Анатолійович, канд. техн. наук,

Істомін Леонід Олександрович, магістрант,

Маркін Олексій Володимирович, магістрант,

Упоров Юрій Юрійович, магістрант.

Національний Університет Кораблебудування ім. адм. Макарова

Україна, Миколаїв

yuri.dolganov1987@gmail.com

ORC ID: 0000-0002-3353-1057

Аннотація. В роботі проведено аналіз конструкцій різних типів конвективних поверхонь нагріву сучасних судових котлів, зокрема розглянуті конвективні елементи типу «SUNROD» з іголчастим ребренням. Результатом роботи є визначення впливу застосування таких конвективних елементів на масогабаритні показники та коефіцієнт використання теплоти палива.

Ключові слова: суднова котельна установка, конвективні елементи, іголчасте ребрення.

В конструкціях сучасних судових котлів фірм Alfa-Laval Aalborg, Kangrim та ін. з метою підвищення ефективності теплообміну, зменшення аеродинамічного опору та покращення масогабаритних показників використовуються конвективні іголчасто-ребренні елементи (рис.1) [1, 2]. Так як виробники не публікують дані щодо ефективності котлів з даним типом ребрення, то для визначення впливу такого рішення на теплову ефективність та експлуатаційні показники котельної установки судна необхідно провести дослідження та розробити методику розрахунку таких поверхонь нагріву.

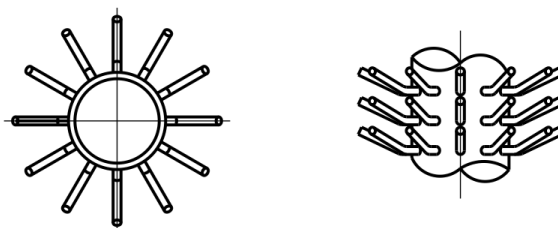


Рис.1 Конвективні елементи з іголчастим ребренням

Основною проблемою для визначення ефективності такого рішення є різноманіття конструкцій та способів використання таких конвективних елементів. Аналіз літературних джерел показав, що найбільш придатними для розрахунків при поперечному та поздовжньому омиванні є залежності наведені у [3] для проволочно-оребрених поверхонь. Визначення коефіцієнта забруднення та коефіцієнта повноти омивання також викликає багато складностей пов'язаних з конфігурацією газоходу і характером течії газів.

Основним показником, за яким можна оцінити вплив використання котлів за іголчасто оребренними елементами на експлуатаційну ефективність суднової енергетичної установки є коефіцієнт використання теплоти палива [4].

$$\eta_{в.т} = \frac{N_R + P_e^{ДГ} + Q_s^{ДК} + Q_{OY}}{Q_{нал}^{ГД} + Q_{нал}^{ДГ} + Q_{нал}^{ДК}}$$

Розглянувши деяку усереднену СЕУ судна, очевидно, що підвищення теплової потужності допоміжного котла $Q_s^{ДК}$, яку забезпечить використання більш розвинених поверхонь нагріву, збільшить коефіцієнт використання теплоти палива та економічність енергетичної установки в цілому.

Тобто розробка методики, яка дозволить визначити ефективність використання іголчасто оребраних елементів в конвективних поверхнях нагріву судових котлів є актуальною задачею та потребує подальших досліджень.

Висновок. Проведений аналіз конструкцій сучасних судових допоміжних котлів показав, що однією з тенденцій щодо підвищення теплової та експлуатаційної ефективності є використання розвинених конвективних поверхонь нагріву з іголчастим оребренням. В результаті проведеного інформаційного пошуку було визначено, що відсутність методики розрахунку іголчастого оребрення робить неможливим визначення величини впливу таких конвективних поверхонь на ефективність суднової енергетичної установки в цілому. Поставлена основна задача дослідження рішення якої приведе до отримання наукового результату.

REFERENCES

- [1] Alfa-Laval Marine (2019): Retrieved from: <http://www.alfalaval.com/industries/marine-transportation/marine>
 [2] Industrial and marine boilers (2017): Retrieved from: <http://www.kangrim.com/boilers>
 [3] Kuznecov N.V (1973). *Тепловој расчет котельних агрегатив (Нормативниј метод)*. Moscow: Energiya.
 [4] Gorbov V.M (2010). *Enciklopediya sudnovoy energetiki*. Mykolaiv: NUK.

Dolganov Yurii, Istomin Leonid, Markin Oleksii, Uporov Yurii

ANALYSIS OF CONSTRUCTIONS OF "SUNROD" CONVECTIVE ELEMENTS AND THEIR EFFECTS ON THE THERMAL EFFICIENCY OF THE MARINE BOILER

The analyzes of designs of various types convective heating surfaces of modern marine boilers, in particular, the convective elements of the SUNROD type with needle-shaped ribbing are considered. The result of the work is to determine the effect of the use of such convective elements on the dimensions and the coefficient of heat utilization.

Keywords: marine boiler, convective elements, needle fins

Долганов Ю. А., Истомин Л. А., Маркин А. В., Упоров Ю. Ю.

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ КОНВЕКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТИПА «SUNROD» И ИХ ВЛИЯНИЯ НА ТЕПЛОВУЮ И ЭКСПЛУАТАЦИОННУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СУДОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В работе проведен анализ конструкций различных типов конвективных поверхностей нагрева современных судовых котлов, в частности рассмотрены конвективные элементы типа «SUNROD» с игольчатым оребрением. Результатом работы является определение влияния применения таких конвективных элементов на массогабаритные показатели и коэффициент использования теплоты топлива.

Ключевые слова: судовая котельная установка, конвективные элементы, игольчатое оребрение.

УДК. 621. 57: 628. 84

РОЗРАХУНОК ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ ГЕРМЕТИЧНИХ КОМПРЕСОРНИХ АГРЕГАТИВ СУДНОВИХ СИСТЕМ МІКРОКЛИМАТУ ТА РЕФРИЖЕРАЦІЇ

Литош О.В., канд. техн. наук, доц.;¹

Дорош В.С., канд. техн. наук., ст. наук. співроб.¹

¹Національний університет кораблебудування, м. Миколаїв

olena.lytosh@nuos.edu.ua

Анотація. Описано математичну модель роботи герметичних компресорних агрегатів (ГКА) у перехідних режимах. Наведено методику, результати розрахунку і оцінки значень номінального ковзання, максимального і початкового пускового моментів вбудованого електродвигуна.

Ключові слова: герметичний компресорний агрегат (ГКА), математична модель, перехідні режими ГКА.

Вступна частина. Одним із широко розповсюджених видів обладнання для систем мікроклімату та рефрижерації на морських та річкових судах являються автономні кондиціонери (АК) та моноблочні холодильні машини для провізійних комор (ХМП) з компресійною холодильною машиною (КХМ). Найважливішим елементом КХМ являється герметичний компресорний агрегат (ГКА), який в значній мірі визначає надійність, економічність, масу, розміри, віброшумові характеристики АК та ХМП. Тому серед напрямків науково-технічного характеру мають важливе значення роботи по створенню та вдосконаленню ГКА, котрі сполучені з великим обсягом теоретичних та експериментальних досліджень[1].

В теперішній час автономні кондиціонери (АК) широко використовуються на судах з новими принципами руху, де для зменшення маси та габаритів енергетичної установки, допоміжних механізмів та систем доцільне використання змінної напруги частотою 400 Гц. Однією з найважчих проблем при створенні АК цих суден являється розробка ГКА з електродвигуном на 400 Гц [1].

Одним із завдань проектування герметичних компресорних агрегатів (ГКА) є визначення основних параметрів (номінального ковзання, максимального і початкового пускового обертаючих моментів) вбудованого електродвигуна, знання яких дозволяє вже на ранніх стадіях проектування ГКА задати параметри механічної характеристики електродвигуна, який розробляється. Надійних теоретичних методів вирішення даного завдання не існує, а практичні рекомендації для відкритих (сальникових) машин не застосовні для ГКА, що відрізняються конструктивними особливостями і специфічними умовами роботи [2,3].

Ціль роботи – розробка методики розрахунку характеристик ГКА в перехідних режимах та визначення параметрів (номінального ковзання, максимального та початкового пускового моментів) електродвигуна, який розробляється.

Основна частина. Авторами розроблена математична модель, що дозволяє розрахувати перехідні режими ГКА в залежності від конструкції і умов роботи, оцінити і задати параметри механічної характеристики вбудованого електродвигуна.

Математична модель і розрахунок перехідних режимів ГКА базується на наступних основних положеннях і припущеннях: 1. Тиску всмоктування ($p_{вс}$) і нагнітання ($p_{н}$) постійні, тобто $p_{вс} = \text{const}$, $p_{н} = \text{const}$. 2. Термодинамічна система гомогенна, тобто тиск газу у всіх точках порожнин ГКА на стороні всмоктування ($p_{вс}$) і нагнітання ($p_{н}$) в кожен момент часу постійний. Дотримується одночасність зміни параметрів холодоагенту по всьому об'єму. 3. Чи дотримується безперервність середовища, тобто $l / L \ll 1$ (тут l - довжина вільного пробігу молекули; L - характерний розмір системи). 4. Зміна потенційної і кінетичної енергії газу зневажає мало. 5. Теплообмін між газом і стінками циліндра відсутня. 6. Процес нагнітання закінчується при куті повороту вала $\varphi = 0^\circ$ (360°), а процес всмоктування - при куті повороту вала $\varphi = 180^\circ$. 8. Зміна кількості газу в циліндрі відбувається: в процесі стиснення за рахунок протікання через зазор поршень-циліндр (далі - протікання), в процесі нагнітання за рахунок протікання і витікання газу через нагнітальний клапан, в процесі всмоктування за рахунок протікання і надходження газу через всмоктуючий клапан. 9. Передбачається, що при вирівнюванні тисків в циліндрі і у всмоктувальній (нагнітальною) порожнини всмоктуючий (нагнітальний) клапани миттєво відкриваються.

В основу моделі покладено рівняння руху машинного агрегату, яке для ГКА з достатнім ступенем точності запишеться у вигляді [4]

$$M_p - M_o = I_{пр} \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

де M_p - момент, що розвивається рушійними силами (електродвигуном); M_o - момент, що витрачаються на подолання корисних і шкідливих опорів компресора; $I_{пр}$ - приведений момент інерції мас, що приводяться в рух; ω - кутова швидкість; t - час.

Рівняння (1) може бути вирішено тільки в тому випадку, коли момент двигуна і момент опору є відомими функціями швидкості обертання, тобто $M_p = f_1(\omega)$ і $M_o = f_2(\omega)$. Оскільки момент опору поршневого ГКА - функція кута повороту $M_o(\varphi)$, а момент рушійних сил для електродвигуна - функція кутової швидкості $M_p(\omega)$, то рівняння (1) може бути вирішено, наприклад, чисельним методом.

В результаті отримана система рівнянь, що описує роботу ГКА в пускових режимах і встановлює зв'язки виду:

$$M_p = f_1(\omega, \omega_0, M_k, s_k, s_n, a, M_n, \beta_1, \beta_2, \omega_c, U_\varphi); \quad (2)$$

$$M_o = f_2(\varphi, \Delta\varphi, D_n, S, a_m, l_{пр}, \lambda, \Delta, L, \mu, w_n, j_n, p_n, p_{вс}, p_{тер.пс}, M_{тер.об}, p_{поч}, t_{поч}, \varphi_{поч}), \quad (3)$$

де ω_0 - синхронна кутова швидкість електродвигуна; M_k, s_k, s_n - критичний (максимальний) момент, що розвивається електродвигуном і відповідне йому ковзання, номінальне ковзання; M_n - пусковий момент електродвигуна; a, β_1, β_2 - безрозмірні параметри механічної характеристики електродвигуна, що залежать від активного і реактивного опорів фаз обмоток статора і ротора; ω_c, U_φ - кутова частота мережі живлення і амплітудне значення напруги фази; $\varphi, \Delta\varphi$ - кут повороту вала і збільшення кута (крок інтегрування); D_n, S - діаметр і хід поршня; a_m - відносний обсяг мертвого простору; λ - відношення ходу поршня до подвоєної довжини шатуна; $l_{пр}$ - приведений момент інерції; Δ - радіальний зазор між поршнем і циліндром; L - довжина поршня до маслоскидної канавки; μ - коефіцієнт динамічної в'язкості газу (пара); w_n, j_n - швидкість і прискорення поршня; $p_n, p_{вс}$ - тиск нагнітання і всмоктування; $p_{тер.пс}, M_{тер.об}$ -

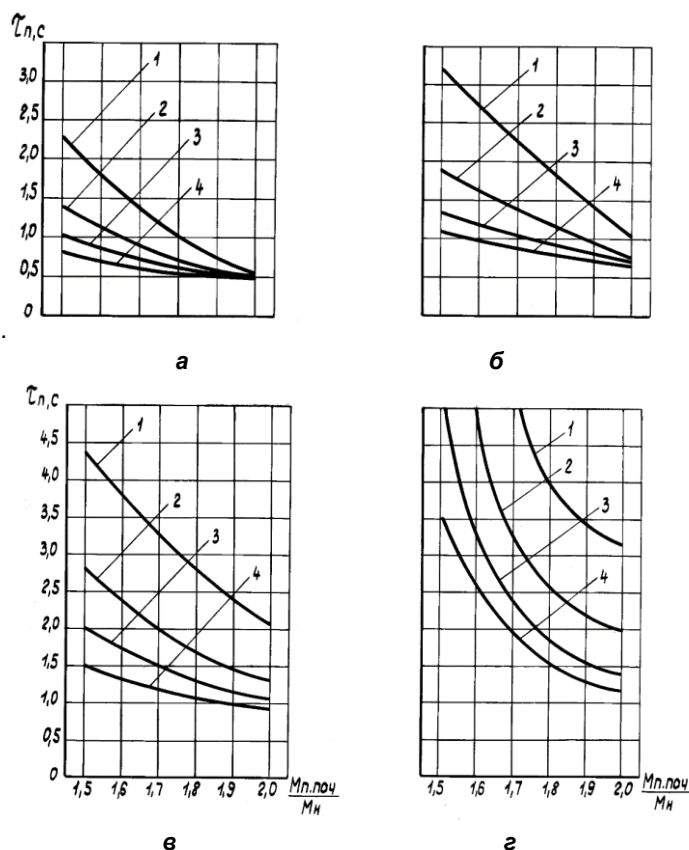
середній тиск тертя поступально рухомих деталей (поршень, частина шатуна) і середній момент тертя обертання; $p_{\text{поч}}$, $t_{\text{поч}}$, $\varphi_{\text{поч}}$ - тиск і температура газу в циліндрі і кут повороту вала (положення поршня) на початку розрахунку..

Для перевірки адекватності моделі були зіставлені результати розрахунку перехідних режимів ГКА з досвідченими даними. Зіставлення дозволяє зробити висновок, що дана математична модель досить точно відображає фізичну сутність процесів, що відбуваються під час пуску ГКА.

Для оцінки пускових характеристик ГКА розраховують і будують графіки, що відображають залежність часу пуску t_n від кратності початкового пускового моменту $M_{\text{п.поч}}/M_n$ вбудованого електродвигуна при різних зазорах поршень-циліндр 2Δ , номінальній та зниженій напрузі мережі живлення. Для вибору оптимального варіанту розрахунок ведеться для кількох значень максимального (критичного) моменту вбудованого електродвигуна..

На мал. 1 представлені такі залежності для компресорного агрегату КХГВ-14 (двоциліндровий, діаметр циліндра 50 мм, хід поршня 24мм, частота обертання $66,7 \text{ c}^{-1}$ при частоті струму 400 Гц) при кратності максимального моменту вбудованого електродвигуна, що дорівнює 2,5. Початки розраховували при температурах $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$. Положення поршнів перед пуском вибрано з урахуванням найбільш ймовірного діапазону кутів при зупинці ГКА [5]. Пуск вважався успішним, якщо його час не перевищував 5 с.

З графіків випливає, що при пуску ГКА на номінальній напрузі мережі, коли обертаючий момент електродвигуна значно перевершує момент опору ГКА (мал. 1, а, кратність пускового моменту 2), час пуску від величини 2Δ практично не залежить. У міру зменшення обертаючого моменту (при зниженні електричної напруги і $M_{\text{п.поч}}/M_n$) час пуску істотно залежить від величини 2Δ , що підтверджено експериментально. З мал. 1 видно, що при мінімальному зазорі 12 мкм і напрузі на 10% нижче номінальної (зазвичай на судах більше падіння напруги не спостерігається) КХГВ-14,0 пускається з кратністю $M_{\text{п.поч}}/M_n = 1,5$ (рис. 1, в). При зниженні напруги до $0,85U_n$ необхідну кратність $M_{\text{п.поч}}/M_n$ слід збільшити до 1,9 ... 2.



Мал. 1. Залежність часу пуску t_n компресорного агрегату КХГВ-14 від кратності початкового пускового моменту ($M_{\text{п.поч}}/M_n$) вбудованого електродвигуна (кратність максимального моменту дорівнює 2,5):

а - напруга живильної мережі номінальне $U = U_n$; **б** - $U = 0,95 U_n$; **в** - $U = 0,9 U_n$; **г** - $U = 0,85 U_n$; 1 - діаметральний зазор $2\Delta = 12 \text{ мкм}$; 2 - 16 мкм ; 3 - 20 мкм ; 4 - 25 мкм

Висновки. Від параметрів вбудованого електродвигуна (номінального ковзання, максимального та пускового моментів) залежать об'ємні та енергетичні характеристики, температурний рівень та довговічність герметичного компресора. Тому при проектуванні останнього питанням вибору електродвигуна слід приділяти належну увагу.

Розроблена математична модель перехідних режимів одно - і двоциліндрового ГКА дозволяє розрахувати і оцінити параметри механічної характеристики електродвигунів, що проектується, від умов роботи і

конструктивних особливостей ГКА. Представлені розраховані пускові характеристики для ГКА з живленням від мережі 400 Гц.

Список літератури

1. Редкозуб Б.Д., Дорош В.С. (1971). Исследование пускового режима герметичного поршневого компрессора. Холодильная техника, (3), 24 – 27.
2. Якобсон В.Б. (Ред.). (1977). *Малые холодильные машины*. М: Пищевая промышленность.
3. Пластинин П.И. (Ред.). (1987). *Теория и расчет поршневых компрессоров*. М.: Агропромиздат.
4. Дорош В.С., В.Ю., Захаров В.Ю., Редькин В.А. (1988). Определение механических и электрических потерь высокооборотных поршневых герметичных компрессоров. Теплоэнергетика и хладотехника. Сб. научн. тр. Николаев: – НИИ, 3 – 14.
5. Дорош В.С. (Ред.). (2010). *Определение параметров при переходных режимах (пуске, остановке) судовых герметичных компрессорных агрегатов*. Інновації в суднобудуванні: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: НУК, С. 289 – 291.

REFERENCES

- [1] Redkozub B.D., Dorosh V.S. Study of starting mode of the hermetic piston compressor/ B.D. Redkozub // Cooling technology. – 1971. – № 3. – P. 24–27.
- [2] Yakobson V.B. Malyye kholodil'nyye mashiny [Small refrigeration machines] / V.B Yakobson. – M: Food Industry, 1977. – 368 p.
- [3] Plastinin P.I. Piston compressor theory and calculation / P.I. Plastinin. – M: Agropromizdat, 1987. – 271 p.
- [4] Dorosh V.S. Determination of mechanical and electrical losses of high-speed piston hermetic compressors / V.S. Dorosh, U.V. Zakharov, V.A. Redkin // Heat and cold engineering. Collection of scientific Paper. – Nikolaev: NSI, 1988. – P. 3 – 14.
- [5] Dorosh V.S. Determination of parameters during transient operations (start and stop) of ship hermetic compressor units / V.S. Dorosh // Innovations in shipbuilding: Proceedings of the international scientific and technical conference: – Mykolayiv: NUS, 2010. – P. 289 – 291.

Lytosh Olena V., candidate of technical sciences, associate professor;¹

Dorosh Vadim S., candidate of technical sciences, st. science employee¹.

Calculation of transient operation of hermetic compressor units of ship systems of microclimate and refrigeration

Abstract. *The mathematical model of hermetic compressor units in transition operation is described. The method, results of calculation and estimation value of rating sliding, maximum and first starting moments of built-in electric motors are presented.*

Keywords: *hermetic compressor unit (HCU), the mathematical model, transition operation of HCU*

Лытош Е.В., канд. техн. наук, доц.;¹ Дорош В.С., канд. техн. наук, ст. научн. сотр.¹

Расчет переходных режимов герметичных компрессорных агрегатов судовых систем микроклимата и рефрижерации

Аннотация. *Описана математическая модель работы ГКА в переходных режимах. Приведены методика, результаты расчета и оценки значений номинального скольжения, максимального и начального пускового моментов встроенного электродвигателя.*

Ключевые слова: *герметичный компрессорный агрегат (ГКА), математическая модель, переходные режимы ГКА*

УДК 629.4.048

АНАЛИЗ ЭФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА АВТОНОМНОЙ ТЕПЛОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕМ

А.Н. Радченко, к.т.н, доцент, А.А. Зубарев, доц., Грич А.В., к.т.н., доцент

НУК им. адм. Макарова, г. Николаев

С.Г. Фордуй, к.т.н, доцент

²PepsiCo, Inc., г. Киев

Аннотация: *Проанализировано охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции традиционное – с подачей в воздухоохладители хладоносителя (воды) от абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, а также глубокое охлаждение воздуха с использованием хладоносителя с более низкой температурой, полученного в комбинированной двухступенчатой холодильной машине. Определены параметры охлаждаемого воздуха в воздухоохладителях при разных способах тепловлажностной обработки.*

Ключевые слова: охлаждение, тепловлажностные параметры воздуха, воздухоохладитель.

Анализ эффективности охлаждения приточного воздуха МО произведен на примере автономной теплостанции завода ООО "Сандора"—"Pepsico Ukraine" (пос. Южный, Николаевская обл.). Установка включает два когенерационных ГД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), АБХМ типа AR-D500L2 Century (холодильной мощностью 2000 кВт) и два центральных кондиционера СІС Jan HREBEC (Чехия) H.63 (холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м³/ч каждый).

Ранее было показано, что уменьшение расхода воздуха через ВО установленных кондиционеров до $G_{\text{в}} = 35000$ м³/ч обеспечивает большее снижение температуры приточного воздуха: $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}} = 15...17$ °С (против $\Delta t_{\text{ВО}} = 10...12$ °С при $G_{\text{в}} = 60000$ м³/ч) с понижением температуры воздуха на выходе из ВО до $t_{\text{вых.ВО}} = 15...18$ °С (против $t_{\text{вых.ВО}} = 25...27$ °С) при максимальной $t_{\text{нв}} = 35$ °С [3].

Температура воздуха на выходе ВО ограничивается температурой воды, подаваемой от АБХМ: $t_{\text{вх.вод}} = 7$ °С. Для более глубокого охлаждения температура охлаждающей воды должна быть ниже: $t_{\text{вх.вод}} = 3...4$ °С, получить которую можно, дополнительно охлаждая воду после АБХМ, например, с помощью эжекторной холодильной машины (ЭХМ) на хладонах.

Чтобы понизить температуру воздуха $t_{\text{вых.ВО}}$ на выходе ВО, можно использовать двухступенчатые системы охлаждения воздуха с подачей в первую (высокотемпературную) ступень ВО₁ охлаждающей воды с температурой $t_{\text{вх.вод}} = 7$ °С (от АБХМ), а во вторую (низкотемпературную) ступень ВО₂ – воды с температурой $t_{\text{вх.вод}} = 4$ °С, дополнительно охлажденной в ЭХМ (рис. 1е)

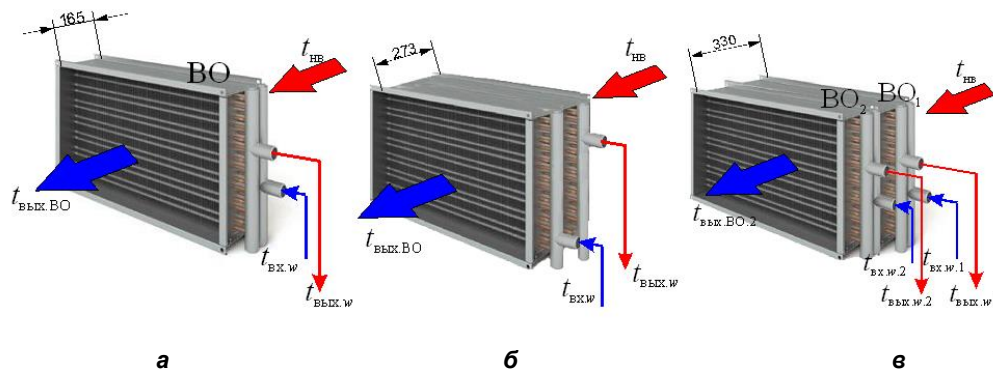


Рис. 1 Принципиальная схема трехрядного (а), восьмьрядного (б) и двухступенчатого (в) воздухоохладителей

В базовом варианте в качестве ВО₁ используется трехрядный ВО производства фирмы Guntner, которым оборудован центральный кондиционер. Приточный воздух охлаждается в ВО₁ ($t_{\text{вх.вод1}} = 7$ °С) от $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{вых.ВО.1}}$ (рис. 2). При этом глубина охлаждения воздуха в ВО₁ в самое жаркое время суток $\Delta t_{\text{ВО.1}} = 18$ °С.

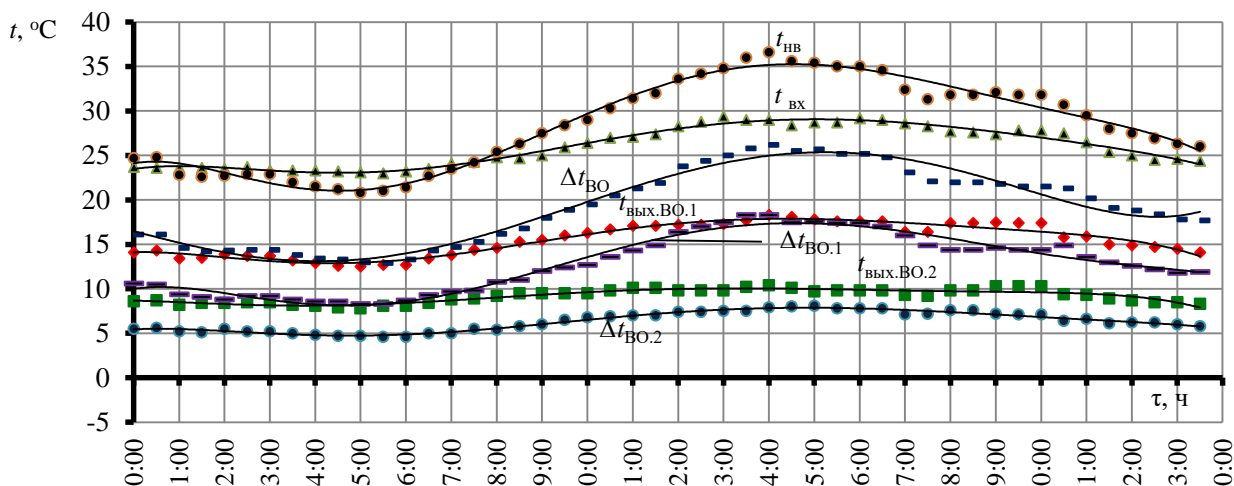


Рис. 2 Изменение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, на входе ТК ГД $t_{\text{вх}}$, на выходе из первой ступени ВО $t_{\text{вых.ВО.1}}$, снижение температур воздуха в первой ступени ВО $\Delta t_{\text{ВО.1}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.1}}$, на выходе со второй ступени ВО $t_{\text{вых.ВО.2}}$, снижение температур воздуха во второй ступени ВО $\Delta t_{\text{ВО.2}} = t_{\text{вых.ВО.1}} - t_{\text{вых.ВО.2}}$, полная глубина охлаждения приточного воздуха $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.2}}$, в течение суток при расходе воздуха 35000 м³/ч

Температура воды, доохлажденной в ЭХМ, на входе ВО₂: $t_{\text{вх.вод.2}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$. Расходы воды через обе ступени ВО одинаковые: 50 м³/ч. Температура воздуха на входе в ВО₂ $t_{\text{вх.ВО.2}} = t_{\text{вых.ВО.1}}$. Из рис. 3 видно, что $t_{\text{вх}}$ во второй ступени ВО $\Delta t_{\text{ВО.2}} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$ меньше по сравнению с первой $\Delta t_{\text{ВО.1}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом тепловая нагрузка $Q_{\text{лст}}$ на первую ступень ВО₁ значительно превышает ее величину $Q_{\text{лст}}$ на ВО₂ (рис. 4). Коэффициент влаговываждения (ξ – отношение полного количества теплоты, отведенной от воздуха, к ее явной составляющей, определяемой разностью температур воздуха) $\xi_{\text{лст}}$ во второй ступени ВО₂ больше ее величины $\xi_{\text{лст}}$ в ВО₁

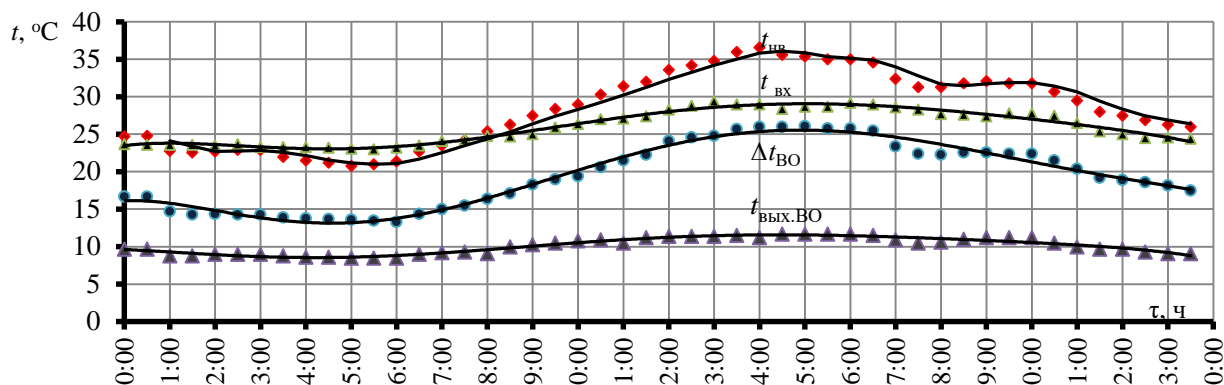


Рис. 3 Изменение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, на входе ГД $t_{\text{вх}}$, на выходе из ВО $t_{\text{вых.ВО}}$, снижение температуры воздуха в ВО $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО}}$, в течение суток при расходе воздуха 35000 м³/ч и температуре охлаждающей воды $t_{\text{вх.вод.2}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$

Полная глубина двухступенчатого охлаждения приточного воздуха самое жаркое время суток (12⁰⁰-14⁰⁰) составляет $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.2}} = 23...25 \text{ }^\circ\text{C}$, что намного больше, чем при одноступенчатом: $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{вых.ВО.1}} = 15...18 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом температура воздуха на выходе из двухступенчатого ВО примерно 10 °C против 28 °C для базового варианта.

Таким образом, использование в ВО₂ воды с температурой $t_{\text{вх.вод.2}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$, охлажденной в ЭХМ, позволяет существенно увеличить глубину охлаждения приточного воздуха в ВО. Но для этого надо увеличить число рядов труб по глубине ВО до 8 по сравнению с 3-рядным базовым ВО, которым оборудован кондиционер.

Можно сделать вывод, что восьмирядный ВО имея практически одинаковые показатели глубины охлаждения $\Delta t_{\text{ВО}}$ и холодопроизводительности $Q_{\text{вряд}} \approx Q_{\text{2ст}}$, имеет меньшие габариты по глубине по сравнению с двухступенчатым ВО (сравнить рис. 1, б и в) и более простую и дешевую схему.

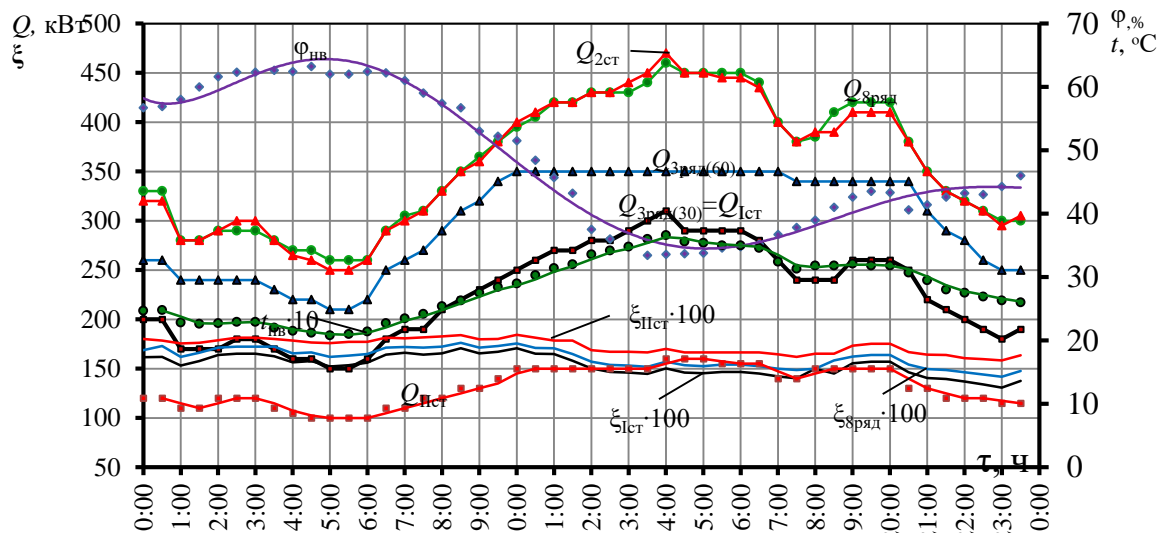


Рис. 4 Изменение холодопроизводительности трехрядного ВО $Q_{\text{3ряд(60)}}$ при расходе воздуха воздуха 60000 м³/ч и температуре охлаждающей воды $t_{\text{вх.вод}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$, $Q_{\text{3ряд(35)}}$ при расходе воздуха 35000 м³/ч, первой ступени ВО $Q_{\text{лст}}$, второй ступени ступени ВО $Q_{\text{лст}}$, общей холодопроизводительности двухступенчатого ВО $Q_{\text{2ст}}$, $Q_{\text{вряд}}$ восьмирядного ВО при температуре охлаждающей воды $t_{\text{вх.вод}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$, коэффициент влаговываждения первой ступени $\xi_{\text{лст}} \cdot 100$, второй ступени $\xi_{\text{лст}} \cdot 100$, 8-ми рядного ВО $\xi_{\text{8ряд}}$, $\phi_{\text{нв}}$ – относительная влажность наружного воздуха

Применение восьмирядного ВО с температурой охлаждающей воды $t_{\text{вх.вод.}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ позволяет получить глубину охлаждения приточного воздуха в самое жаркое время суток $\Delta t_{\text{во}} = 24...27 \text{ }^\circ\text{C}$, что практически равно глубине охлаждения двухступенчатого ВО (рис. 2). Существенно повысить глубину охлаждения $\Delta t_{\text{во}}$ восьмирядного ВО по сравнению с двухступенчатым ВО не возможно, так как оба ВО ограничены температурой охлаждающей воды $t_{\text{вх.вод.}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ и расходом $50 \text{ м}^3/\text{ч}$. Холодопроизводительности двухступенчатого ВО, $Q_{2\text{ст}} = Q_{1\text{ст}} + Q_{\text{лст}}$, и восьмирядного ВО $Q_{\text{вряд}}$ практически одинаковые (рис. 4).

Выводы

Проанализирована эффективность и определены параметры воздухоохладителей глубокого охлаждения приточного воздуха МО автономной теплоэлектростанции. Показано, что двухступенчатое охлаждение приточного воздуха холодной водой сначала от АБХМ, а затем от ЭХМ с температурой соответственно 7 и 4 $^\circ\text{C}$ обеспечивает в 1,4...1,5 раза большее снижение температуры воздуха по сравнению с традиционным охлаждением водой от АБХМ.

Литература

1. **Eisenbruch, T.** Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Eisenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.
2. **Radchenko, A.** Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller [Text] / A. Radchenko, S. Ryzkov, N. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014. – Szczecin, Poland. – 2014. – P.348–341.
3. Радченко, А.М. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 6(152). – 2014. – С. 20–25.

Radchenko A.M., Zubarev A.A., Hrych A.V., NUK named after adm.Makarov
Forduy S.G., PepsiCo, Inc., Kyiv, Ukraine

ANALYZING THE EFFICIENCY OF INCOMING AIR CONDITIONING SYSTEM OF THE HEAT POWER PLANT WITH A TWO-STAGE AIR COOLER

Abstract: The traditional cooling of the supply air of the engine compartment of an autonomous power plant is analyzed - with a coolant (water) supplied to the air coolers from an absorption bromide-lithium chiller, as well as deep air cooling using a cooler with a lower temperature obtained in a combined two-stage chiller. The parameters of the cooled air in the air coolers are determined for different methods of heat and moisture treatment.

Key words: cooling, heat and humidity parameters of air, air cooler.

Радченко А.М., Зубарев А.А., Грич А.В., НУК ім. адм. Макарова, м. Миколаїв
Фордуй С.Г., PepsiCo, Inc., Київ

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИТОЧНОГО ПОВІТРЯ АВТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ З ДВОСТУПЕНЕВИМ ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧЕМ

Анотація: Проаналізовано охолодження припливного повітря машинного відділення автономної електростанції традиційне - з подачею в повітроохолоджувачі холодоносія (води) від абсорбційної бромістолітійової холодильної машини, а також глибоке охолодження повітря з використанням холодоносія з більш низькою температурою, отриманого в комбінованій двоступеневої холодильної машині. Визначено параметри охолоджуваного повітря в повітроохолоджувачах при різних способах обробки.

Ключові слова: охолодження, тепловологістні параметри повітря, повітроохолоджувач.

УДК 66.067.1.621.72

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ В РІЗНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ

Я. Зонмін, доцент, Цзяньсунський університет науки і технологій, Цзеньцзянь, КНР;

А.М. Радченко, к.т.н, доцент, Б.С. Портной, аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна

nirad50@gmail.com

Ефективність роботи газотурбінних установок (ГТУ) суттєво залежить від температури зовнішнього повітря $t_{\text{вп}}$ на вході: з її підвищенням на 10 $^\circ\text{C}$ питома витрата палива зростає на 5...8 г/(кВт·год), а потужність зменшується на 5...8 % [1, 2]. Погіршення показників ефективності ГТУ з підвищенням температури повітря $t_{\text{вп}}$ на вході та висока температура відпрацьованих газів (450...500 $^\circ\text{C}$) роблять доцільним охолодження повітря на вході ГТУ тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують скидну теплоту газів.

Кліматичні умови різних регіонів суттєво відрізняються за температурою $t_{\text{зп}}$ та відносною вологістю $\varphi_{\text{зп}}$ зовнішнього повітря, що позначається на ефективності охолодження повітря.

Мета роботи – дослідження ефективності охолодження повітря на вході газотурбінної установки тепловикористовуючими холодильними машинами при різних кліматичних умовах.

Результати дослідження.

Проаналізовано ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до різних температур $t_{\text{н2}}$, відповідно й у ТХМ різного типу: до $t_{\text{н2}} = 15^\circ\text{C}$ – абсорбційною-бромистолітєвою холодильною машиною (АБХМ), а до $t_{\text{н2}} = 10^\circ\text{C}$ і нижче – двоступінчастою абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ) з АБХМ у якості високотемпературного ступеня попереднього охолодження повітря до температури $t_{\text{н2}} = 15^\circ\text{C}$ та хладоною ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) більш глибокого охолодження до 10°C і нижче [3].

При експлуатації ГТУ мають місце суттєві зміни тепловолісних параметрів (температури $t_{\text{зп}}$ та відносної вологістю $\varphi_{\text{зп}}$) зовнішнього повітря упродовж року і залежно від типу клімату. Як приклад, на рис. 1 наведено зміну температури $t_{\text{зп}}$ і відносної вологістю $\varphi_{\text{зп}}$ зовнішнього повітря упродовж 2017 року для умов помірного клімату (м. Вознесенськ, південь України) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР). Особливістю останнього є висока відносна вологість повітря $\varphi_{\text{зп}}$ при водночас високих його температурах $t_{\text{зп}}$ (рис. 1, б). Це особливо помітно для періоду з кінця липня по жовтень ($\tau = 210 \dots 280$ доба) і свідчить про великі теплові навантаження на системи охолодження повітря на вході ГТУ через значні витрати холоду на конденсацію водяної пари з вологого повітря.

Про поточне упродовж року зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} за рахунок охолодження повітря на вході ГТУ від $t_{\text{зп}}$ до $t_{\text{н2}} = 15^\circ\text{C}$ на величину Δt_{15} в АБХМ та сумарну за накопиченням ΣB_{e15} економію палива за 2017 рік для умов помірного клімату (м. Вознесенськ, південь України) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР) можна тлумачити за рис. 2. Розрахунки проведені для ГТУ UGT 10000 ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" потужністю 10 МВт, для яких зниження температури повітря Δt_{15} на 1°C приводить до зменшення питомої витрати палива Δb_{e} на $0,7 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

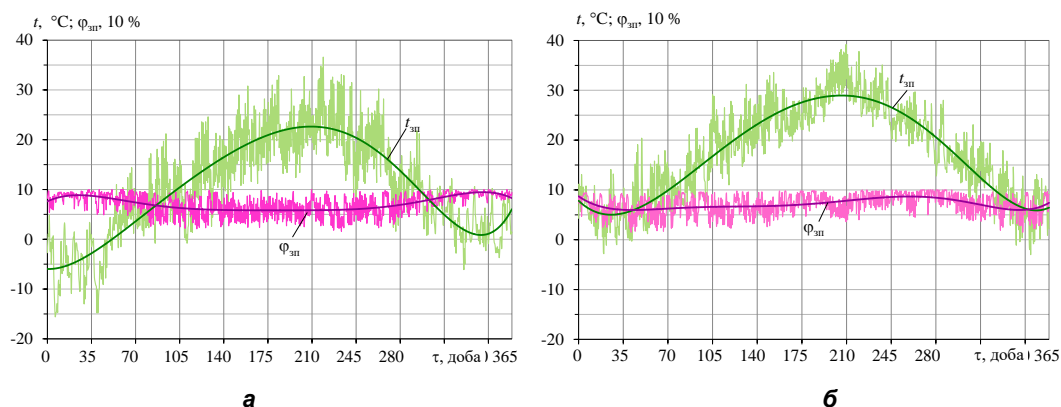


Рис. 1. Поточні значення температури $t_{\text{зп}}$ та відносної вологістю $\varphi_{\text{зп}}$ зовнішнього повітря за 2017 рік; а – м. Вознесенськ, Україна; б – м. Нанкін, КНР

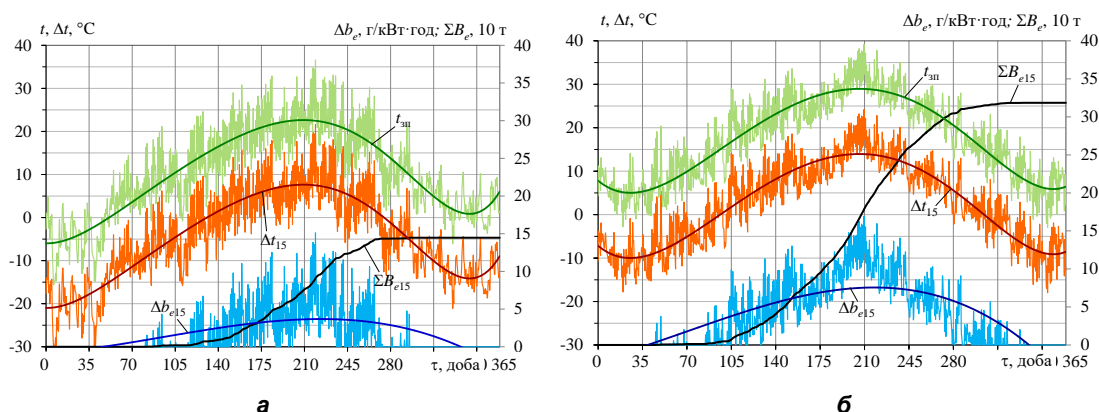


Рис. 2. Поточні значення температури $t_{\text{зп}}$ зовнішнього повітря, зниження температури Δt_{15} зовнішнього повітря при його охолодженні до $t_{\text{н2}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ, відповідного зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} та сумарна за накопиченням ΣB_{e15} економія палива за 2017 рік: а – м. Вознесенськ, Україна; б – м. Нанкін, КНР

Як видно з рис. 2, охолодження повітря на вході UGT 10000 від поточної температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ до 15°C в АБХМ забезпечує річну економію палива ΣB_{e15} близько 140 т для умов помірного клімату

(м. Вознесеньск, рис.2,а), тоді як для субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР, рис.2,б) понад 320 т. В той же час більш глибоке охолодження повітря абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ) до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ дає змогу отримати значно більшу економію палива за рік ΣB_{e10} : 270 т і понад 500 т відповідно для умов помірних (рис.3,а) і субтропічного клімату (рис.2,б). Звертає на себе увагу більш значне збільшення річної економії палива ΣB_{e10} за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ в АЕХМ до $t_{n2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ порівняно з його охолодженням в АБХМ до $t_{n2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$: 270 т проти 140 т, тобто майже вдвічі. Варто зазначити, що реальна економія палива буде дещо меншою через витрати потужності ГТУ, відповідно й палива, на подолання аеродинамічного опору повітроохолоджувача на вході.

Як видно, більш глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{n2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АЕХМ забезпечує поточне зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} на $7 \dots 15\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ для помірних кліматичних умов (рис.3,а) і дещо більше для субтропічного клімату – на $7 \dots 17\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, проте охолоджувальний сезон триває відповідно 6 і майже 9 місяців.

Економія палива B_e помісячно та за 2017 рік для ГТУ UGT 10000 (потужністю 10МВт) за рахунок охолодження повітря на вході від поточної температури зовнішнього повітря t_{zn} до різних кінцевих температур t_{n2} для умов помірних клімату (м. Вознесеньск) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР) наведена на рис. 4.

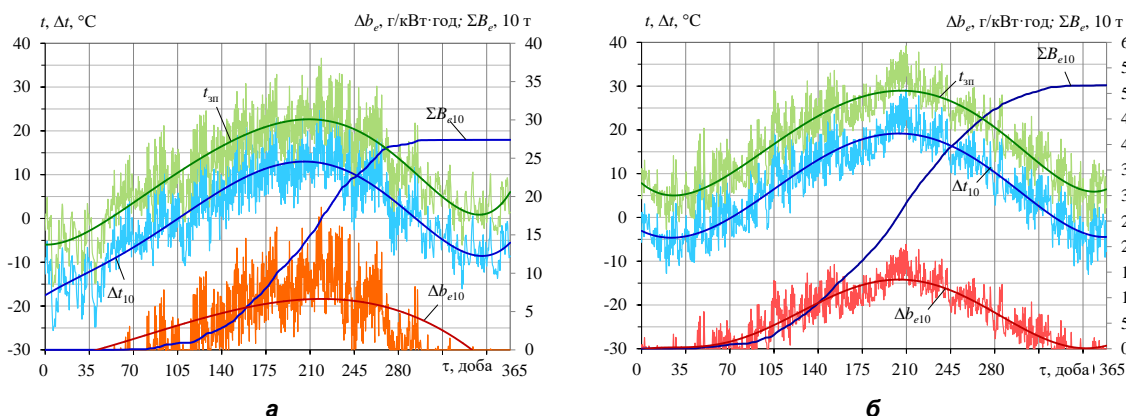


Рис. 3. Поточні значення температури t_{zn} зовнішнього повітря, зниження температури Δt_{10} зовнішнього повітря при його охолодженні до $t_{n2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АЕХМ, відповідного зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} та сумарна за накопиченням ΣB_{e10} економія палива за 2017 рік: **а** – м. Вознесеньск, Україна; **б** – м. Нанкін, КНР

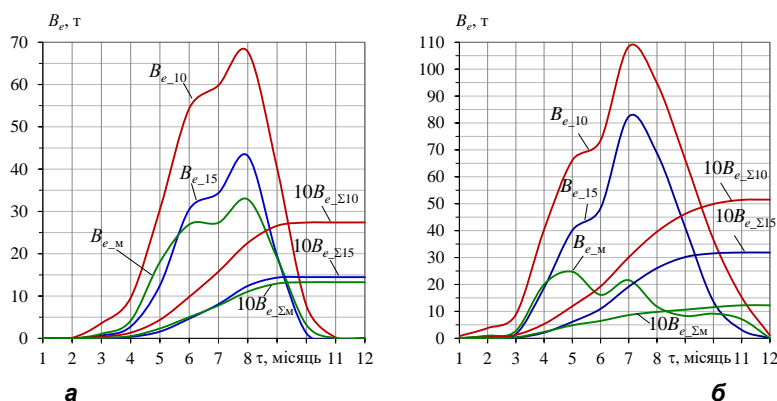


Рис. 4. Значення щомісячної B_e і загальної річної $B_{e,\Sigma}$ економії палива при різних температурах охолодженого повітря t_{n2} : $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ – АЕХМ; $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ – АБХМ, м – контактне охолодження повітря до температури мокрого термометра упорскуванням води за 2017 р.; **а** – м. Вознесеньск, Україна; **б** – м. Нанкін, КНР

З рис. 4 видно, що якщо для умов помірних клімату (м. Вознесеньск, рис.4,а) контактне охолодження повітря забезпечує річну економію палива $B_{e,\Sigma M}$ близьку до її величини $B_{e,\Sigma 15}$ завдяки охолодженню до $t_{n2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ, то для субтропічного вологого клімату (м. Нанкін, КНР, рис.4,б) воно недоцільне. Цілоком очікувано, що максимальна місячна економія палива за рахунок охолодження повітря припадає на літні місяці.

Висновок. Досліджено ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до різних температур $t_{n2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ і $t_{n2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АЕХМ для умов помірних клімату (на прикладі м. Вознесеньск, південь України) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР).

Показано, що в цілому охолодження повітря на вході ГТУ для субтропічного клімату забезпечує у $1,6 \dots 1,8$ рази більшу економію палива порівняно з умовами помірних клімату. Однак більш глибоке охолодження повітря

на вході ГТУ до температури $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ в АЕХМ порівняно з $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ забезпечує більш значне збільшення річної економії палива ΣB_{e10} для умов помірного клімату (майже вдвічі) ніж для субтропічного клімату (понад півтора рази). Якщо для умов помірного клімату (півдня України) контактне охолодження повітря забезпечує річну економію палива близьку до її величини при охолодженні до 15°C в АБХМ, то для субтропічного вологого клімату воно недоцільне.

Список літератури

1. Ashley De Sa. Gas turbine performance at varying ambient temperature [Text] / De Sa Ashley, Al Zubaidy Sarim // *Applied Thermal Engineering*. – 2011. – № 31. – С. 2735–2739.
2. Bhargava, R. Parametric analysis of combined cycles equipped with inlet fogging [Text] / R. Bhargava, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2003-38187. – 12 p.
3. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61 – 64.

УДК 66.067.1.621.72

ОЦІНКА ЕФЕКТУ ВІД ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ В ПОМІРНОМУ ТА ТРОПІЧНОМУ КЛІМАТІ

Я. Зонмін, доцент, Цзяньсунський університет науки і технологій, Цзеньцзянь, КНР;

М.І. Радченко, д.т.н, професор, Б.С. Портной, аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна

nirad50@gmail.com

Одним з основних напрямів підвищення ефективності газотурбінних установок (ГТУ) є охолодження повітря на вході тепловикористовувачими холодильними машинами (ТХМ), які перетворюють теплоту відпрацьованих газів у холод [1]. З підвищенням температури зовнішнього повітря t_{zn} на вході на 1°C потужність зменшується на $0,7 - 0,8\%$, а питома витрата палива зростає на $0,6...0,7 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ [2]. Цілком очевидно, що чим вище температури зовнішнього повітря t_{zn} , тим більше ефект від його охолодження на вході ГТУ. В той же час більш глибоке охолодження повітря на вході ГТУ порівняно з традиційним його охолодженням абсорбційно-бромистолітєвою холодильною машиною (АБХМ) до температури 15°C більшою мірою позначається на помірних кліматичних умовах, для яких температури t_{zn} не на багато перевищують 15°C , а відтак і ефект від охолодження в АБХМ не такий значний, як для спекотного клімату.

Мета роботи – оцінка ефективності охолодження повітря на вході газотурбінної установки тепловикористовувачими холодильними машинами в різних кліматичних умовах.

Результати дослідження.

При експлуатації ГТУ мають місце значні коливання температури t_{zn} , відносної вологості φ_{zn} і вологовмісту d_{zn} зовнішнього повітря. На рис. 1 представлено кліматичні характеристики упродовж липня 2017 року для м. Южноукраїнськ та м. Шанхай, КНР.

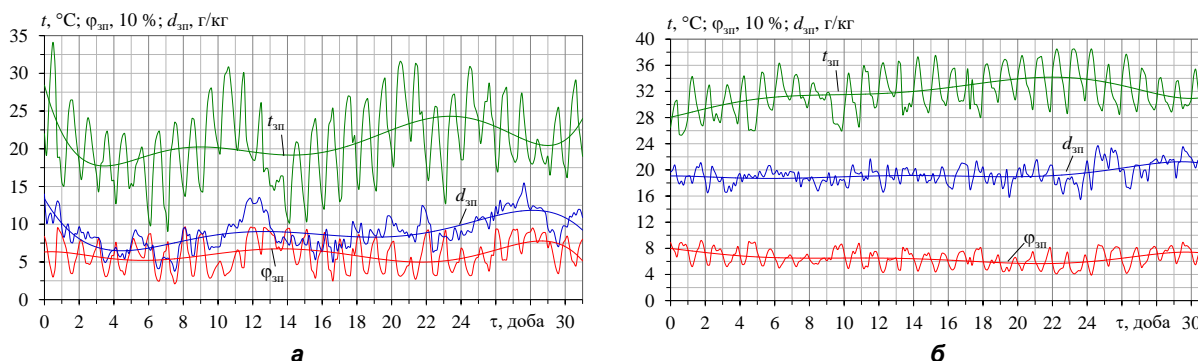


Рис. 1. Поточні значення температури t_{zn} , відносної вологості φ_{zn} та вологовмісту d_{zn} зовнішнього повітря впродовж липня 2017 році: **а** – м. Южноукраїнськ, Україна; **б** – м. Шанхай, КНР

Охолодження повітря на вході ГТУ проводиться ступінчасто: до $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ – в АБХМ, а нижче $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ – комбінованою абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ), в якій АБХМ є високотемпературним ступенем охолодження повітря до температури $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$, а більш глибоке охолодження до 10°C здійснюється хладоною ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) [3, 4].

Про поточні упродовж липня значення збільшення поточного приросту корисної потужності ΔN_{e15} в результаті охолодження повітря на вході ГТУ від $t_{зп}$ до $t_{н2} = 15^\circ\text{C}$ на величину Δt_{15} в АБХМ і ΔN_{e10} при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{н2} = 10^\circ\text{C}$ на величину Δt_{10} та відповідне зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} і Δb_{e10} для кліматичних умов м. Южноукраїнськ та м. Шанхай, КНР, можна судити за рис. 2 і 3.

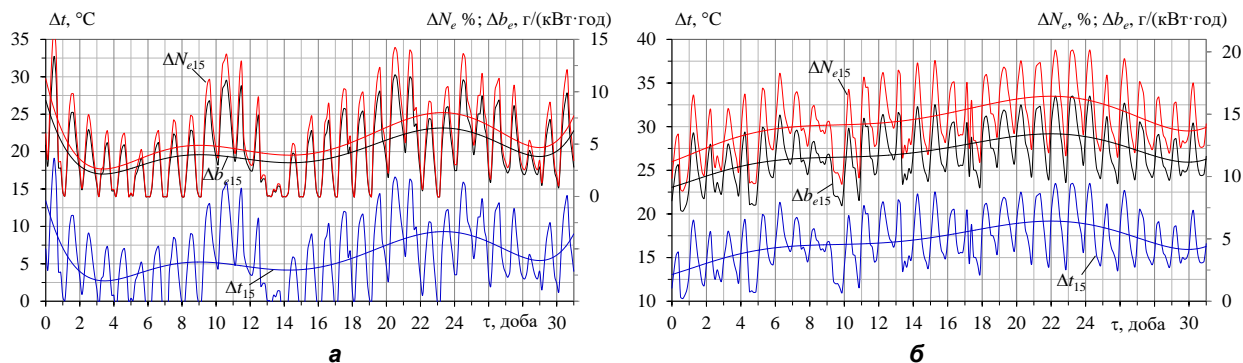


Рис. 2. Поточні значення зниження температури зовнішнього повітря Δt_{15} при його охолодженні до 15°C в АБХМ та відповідних приросту корисної потужності ΔN_{e15} та зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} упродовж липня 2017 року: **а** – м. Южноукраїнськ, Україна; **б** – м. Шанхай, КНР

Особливістю клімату для м. Шанхай є висока відносна вологість повітря ($\varphi_{зп}$, відповідно й вологовміст $d_{зп}$ при водночас високих його температурах $t_{зп}$ (рис. 1, **б**), що свідчить про велику кількість прихованої теплоти водяної пари, а. отже, про великі навантаження на повітроохолоджувачі.

Як приклад, розрахунки виконані для ГТУ виробництва ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект UGT 10000 номінальною потужністю 10 МВт, для яких зниження температури повітря $\Delta t_{п}$ на 1°C приводить до приросту корисної потужності ΔN_e приблизно на 0,8 % та до зменшення питомої витрати палива на 0,7 г/(кВт·год).

Як видно з рис. 2 та 3, більш глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{н2} = 10^\circ\text{C}$ забезпечує поточні приріст корисної потужності ГТУ ΔN_e на 10...15% та зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} на 6...13 г/(кВт·год) для кліматичних умов України (рис.2, **а** і 3, **а**) і 18...22% та 14...18 г/(кВт·год) для кліматичних умов КНР (рис.2, **б** і 3, **б**).

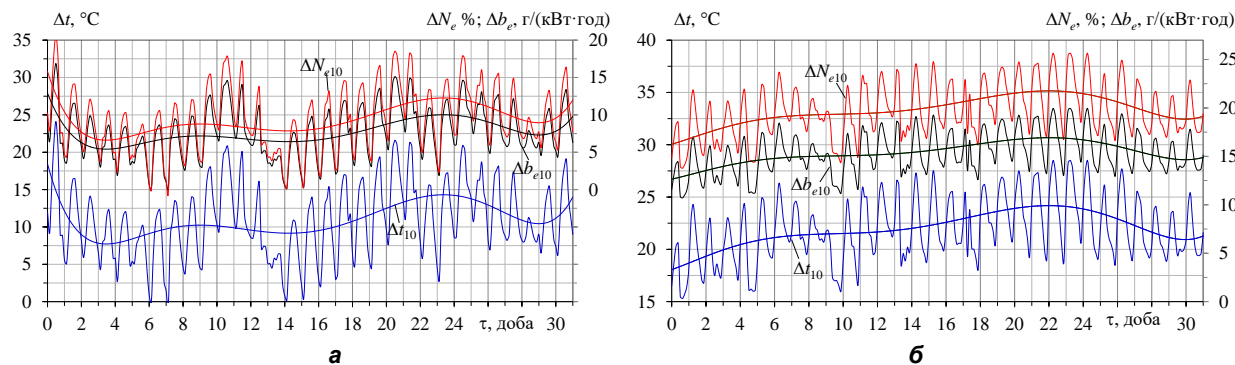


Рис. 3. Поточні значення зниження температури зовнішнього повітря Δt_{10} при його охолодженні до 10°C в комбінованій холодильній машині та відповідних приросту корисної потужності ΔN_{e10} та зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} упродовж липня 2017 року: **а** – м. Южноукраїнськ, Україна; **б** – м. Шанхай, КНР

На рис. 4 наведено відношення приросту корисної потужності ΔN_{e10} при охолодженні зовнішнього повітря від температури $t_{зп}$ до $t_{н2} = 10^\circ\text{C}$ до приросту корисної потужності ΔN_{e15} при його охолодженні від $t_{зп}$ до $t_{н2} = 15^\circ\text{C}$ за липень 2017 року.



Рис. 4. Значення відношення приросту корисної потужності $\Sigma\Delta N_{e_{10}}/\Sigma\Delta N_{e_{15}}$ при порівнянні охолодження повітря у комбінованій холодильній машині до 10 °С та у АБХМ до 15 °С за липень 2017 р. для м. Южноукраїнськ, Україна та м. Шанхай, КНР

З рис. 4 видно, що прирощення корисної потужності $\Sigma\Delta N_{e_{10}}/\Sigma\Delta N_{e_{15}}$ за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ (порівняно з $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ) для умов помірного клімату м. Южноукраїнськ становить 70...90 %, тоді як для тропічного клімату м. Шанхай – 30...35%.

ВИСНОВОК

Досліджено ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до температур $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ в абсорбційній-бромистолітєвій холодильній машині (АБХМ) і $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ в комбінованій абсорбційно-ежекторній холодильній машині (АЕХМ) для кліматичних умов м. Южноукраїнськ, Україна, та м. Шанхай, КНР.

Показано, що застосування більш глибокого охолодження повітря до 10°C в АЕХМ у порівнянні з його традиційним охолодженням до 15°C в АБХМ для кліматичних умов України забезпечує отримання поточного прирощення корисної потужності ГТУ на 70...90% більшого порівняно з його величиною при традиційному охолодженні до 15°C в АБХМ, тоді як для тропічного клімату КНР – на 30...35 %.

Отримані результати свідчать про значно більшу ефективність глибокого охолодження повітря на вході ГТУ для умов помірного клімату України (на прикладі м. Южноукраїнськ) у порівнянні з тропічним кліматом (на прикладі м. Шанхай, КНР).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ghaebi, H. Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling production potential based on R-curveconcept [Text] / H. Ghaebi, Sh. Karimkashi, M.H. Saidi // *International journal of refrigeration*. – 2012. – V.35 – pp. 1384–1392.
2. Николаевские газовые турбины промышленного применения [Текст] – Николаев: ГП НПКГТ "Зоря–Машпроект", 2004. – 20 с.
3. Радченко, А. Н. Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 1(118). – С. 95–98.
4. Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

СЕКЦІЯ № 4. ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ З СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ У ВНЗ

УДК 629.5.01:004.9

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРАКТИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ В ОБЛАСТИ КОРАБЕЛЬНОЙ ИНЖЕНЕРИИ

Ю.Д. Жуков, д. тех. наук, проф., Б.Н. Гордеев, д. тех. наук, проф., Н.А. Емец, О.А. Кудин

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

Украина, город Николаев

e-mail: prof.zhukov@gmail.com, B.Gordeev@amico.ua, natalia.yemets@gmail.com, oleg.kudin@nuos.edu.ua

Аннотация. Анализ опыта разработки, особенностей и специфики оригинальных учебных дисциплин и программ для формирования у студентов и специалистов знаний, умений и практических навыков работы с инструментами современной корабельной инженерии.

Ключевые слова: современные 3-D САПР, специальное методическое обеспечение, 3-D моделирование, проектирование и инжиниринг проектов, промышленные контроллеры.

Развитие и совершенствование промышленного производства является одной из первоочередных задач развития экономики государства. Для решения этой сложной задачи нужны специалисты, обладающие объемом знаний, обеспечивающих возможность решения научных, технических и организационных задач на современном уровне.

Основная цель высших учебных заведений – подготовка квалифицированных специалистов соответствующего уровня и профиля, конкурентоспособных на рынке труда, свободно владеющих своей профессией и ориентированных в смежных областях деятельности. Они должны быть способны к эффективной работе по специальности на уровне мировых стандартов, готовы к постоянному профессиональному росту и самостоятельному решению технических задач, к работе слажено в команде.

Основными недостатками, присущими современным выпускникам, являются отсутствие практических навыков работы в условиях современного производства, неумение применять теоретические знания для практической реализации в конкретной работе, неумение анализировать информацию и находить нестандартные решения возникающих проблем. Кроме того, отсутствует навык оценки взаимосвязи различных производственных циклов, что приводит к потере времени и сил на исправление конструкторских, организационных и производственных ошибок.

В связи с этим, в Тренинг-центре Института новейшей корабельной инженерии Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (НИИ НКИ НУК) постоянно совершенствуется учебный процесс и делается акцент на взаимосвязи теоретической основы обучения и практической деятельности студентов. На базе новейших 3D-САПР, таких как CADMATIC, AVEVA Marine и др., создан лабораторный комплекс. Он состоит из автоматизированных учебных мест и включает как программное обеспечение, современную аппаратную часть, так и оформленную методическую и информационную базу. Имеющаяся в Тренинг-центре база служит основой для обеспечения качественной подготовки морских инженеров по основным кораблестроительным дисциплинам с использованием возможностей современных судостроительных САПР CADMATIC, AVEVA Marine и др.

Ключевой задачей комплекса стало развитие методических основ и интеграция новейших технологий проектирования и постройки судов в существующие курсы и новые программы подготовки будущих специалистов. В процессе занятий слушатели дополняют свои знания о проектировании судов. Для успешного освоения изучаемого материала студенты должны не только воспринять и запомнить полученную информацию, но и успешно самостоятельно выполнить практические задания под общим контролем руководителя. В результате этого обучающийся имеет возможность расширить свой практический опыт в освоении новых технологий и нового оборудования и тем самым расширить свои знания и умения.

В основе современного проектирования лежит 3D-модель проектируемого объекта. Модель является первичным источником данных для всех процедур автоматизации и оптимизации процесса проектирования. Поэтому очень важным является формирование у слушателей практических навыков по 3D-моделированию и разработке рабочих чертежей.

У студентов в процессе обучения складывается более полное представление о перспективах своей будущей деятельности. Логическим завершением этого процесса является использование полученных знаний при подготовке курсовых и дипломных проектов.

Подобный подход в Тренинг-центре используется и на этапе последилового образования в качестве повышения квалификации специалистов судостроительных верфей и проектно-конструкторских бюро. Слушатели дополняют свои практические навыки по 3D-моделированию и разработке рабочих чертежей. Они пополняют свои

знания о проектировании судов и формируют более полное представление о перспективах своей будущей деятельности. Это создает условия для творческого роста всех, желающих реализовать себя в сфере судостроения и создания объектов морской инфраструктуры.

Для проведения занятий со студентами и специалистами в НИИ НКИ было разработано специальное методическое обеспечение (электронные материалы, рабочие учебные программы, методические указания, мультимедийные средства) [1]. На лекциях и лабораторных работах рассматриваются вопросы по ознакомлению слушателей с функциональными возможностями программных продуктов для трехмерного проектирования AVEVA Marine и CADMATIC [3, 4, 5, 6, 7].

В качестве примера рассмотрим, какие вопросы рассматриваются при обучении слушателей работе в САПР AVEVA Marine. Анализ отечественного и зарубежного опыта показал, что целесообразным представляется следующая последовательность [2]:

1. Вводные лекции по основным элементам системы AVEVA Marine и базовый курс по работе с системой: основные принципы работы с 3D-моделью и модуль Marine Drafting.

2. Лекции по основам базовых модулей системы AVEVA Marine: Initial Design (проектирование), Hull (моделирование корпуса), с учетом функций технологии, моделирование помещений Marine Drafting, моделирование систем Pipe, формирование сборочных единиц Assembly Planning и др.

3. Практические занятия по созданию элементов модели для закрепления лекционного материала.

4. Курсовое проектирование, включая разработку электронной модели секции корпуса, решение технологических задач, создание базового проекта судна.

5. Лабораторные работы по технологии судостроения с использованием возможностей системы AVEVA Marine, включая выполнение детализовки и уточнения технологических особенностей отдельных деталей, формирование сборочных единиц и последовательности их сборки и т. д.

6. Дипломное проектирование: разработка проекта судна с использованием системы AVEVA Marine с созданием электронной модели. Разработка электронных моделей отдельных секций и технологии их сборки, оценка различных вариантов сборки объемных секций и т. д.

7. Выполнение задач судостроительной промышленности, в том числе разработка методических рекомендаций по технологическим процессам проектирования и подготовки производства, разработки информационного наполнения баз данных.

8. Освоение в учебном процессе перспективных модулей системы. Так, например, представляется интересным освоение модуля организации технологического процесса производства и планирования, что позволит создать кадровую основу для его эффективного использования в отечественном судостроении.

Изучение САПР проводится параллельно с изучением теории и практическим занятиям по базовым кораблестроительным дисциплинам и не должно их заменять. Основы работы с электронной моделью являются прикладным приложением к традиционным дисциплинам. Возможна реализация отдельных элементов учебного процесса и на факультативной основе.

Приведенный план учебного процесса позволяет повысить прикладной уровень подготовки специалистов, как в области информационных технологий, так и в области кораблестроительных дисциплин. Реализуется возможность сквозного процесса обучения работе в САПР на разных кафедрах университета, с созданием комплексных курсовых и дипломных проектов. Особенно это интересно при освоении отрасли новых судов, например, газовозов, специальных судов.

Внедрение в учебный процесс комплексного обучения основам САПР для разных дисциплин позволит повысить уровень практической подготовки студентов.

Для основных кораблестроительных дисциплин изучение САПР в учебном процессе носит практический характер.

Использование современных инструментов проектирования в образовательных целях позволят более глубоко изучить систему, разработать рекомендации для ее развития, сотрудничать с предприятиями отрасли по совершенствованию системы и оптимизации ее для решения производственных задач. Эти работы возможно проводить в Тренинг центре Института новейшей корабельной инженерии.

Использование в учебном процессе САПР открывает новые области для учебно-методических и научно-исследовательских работ.

Одновременно с изучением новейших САПР, в НИИ НКИ проводятся занятия по разработке программного обеспечения промышленных контроллеров компании Schneider Electric в интегрированной среде UNITY PRO.

На занятиях рассматриваются следующие вопросы:

1. Изучение основных методов разработки программного обеспечения для промышленных контроллеров фирмы Schneider Electric в интегрированной среде разработчика UNITY PRO.

2. Приобретение практических навыков проектирования аппаратной структуры и программного обеспечения промышленных контроллеров с использованием элементной базы Modicon M340.

3. Изучение языков программирования стандарта IEC 61131-3.

Слушатели должны иметь базовые знания в области электротехники и промышленной электроники, а также иметь представления о теории графов и булевой алгебре.

В прошлом году компания Schneider Electric сообщила об объединении своего подразделения, занимающегося разработкой промышленного программного обеспечения с известным мировым разработчиком программного обеспечения – британской компанией AVEVA, представляющей широкий спектр инструментов и решений, связанных с проектированием судов и морских объектов.

Новая компания сможет предлагать уникальные продукты для контроля при производстве объектов и станет глобальным лидером в области новейшего инженерного и промышленного программного обеспечения. Особенность будущих решений будет заключаться в использовании опыта Schneider Electric в области управления и автоматизации и разработок AVEVA по цифровой оптимизации. Становится возможным выпускать решения, способные контролировать объект на всех этапах его создания □ разработка концепта, базового и классификационного проектов, 3-D моделирование, выпуск рабочей, технологической и эксплуатационной документации, проектов модернизации и утилизации.

В связи с этим в настоящее время в НИИ НКИ разрабатываются и тестируются новые учебные занятия и факультативы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Жуков, Ю.Д., Гайдай, А.Ю., Кудин, О.А., Емец, Н.А., Лобанова, О.Н. (2015). Применение мультимедийных средств обучения при преподавании основ корабельной инженерии. *Судостроение и морская инфраструктура*, 1 (3), 32 - 47.
- [2] Догадин А.В., Кутенев А.А. (2016) Предложения по совершенствованию технологической подготовки морских инженеров на базе САПР AVEVA Marine. *За кадры верфям*, 12 (2558), 4.
- [3] CADMATIC. Обзор модулей Версия V6. Модули корпуса, трубопроводов и оснастки. (2013). 26 с.
- [4] CADMATIC brochure [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://cadmatic.com>.
- [5] MDEM-04-01-08-2013. Инструкция по ведению работ в среде проектирования CADMATIC 6.0.5. (2013). 142 с.
- [6] AVEVA Marine. Getting Started with PDMS. (2010). 92 с.
- [7] AVEVA Marine. PDMS Tutorial Lessons [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://cadmatic.com>.

Ю.Д. Жуков, д. тех. наук, проф., Б.Н. Гордеев, д. тех. наук, проф., Н.О. Ємець, О.О. Кудін

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРАКТИЧНОЇ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ В ГАЛУЗІ КОРАБЕЛЬНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ

Анотація. *Аналіз досвіду розробки, особливостей і специфіки оригінальних навчальних дисциплін і програм для формування у студентів і фахівців знань, умінь і практичних навичок роботи з інструментами сучасної корабельної інженерії.*

Ключові слова: *сучасні 3-D САПР, спеціальне методичне забезпечення, 3-D моделювання, проектування та інжиніринг проектів, промислові контролери.*

Y. Zhukov, doctor of tech. science, prof., B. Gordeev, doctor of tech. science, prof., N. Yemets, O.Kudin

IMPROVING PRACTICAL TRAINING OF SPECIALISTS IN THE FIELD OF SHIP ENGINEERING

Annotation. *Analysis of the development experience, features and specifics of the original academic disciplines and programs aimed at the formation of knowledge, skills and practical skills of working with tools of modern ship engineering among students and specialists.*

Keywords: *modern 3-D CAD, special methodological support, 3-D modelling, project design and engineering, industrial controllers.*

УДК 681.518.5

ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ НОРМУВАННЯ РОБОЧОГО ЧАСУ ТА ВІДПОЧИНКУ НА ВОДНОМУ ТРАНСПОРТІ

Черненко Валентина Володимирівна¹, Херсонська державна морська академія, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Україна, 73000, м. Херсон, проспект Ушакова, 20. E-mail: v.chernenko18@gmail.com,

Грицук Ігор Валерійович², доктор технічних наук, професор, Херсонська державна морська академія, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Україна, 73000, м. Херсон, проспект Ушакова, 20. E-mail: gritsuk_iv@ukr.net,

Худяков Ігор Валентинович³, Херсонська державна морська академія, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Україна, 73000, м. Херсон, проспект Ушакова, 20. E-mail: igor.khudiakov563@gmail.com

Погорлецький Дмитро Сергійович⁴, Херсонська державна морська академія, Старший викладач Кафедри «Експлуатації суднових енергетичних установок», пр. Ушакова 20, м Херсон, Україна, 73000, E-mail: dimon150582@gmail.com,

Дзигар Анатолій Костянтинович⁵, Херсонська державна морська академія, Старший викладач Кафедри «Експлуатації суднових енергетичних установок», пр. Ушакова 20, м Херсон, Україна, 73000, E-mail: anatoliidzygar@gmail.com,

Представлено огляд існуючої нормативно-правової бази у сфері регулювання і планування робочого часу та часу на відпочинку плаваючого складу (далі - члени екіпажу) морських суден та суден внутрішнього плавання.

Висвітленні основні принципи нормування робочого часу та відпочинку в процесах керування, їх вплив на людський фактор, який є одним з найважливіших факторів з питань безпеки на водному транспорті.

Ключові слова: нормативно-правова база, директиви ЄС, міжнародна організація праці, тривалість робочого часу та часу на відпочинок, персонал.

Постійний розвиток науки і техніки, застосування інформаційних технологій, автоматизація процесів експлуатації та управління суден, веде до значного зменшення екіпажів що, в свою чергу, потребує посилення вимог до відповідальності та виконання функціональних обов'язків їх членів.

Ці фактори ведуть до посилення стомленості, зниження працездатності, фізичної та розумової діяльності, вміння приймати рішення, погіршення стану здоров'я [1].

У сучасному трудовому праві питання робочого часу регламентуються на міжнародному універсальному і регіональному рівнях та у національному законодавстві держав. З метою захисту здоров'я працівників мінімальні стандарти робочого часу та часу відпочинку врегульовано і в законодавстві ЄС [2].

Право кожного працівника на встановлення максимального робочого часу та на відпочинок закріплено у п. 2 ст. 31 Хартії основних прав ЄС [2]: кожен працівник має право на обмеження максимальної тривалості робочого часу, на щоденний та щотижневий відпочинок, а також на щорічну оплачувану відпустку. Деталізація цього положення міститься у Директиві Європарламенту та Ради 2003/88/ЄС "Про деякі аспекти організації робочого часу", яка є основним документом ЄС, що регулює питання робочого часу та часу відпочинку [2, 3].

Для регламентації робочого часу в специфічних сферах та секторах економіки поряд з загальними положеннями Директиви 2003/88/ЄС були прийняті інші Директиви. Так, робочий час для моряків на судах держав-членів ЄС регулюються угодою, досягнутою між соціальними партнерами на європейському рівні в 1998 р. та закріпленої Директивою 1999/63/ЄС, що передбачає максимум 14 робочих годин на день [2, 3].

Враховуючи велику кількість міжнародних норм стосовно безпеки суден, їхніх екіпажів і пасажирів і якісного керування рухом суден, що містяться у Міжнародній конвенції 1974 року з охорони людського життя на морі (з поправками), Конвенції 1972 року про міжнародні правила попередження зіткнення суден у морі (з поправками), а також вимоги щодо професійної підготовки й компетентності моряків, що містяться у Міжнародній конвенції 1978 року про підготовку й дипломування моряків та несення вахти (з поправками), інших актів Міжнародної організації праці (МОП) [4]. Вважаючи, що, з урахуванням глобального характеру морського судноплавства, моряки мають потребу в особливому захисті, бажаючи створити єдиний погоджений акт, що охоплює, наскільки можливо, всі сучасні норми існуючих міжнародних конвенцій та рекомендацій про працю в морському судноплавстві, а також основні принципи, що містяться в інших міжнародних конвенціях про працю, на дев'яносто четвертій сесії Генеральної конференції Міжнародної організації праці, 23 лютого 2006 року було прийнято Конвенцію про працю в морському судноплавстві. Конвенції Міжнародної організації праці про працю в морському судноплавстві 2006 року (далі - Конвенція 2006 року) [4]. Вона набула чинності 20 серпня 2013 року, та є обов'язковою для багатьох держав світу. Морська Конвенція переглянула 37 конвенцій МОП [4], які унормовують положення про контроль суден державного порту, а також питання працевлаштування моряків, виплат допомоги по безробіттю у випадку загибелі судна, видачі документів, що регламентують кваліфікацію командного складу торговельних суден, кваліфікації моряків і суднових кухарів, охорони здоров'я, медичного, соціально-побутового обслуговування та соціального забезпечення моряків, реєстрації моряків, інспекції умов праці моряків, попередження нещасних випадків, репатріації тощо.

Конвенція 2006 року поєднала вироблені багаторічною практикою та закріплені у попередніх конвенціях Міжнародної організації праці (МОП) міжнародні стандарти регулювання праці моряків. Сьогодні вона є глобальним правовим базисом захисту прав моряків за кордоном, визначає їх трудові та соціальні права, пов'язані з роботою на судні, у т.ч. під іноземним прапором, містить норми про відповідальності служб найму та працевлаштування моряків, які працюють на території держави-учасниці. Приєднання держави до Конвенції 2006 року забезпечує її громадянам гідне положення на світовому морському ринку праці.

Зазначене є особливо актуальним для українських моряків, працевлаштованих переважно на судах під іноземним прапором, і часто залишених напризволяще у кризових ситуаціях саме своєю державою, адже Україною Конвенція 2006 року досі не ратифікована.

Ратифікація Конвенції 2006 року також є важливою для українських судновласників, адже через її відсутність суднам під українським прапором може бути ускладнено доступ до іноземних портів.

Положення законодавства Європейського Союзу прямо встановлюють обов'язки держав-членів ЄС щодо ратифікації Конвенції.

Відповідно до Рішення Ради Європи від 07.06.2007 року № 2007/431/ЄС [3], країни-члени Європейського співтовариства зобов'язані ратифікувати Конвенцію 2006 року та забезпечити імплементацію її положень до національного законодавства.

Також, відповідно до Плану заходів з імплементації розділу V «Економічне та галузеве співробітництво» Угоди про асоціацію між Україною та ЄС на 2017-2019 роки, затвердженого розпорядженням Кабінету Міністрів України від 21 червня 2017 р. № 503-р, строком її ратифікації Україною визначено 2017 рік, а 2019 - строком імплементації. Наприкінці 2017 року доопрацьовані проекти Закону України «Про ратифікацію Конвенції Міжнародної організації праці 2006 року про працю в морському судноплаванні» та Закону України «Про внесення змін до деяких законодавчих актів України у зв'язку з ратифікацією Конвенції Міжнародної організації праці 2006 року про працю в морському судноплаванні». Питання про ратифікацію Конвенції 2006 року залишається актуальним для України, адже відповідний Закон досі не прийнято.

Основні вимоги до умов зайнятості висвітлені в розділі 2 цієї Конвенції. Питання тривалості робочого часу та часу на відпочинок конкретизовано в правилі 2.3 цього розділу [4]. Метою якого є забезпечення моряків регульованим робочим часом і часом відпочинку.

- Кожна держава-член забезпечує регулювання тривалості робочого часу або часу відпочинку моряків.
- Кожна держава-член установлює максимальну тривалість робочого часу або мінімальну тривалість часу відпочинку за певні періоди часу згідно з положеннями Кодексу.
- Кожна держава-член бере до уваги безпеку, пов'язану з утомою моряків, особливо тих з них, до функцій яких входить забезпечення безпеки плавання, а також безпечної та надійної експлуатації судна.

- Межі робочого часу або часу відпочинку встановлюються наступним чином: максимальна тривалість робочого часу не перевищує: I) 14 годин протягом будь-якого 24-годинного періоду; II) 72 годин протягом будь-якого семиденного періоду; або мінімальна тривалість часу відпочинку становить не менше: I) десяти годин протягом будь-якого 24-годинного періоду; II) 77 годин протягом будь-якого семиденного періоду. Час відпочинку можна ділити не більш ніж на два періоди, тривалість одного з яких становить не менше шести годин, а інтервал між послідовними періодами відпочинку не перевищує 14 годин.

- Збори, протипожежні тренування, тренування на рятувальних шлюпках та навчальні заняття, приписані національним законодавством, нормативно-правовими актами й міжнародними документами, проводяться таким чином, щоб звести до мінімуму порушення часу відпочинку й не викликати втому.

- Коли моряка викликають на роботу, наприклад, через відсутність персоналу в машинному відділенні, йому надається в порядку компенсації адекватний період відпочинку, якщо такими викликами на робоче місце порушується нормальна тривалість часу відпочинку.

- У випадку відсутності колективного договору або арбітражного рішення, або якщо компетентний орган визначає, що положення колективного договору або арбітражного рішення недостатні для проведення в життя положень пунктів 7 або 8 цього Стандарту, компетентний орган визначає такі заходи, що забезпечують відповідним морякам достатній час відпочинку.

- Кожна держава-член вимагає, щоб на легкодоступному місці розміщувалась таблиця із зазначенням внутрішнього трудового розпорядку на борту судна, у якій по кожній посадці вказуються, як мінімум: а) режим служби в морі та служби в порту; б) максимальна тривалість робочого часу або мінімальна тривалість часу відпочинку, передбачені законодавством, нормативно-правовими актами або застосовними колективними договорами.

- Зазначена в пункті 10 цього Стандарту таблиця складається за стандартною формою робочою мовою або мовами, використовуваними на судні, а також англійською мовою.

- Кожна держава-член вимагає ведення обліку щоденної тривалості робочого часу моряків або щоденної тривалості часу їх відпочинку з метою перевірки дотримання положень пунктів 5-11 цього Стандарту. Облік ведеться за єдиною формою, встановленою компетентним органом із урахуванням наявних керівних принципів Міжнародної організації праці, або за стандартною формою, розробленою Організацією. В єдиній формі використовують мови, зазначені в пункті 11 цього Стандарту. Моряки одержують копію облікових записів, що їх стосуються, яка засвідчується капітаном або уповноваженою ним особою, а також моряками.

- Ніщо не перешкоджає державі-члену мати національне законодавство, нормативно-правові акти або процедуру, за якими компетентний орган дозволяв би або реєстрував колективні договори, що дозволяють робити винятки з установлених норм. У такого роду винятках необхідно додержуватися, наскільки можливо, положень цього Стандарту, але можна брати до уваги частіші чи триваліші періоди відпусток або надання компенсаційних відгулів морякам, які несуть вахту, або морякам, які працюють на борту суден, виконуючих нетривалі рейси.

- Ніщо в цьому Стандарті не вважається таким, що зменшує право капітана судна вимагати від моряка, щоб він працював необхідну кількість годин для безпосереднього забезпечення безпеки судна, людей на борту або вантажу, а також для надання допомоги іншим суднам або людям, що терплять нещастя в морі. Відповідним чином капітан може припинити дію графіка робочого часу або часу відпочинку й вимагати від моряка, щоб він працював необхідну кількість годин до відновлення нормальної ситуації. Як тільки після відновлення нормальної ситуації з'являється практична можливість, капітан забезпечує, щоб морякові, який працював протягом передбаченого графіком часу відпочинку, був наданий достатній період відпочинку [4].

У зв'язку з цим в Україні діє «Положення про робочий час та час відпочинку плаваючого складу морського і річкового транспорту України» затверджене Наказом Міністерства інфраструктури України від 29.02.2012 року за № 135 [5].

Положення містить у собі чотири розділи, а саме:

I. Загальні положення.

II. Робочий час.

III. Час відпочинку.

IV. Авральні, аварійні та надурочні роботи.

Таблиця 1: Зведені норми робочого часу в залежності від умов праці на водному транспорті в умовах експлуатації.

№ з/п	Транспорт	Умови праці	Норми робочого часу
1	Водний	Для членів екіпажів суден морського і річкового транспорту встановлюється п'ятиденний з двома вихідними днями - у суботу й неділю. Тривалість робочого дня напередодні святкових і неробочих днів	40-годинний робочий тиждень 8 годин 7 годин
2	Водний	Для тих, хто працює в шкідливих та важких умовах праці, за результатами атестації робочих місць за умовами праці, встановлюється скорочена тривалість робочого часу. При цьому місячна, квартална, річна норма робочого часу підраховується виходячи з узятого за основу п'ятиденного робочого тижня з двома вихідними днями	не більше 36 годин на тиждень
3	Водний	Тривалість щоденного відпочинку членів екіпажів морських суден та суден внутрішнього плавання має становити	від 12 до 16 годин
4	Водний	Тризмінний. На суднах із цілодобовою роботою під час експлуатації	8-годинний графік вахт
5	Водний	Дво- або однозмінний графік вахт. На суднах, які експлуатуються не цілодобово	Двозмінний графік роботи до 12 годин
6	Водний	З урахуванням кліматичних, погодних та інших умов робочий час може бути встановлений між 6-ю та 20-ю годинами доби. Для членів екіпажів, які не несуть вахту	з 8 до 17 години з перервою на обід до однієї години

Висновки. Розглянуто основні положення нормативно-правових документів щодо планування робочого часу та часу відпочинку в умовах експлуатації водного транспорту і організації технологічних процесів з участю працівників. Специфічні умови експлуатації водного транспорту потребують постійного корегування режимів праці та відпочинку, а комплексна автоматизація управління експлуатацією, в свою чергу, призводить до зменшення чисельності працівників. На підставі зазначеного, важливим питанням постає розробка інформаційних моделей планування робочого часу та часу відпочинку працівників водного транспорту в умовах експлуатації.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Плачкова Т.М. Людський фактор у забезпеченні безпеки мореплавства: правові засоби зменшення впливу. http://dspace.onua.edu.ua/bitstream/handle/11300/8752/plachkova_t_m_liudsk_yi_faktor_u_zabezpechenni_bezpeky_moreplavstva_pravovi_zasoby_zmenschennia_vplyvu.pdf?sequence=1&isAllowed=y
2. Директива Ради 1999/63/ЄС https://mtu.gov.ua.>files>.DOK_NORMATUVKA
3. Матеріальне право Європейського союзу. Регламентация робочого часу та часу відпочинку в праві ЄС https://pidruchniki.com/92299/pravo/reglamentatsiya_robochogo_chasu_chasu_vidp_ochinku_pravi
4. Конвенція Міжнародної організації праці 2006 року про працю в морському судноплаванні. URL: http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/993_519
5. Положення про робочий час та час відпочинку плаваючого складу морського і річкового транспорту України <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0445-12>

Presented reviews the regulatory framework in the area of planning and regulation of working hours and rest periods for sea-going personnel (hereinafter - crew members) of ships with international and local navigation. Highlighted main principles regulation of working hours and rest periods of transport management processes, their influence on the human factor, which is one of the most important safety factors of transport operation.

Keywords: *legal regulatory framework, EU directives, international labor organization, working hours and rest periods, crew members, personnel.*

Chernenko Valentyna V., Kherson State Maritime Academy, senior teacher of the Operation Maritime Power Plants Department, e-mail: v.chernenko18@gmail, Contact phone. +38050-716-21-83, Ukraine, 73000, Kherson, Ushakova avenue, 20

Gritsuk Igor V., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Kherson State Maritime Academy, Professor of the Operation Maritime Power Plants Department, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net, Contact phone.. +38066-698-37-39, Ukraine, 73000, Kherson, Ushakova avenue, 20.

Khudiakov Igor V., Kherson State Maritime Academy, senior teacher of the Operation Maritime Power Plants Department, e-mail: igor.khudiakov563@gmail.com, Contact phone. +38095-377-20-50, Ukraine, 73000, Kherson, Ushakova avenue, 20

Pogorletsky Dmitry S., Kherson State Maritime Academy, senior teacher of the Operation Maritime Power Plants Department, e-mail: dimon150582@gmail.com, Contact phone. + 38 (050) 8244422, Ukraine, 73000, Kherson, Ushakova avenue, 20

Dzygar Anatolii K., Kherson State Maritime Academy, senior teacher of the Operation Maritime Power Plants Department, e-mail: anatoliidzygar@gmail.com, Contact phone. + 38 (050) 3588287, Ukraine, 73000, Kherson, Ushakova avenue, 20

Представлен обзор существующей нормативно-правовой базы в области регулирования и планирования рабочего времени для плавсостава (в дальнейшем - членов экипажа) морских судов заграничного и каботажных судов.

Выделены основные принципы нормирования рабочего времени и отдыха в управлении процессом эксплуатации судов, их влияние на человеческий фактор, который является одним из важнейших факторов безопасности водного транспорта.

Ключевые слова: *нормативно-правовая база, директивы ЕС, Международная организация труда, продолжительность рабочего времени и времени отдыха, персонал.*

Черненко Валентина Владимировна, Херсонская государственная морская академия, старший преподаватель кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Украина, 73000, г. Херсон, проспект Ушакова, 20. E-mail: v.chernenko18@gmail.com,

Грицук Игорь Валериевич, доктор технических наук, профессор, Херсонская государственная морская академия, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Украина, 73000, г. Херсон, проспект Ушакова, 20. E-mail: gritsuk_iv@ukr.net

Худяков Игорь Валентинович, Херсонская государственная морская академия, старший преподаватель кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Украина, 73000, г. Херсон, проспект Ушакова, 20. E-mail: igor.khudiakov563@gmail.com

Погорлецкий Дмитрий Сергеевич, Херсонская государственная морская академия, старший преподаватель кафедры эксплуатации судовых энергетических установок Украина, 73000, г. Херсон, проспект Ушакова, 20., E-mail: dimon150582@gmail.com,

Дзигар Анатолий Константинович, Херсонская государственная морская академия, старший преподаватель кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Украина, 73000, г. Херсон, проспект Ушакова, 20., E-mail: anatoliidzygar@gmail.com,

УДК 656.61:629.5.026.2

ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ПЕРЕВІРОЧНИХ ЛИСТІВ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ВИКОНАННЯ НАВЧАЛЬНИХ І КОНТРОЛЬНИХ ЗАВДАНЬ НА ТРЕНАЖЕРІ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ TRANSAS ERS 5000 TechSim

Богдан Ю.О., к.т.н., доцент, Манжелей В.С., ст. викладач, Сатулов А.І., ст. викладач
Херсонська державна морська академія (Україна)
bohpanyurii09@gmail.com

Анотація. *Логічно обґрунтовано застосування та розроблено відповідні форми перевірочних листів на базі яких будуються алгоритми послідовності дій за допомогою яких здійснюється досягнення поставленої мети в процесі реалізації навчальних і контрольних завдань на тренажері машинного відділення TRANSAS ERS 5000 TechSim.*

Ключові слова: *тренажер машинного відділення, перевірочні листи, навчання, контроль*

Вступ. Система перевірочних листів (Ship Check Lists) і дозволів на проведення робіт (Work Permit) знайшла широке використання на торговельному флоті з метою впорядкування контролю процедур з техніки безпеки при виконанні судових робіт, покращення експлуатаційного рівня судових технічних засобів та наголошення на необхідні дії в тих чи інших ситуаціях в залежності від особливостей їх функціонування. Система перевірочних листів є складовою функціональних судових документів, розроблена на вимогу системи управління безпекою.

Міжнародна морська організація (IMO) 04 листопада 1993 року прийняла Резолюцію A.741(18) «Міжнародний Кодекс з управління безпечною експлуатацією суден і запобігання забрудненню» (ISM Code) з включенням у міжнародну конвенцію SOLAS-74/78 Глави IX «Управління безпечною експлуатацією суден». У відповідності з положеннями Глави IX Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі (SOLAS-74/78), дії будь-якої компанії, що здійснює діяльність у області торговельного мореплавства, а також її методи управління на судні повинні виконуватись на основі схваленої Адміністрацією системи управління безпекою (Safety Management System, SMS).

В залежності від функціональних зон і дій в небезпечних і повторюваних ситуаціях судові перевірочні листи поділяються на наступні групи:

- судові перевірочні листи ходового містка (Bridge Check Lists);
- судові перевірочні листи операцій бункерування (Bunkering Check Lists);
- судові перевірочні листи машинного відділення (Engine Room Check Lists)
- судові перевірочні листи перевірки безпеки судна капітаном (Ships Safety Check List; Masters Guidelines);
- судові перевірочні листи небезпечних робіт (Permit To Unsafe Work Procedures).

Функції судових перевірочних листів (Check List) можуть бути різними, але головним призначенням являється вироблення стереотипу судового персоналу (виконання ним необхідних дій у визначеній послідовності). Очевидна і така функція перевірочних листів, як підказка під час навчання або виконання контрольних завдань. Крім того, перевірочні листи дозволяють задокументувати виконання необхідних дій у простій і зручній формі шляхом проставлення відміток, фіксувати передачу відповідальності або узгодженості дій. Первірочні листи у випадку їх заповнення, являються звітним документом, дозволяють економити час, оскільки записи у судові журнали спрощуються: «Проведена перевірка за перевірочним листом №, зауважень немає». Детальний регламент роботи з перевірочними листами, порядок і обов'язки їх заповнення, порядок зберігання, передачі у компанію, вимоги до запису про перевірку у судові журнали приведені у відповідних коментарях до перевірочних листів.

Актуальність роботи. В роботі (Kluj, 1999) зазначено актуальність розробки і використання під час навчання і оцінки виконання завдань на тренажері машинного відділення перевірочних листів. Дискусія з цього приводу мала місце на міжнародній конференції симуляторів машинного відділення (ICERS 3), що також підкреслює важливість застосування перевірочних листів. Stefan Kluj представив концепцію перевірочних листів і їх застосування на симуляторі машинного відділення, розробив низку перевірочних листів, що базуються на документації застосованого на тренажері машинного обладнання. Також зауважив, як на важливості універсальних перевірочних листів, що мають місце для різних типів суден і відповідно машинних відділень, так і спеціальних, що стосуються певного типу судна і його машинного відділення.

Метою роботи є аналіз концепції та форм існуючих перевірочних листів з подальшим розробленням перевірочних листів призначених для виконання навчальних і контрольних завдань на тренажері машинного відділення TRANSAS ERS 5000 TechSim.

Основний матеріал. Розглянувши і проаналізувавши концепцію перевірочних листів викладених у роботі (Kluj, 1999) слід взяти за основу наступні принципи: розподіл перевірочних листів у відповідності до операцій, що виконуються при технічному використанні машинного обладнання та певних судових процедур; чіткості і зрозумілості викладених інструкцій і питань у перевірочних листах за принципом, що робити і як робити; обов'язкового досягнення мети, тобто слухач, що належно виконує всі інструкції має безперечно виконати завдання; адитивності – вивчення операцій в окремих перевірочних листах приводить до вивчення операцій по судну в цілому.

Первірочні листи слід розділити на групи: навчальні перевірочні листи, контрольні перевірочні листи та листи збору робочих параметрів. Подібний розподіл запропонували (Deniz, Kusoglu, & Hashimoto, 2004), де навчальні листи містять стандартизовані процедури навчання з метою запобігання неправильних дій і засвоєння алгоритму процедури. У контрольних перевірочних листах перераховані контрольні питання, щодо виконуваних операцій. Первірочні листи збору робочих параметрів призначені для збору даних вимірювань.

Запропонований розподіл перевірочних листів за групами є логічним при цьому виконуються відповідні функції: навчальна, контрольна, допоміжна. Тому у розроблених авторами перевірочних листах закладений подібний розподіл.

Навчальні перевірочні листи містять наступні процедури: оживлення судна, тобто перехід з берегового живлення на автономне від судового дизель-генератора; підготовка і пуск котельної установки; підготовка до пуску і пуск головного двигуна; маневрові операції; процедури з підтримання систем у нормальних робочих умовах. На

відміну від існуючих навчальних перевірочних листів запропоновано для кращої наочності додавати схему-алгоритм дій та скріншоти панелей управління, схем систем тощо.

У перевірочні листи збору робочих параметрів заносяться дані вимірювань, що необхідні для визначення стану машинного обладнання його діагностики, розрахунку теплового балансу і термічного ККД, а також для побудови характеристик головного двигуна. В основу листів збору робочих параметрів покладено форми збору даних з машинного журналу.

Контрольні перевірочні листи містять контрольні питання та варіанти відповідей і представлені у формі тесту. Вони призначені для підтвердження необхідних компетенцій згідно (IMO, 2010; STCW-78, 1978) при виконанні певних процедур, завдань.

Перевірочні листи складені відповідно до встановленої на тренажері моделі судна і відповідного керівництва користувача (*Тренажер TechSim 5000. ERS 5000 TechSim. MAN B&W 6S60MC-C Diesel Engine – Tanker LCC (Aframax)*, 2014) та модельного курсу (IMO, 2017)

Висновки. В результаті проведеної роботи проаналізовано концепцію перевірочних листів. Логічно обґрунтовано та розроблено відповідні форми перевірочних листів (у склад яких входять алгоритми послідовності дій на базі яких відбувається досягнення поставлених цілей) для реалізації виконання навчальних і контрольних завдань на тренажері машинного відділення TRANSAS ERS 5000 TechSim.

CHECK-LISTS SYSTEM APPLICATION FOR REALIZATION OF PERFORMANCE OF TRAINING AND TESTING TASKS ON THE ENGINE ROOM SIMULATOR TRANSAS ERS 5000 TechSim

Bohdan Yu. O., Ph.D., Assoc. Prof., Manzheley V.S., Sen. Lec., Satulov A.I., Sen. Lec.

Annotation. Check-lists application is logically justified and the their corresponding forms are developed. Based on the developed check-lists, algorithms of the sequence of actions are constructed with the help of which the achievement of the goal is achieved in the process of implementing training and testing tasks on the engine-room simulator TRANSAS ERS 5000 TechSim.

Keywords: engine room simulator, check-lists, training, testing

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМЫ ПРОВЕРОЧНЫХ ЛИСТОВ ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ ВЫПОЛНЕНИЯ УЧЕБНЫХ И КОНТРОЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ НА ТРЕНАЖЕРЕ МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ TRANSAS ERS 5000 TechSim

Богдан Ю.А., к.т.н., доц., Манжелей В.С., ст. преп., Сатулов А.И., ст. преп.

Аннотация. Логически обосновано применение и разработано соответствующие формы проверочных листов на основе которых строятся алгоритмы последовательности действий при помощи которых совершается достижение поставленной цели в процессе реализации учебных и контрольных заданий на тренажере машинного отделения TRANSAS ERS 5000 TechSim.

Ключевые слова: тренажер машинного отделения, проверочные листы, обучение, контроль

УДК 65.9

ДО ПИТАННЯ СТВОРЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧОЇ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ СУДНОВИХ МЕХАНІКІВ

Кісетов Ю. В., канд. техн. наук, ст. наук. співробітник,¹

Кукліна О. Ю., канд. техн. наук, доцент²

^{1,2} Національний університет кораблебудування

^{1,2} Україна, Миколаїв

¹ kisetov499@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5360-9376,

² olga11kuklina@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8251-7094

Аннотація. Проаналізовано сучасний підхід до створення складових програмно-інформаційного забезпечення процесу професійно-практичної підготовки суднових механіків на основі існуючих вимог стандарту підготовки. Розроблено опис предметної області спеціалізації «Управління судновими технічними системами і комплексами» за спеціальністю 271 «Річковий та морський транспорт» для першого (бакалаврського) рівня вищої освіти.

Ключові слова: компоненти освітньої технології; складові навчального комплексу; фахові компетентності, опис предметної області; підготовка суднових механіків.

Вступна частина. В умовах зростання обсягів інформації з багатьох галузей науки, техніки та технології, висування високих професійних вимог до майбутніх суднових механіків існує необхідність постійної інтенсифікації процесів і методик їх навчання.

Одним із інноваційних завдань сучасної освіти є досягнення якісно нового рівня мобільності та професійно-практичної підготовки фахівців, враховуючі необхідність ефективної адаптації людини до життєдіяльності в умовах

сучасного медіа-інформаційного простору. Зараз головною складовою професійної підготовки фахівця є здатність критично аналізувати, синтезувати, відтворювати та грамотно використовувати нову інформацію. В останні роки питання підвищення інноваційної складової сучасної освіти набули значного інтересу серед вчених і практиків які мають відношення до навчальних процесів освіти [1-9 і інші]. Суттєвою складовою інноваційною модернізації сучасної освіти є необхідність реалізації новітніх методик паралельно з існуючими. Також достатньо складно в таких умовах оцінювати ефективність пропонованої модернізації.

Ціль роботи – аналіз і вдосконалення складу і змісту нормативно-методичних документів, що забезпечують навчальний процес підготовки майбутніх суднових механіків.

Вступна частина. В загальному випадку структура освітньої технології може бути представлена, наприклад, у вигляді трьох основних взаємопов'язаних компонентів [1]:

1) наукова: технологія є науково розробленим рішенням певної проблеми, заснованим на досягненнях теорії та передової практики;

2) процесуально-діяльнісна: технологія — це сам процес здійснення діяльності об'єктів і суб'єктів, їх цілепокладання, планування, організація, реалізація цілей та аналіз результатів;

3) формалізовано-описова (дескриптивна): технологія – це модель, опис (вербальний, текстовий, схемний) цілей, змісту, методів та засобів, алгоритмів дій, що застосовуються для досягнення запланованих результатів.

В загальному вигляді інформаційно-аналітична система освіти являє собою навчальний комплекс, в якому об'єднано всі форми викладання навчального матеріалу – підручники; навчальні посібники для самостійного вивчення матеріалу; конспект лекцій; методичні вказівки і посібники до практичних занять й практики на підприємствах і суднах, лабораторних робіт, курсового та дипломного проектування; довідкова література.

До складу системи можуть входити дві підсистеми:

1) мультимедійний комплекс теоретичного матеріалу, практичних занять, лабораторних робіт і інших складових наведених вище;

2) інформаційно-керуюча система аналізу процесу навчання і ступеня засвоєння матеріалу.

Інформаційна система аналізу процесу навчання і ступеня засвоєння матеріалу оцінює рівень засвоєння матеріалу і підготовку методичних рекомендацій щодо організації навчання за умов попереднього недостатньо глибокого засвоєння матеріалу. У системі повинно бути передбачено багаторівневе тестування з усіх видів навчання. До складу програми дисципліни може входити набір модульних блоків з окремих розділів, що мають свій рейтинг і впливають на підсумкову оцінку знань студентів. Кожна дидактична одиниця може вміщувати: інформаційний блок, тобто теоретичну складову, розроблену на основі гіпертекстових технологій, статичного та динамічного графічного матеріалу; задачі для самостійного розв'язання; контрольні запитання; тестові завдання [1].

Основна частина. Особливістю морської освіти, є те, що вона регламентується вітчизняними і обов'язковими нормативними документами Міжнародної морської організації. Зокрема, підготовка фахівців морського транспорту в Україні повинна відповідати вимогам Міжнародної Конвенції по підготовці, дипломуванню моряків та несенню вахти ПДНВ-78/95 (STCW) та Кодексу ПДНВ з Манільськими поправками 2010 р. [10; 11].

Професійними особливостями процесів підготовки і наступної діяльності суднових механіків є також достатньо великий обсяг практичної складової навчального комплексу. (Наприклад, в учбовому плані підготовки фахівців бакалаврського рівня така форма навчально-виховного процесу як практика займає до 25% всього часу). Крім того, окремі особливості вивчення деяких питань потребують наявності колективного (групового) розв'язання шляхом групових дискусій, рольових ігор, розігрування ситуацій, використання тренажерів тощо.

Такі достатньо специфічні умови підготовки викликають необхідність фактичного поєднання форм очного і дистанційного навчання, при якому окремі курси або розділи студент (курсант) самостійно вивчає в електронному форматі, що не виключає його безпосередніх контактів з викладачем як в очному, так і в електронному вигляді. Необхідність поєднання різних форм навчання вимагає деяких змін до складу і змісту документів учбово-методичного забезпечення навчального процесу – навчальних планів, програм дисциплін, методичних посібників тощо.

Відповідно до вимог Міжнародної Конвенції про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978 року (з поправками), Закону України «Про приєднання України до Міжнародної конвенції про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978 року» в Україні було розроблено стандарт вищої освіти за спеціальністю 271 «Річковий та морський транспорт» для першого (бакалаврського) рівня вищої освіти [12].

В якості цілей навчання в цьому документі вказано набуття здобувачами знань, розуміння, умінь та інших компетентностей, необхідних для зайняття посад осіб командного складу суден. При цьому стандарт визначає вимогу щодо того, що мінімум 70% обсягу освітньої програми має бути спрямовано на забезпечення загальних та спеціальних (фахових) компетентностей за спеціальністю.

Також в документі введено поняття інтегральна компетентність — здатність розв'язувати складні спеціалізовані задачі та практичні проблеми у сфері судноплавства та суднової інженерії, що передбачають застосування теорій і методів наук про устрій судна, навігацію, механічну та електричну інженерії, експлуатацію та ремонт засобів транспорту, управління ресурсами та характеризуються комплексністю та невизначеністю умов. Інтегральна компетентність стосується вимог для всіх спеціалізацій.

В табл. 1 в якості прикладу наведено перелік фахових компетентностей для спеціалізації «Управління судновими технічними системами і комплексами» спеціальності «Річковий та морський транспорт» [12].

Таблиця 1 Спеціальні (фахові) компетентності спеціалізації «Управління судновими технічними системами і комплексами»

СК1	Здатність нести безпечну ходову машинну вахту на судні.
СК2	Здатність здійснювати експлуатацію, спостереження, оцінку роботи та безпечно обслуговування рухової установки без обмеження її потужності та допоміжних механізмів і пов'язаних з ними систем управління та управляти роботою механізмів рухової установки
СК3	Здатність забезпечити планування та підготовку до роботи суднового енергетичного обладнання з урахуванням проектних параметрів силової установки та вимог рейсу.
СК4	Здатність здійснювати виявлення, встановлення причин та усунення несправностей суднового механічного обладнання, приведення його в робочий стан та визначати і здійснювати заходи щодо їх запобігання.
СК5	Здатність управляти операціями з експлуатації паливної, мастильної, баластної систем та інших насосних систем і пов'язаних з ними систем управління.
СК6	Здатність здійснювати експлуатацію електричного, електронного обладнання та систем управління.
СК7	Здатність здійснювати технічне обслуговування і ремонт електричного та електронного обладнання, виявляти й усувати несправності та приводити в робочий стан електричне та електронне устаткування управління.
СК8	Здатність використовувати ручні інструменти, верстати та вимірювальні інструменти для виготовлення та ремонту деталей на судні.
СК9	Здатність забезпечити управління безпечним та ефективним проведенням технічного обслуговування та ремонту суднових механізмів та систем.
СК10	Здатність здійснювати контроль та підтримку судна в морехідному стані.
СК11	Усвідомлення відповідальності та здатність до прийняття рішень у непередбачуваних та аварійних ситуаціях, пов'язаних з експлуатацією суднового енергетичного обладнання.
СК12	Здатність розв'язувати складні непередбачувані задачі та проблеми експлуатації, обслуговування та ремонту суднових технічних засобів, систем і конструкцій.
СК13	Критичне осмислення основних теорій, принципів, методів і понять сучасної морської інженерії.
СК14	Здатність збирати та інтерпретувати інформацію, обирати методи та інструментальні засоби, застосовувати інноваційні підходи для розв'язання складних професійних задач у сфері морської інженерії.
СК15	Здатність обґрунтовувати власну точку зору та висновки, використовуючи основні теорії та концепції у сфері морської інженерії.
СК16	Здатність до аналізу та прогнозування процесів і технічного стану суднових конструкцій та обладнання в умовах неповної або обмеженої інформації.
СК17	Здатність передавати та одержувати професійну інформацію, ідеї, проблеми та їх рішення, а також передавати власний досвід при спілкуванні з фахівцями та нефахівцями у сфері суднової інженерії.

Враховуючи деякі результати розробок [1,3 - 5], авторами було зведено опис предметної області цього стандарту до табл. 2. Порівняння цього опису з структурою і складом освітніх технологій інших напрямів і рівнів вищої освіти, наприклад [1, 2, 7 - 9], свідчить про відсутність принципових відмінностей при наявності децю іншого складу окремих компонентів.

Аналіз процесуально-діяльнісної компоненти освітньої технології на прикладі спеціалізації «Управління судновими технічними системами і комплексами» з урахуванням вимог існуючого стандарту [12] і нормативних матеріалів Міжнародної морської організації [10 - 11] дає можливість сформулювати основні складові процесу здійснення діяльності об'єктів і суб'єктів освітньої технології, їх цілепокладання, планування, організацію, реалізацію цілей та аналіз результатів (табл. 3).

Таблиця 2 Опис предметної області вищої освіти ступеня «бакалавр», спеціальності «Річковий та морський транспорт»

Опис предметної області						
Об'єкти діяльності	Об'єкти вивчення	Цілі навчання	Теоретичний зміст предметної області	Методи, методики та технології	Інструменти та обладнання	Академічні права випускників
<ul style="list-style-type: none"> - судна та плавбази; - системи управління рухом транспортних засобів; - системи забезпечення безпеки судноплавства. 	<ul style="list-style-type: none"> - процеси судноводіння, навігаційне обладнання, системи та процеси навігаційного обслуговування; - методи обробки та розміщення вантажів; - технічні системи та комплекси суден; - методи експлуатації суден та їх систем, управлінням суден; - організація роботи екіпажів та пілтування людей на судах; - системи забезпечення безпеки судноплавства. 	<ul style="list-style-type: none"> - набуття здобувачами знань, розуміння, уміння та інших компетентностей, необхідних для: зайняття посад осіб командного складу суден; - роботи на підприємствах, в установах та організаціях, що забезпечують експлуатацію флоту, управління рухом суден та безпеку судноплавства; - продовження навчання на другому рівні вищої освіти. 	<ul style="list-style-type: none"> - теорія устрою судна, автоматичного управління, надійності, механічної і електричної інженерії; - методи навігації, дистанційного спостереження, прогнозування метеорологічних умов, захисту навколишнього середовища, оцінювання ризиків та прийняття рішень, протизаварійного управління, управління ресурсами. 	<ul style="list-style-type: none"> - здобувач оволодіти методами, методиками та технологіями навігації, обробки та розміщення вантажів, управління операціями судна та пілтування людей на судні, морської інженерії, судової електричної інженерії, автоматизованого та автоматичного управління, технічного обслуговування та ремонту, радіозв'язку. 	<ul style="list-style-type: none"> - використовують та застосування інструментів, обладнання та систем, що забезпечують навігацію і управління суднами, експлуатацію та ремонт морських транспортних засобів, безпеку судноплавства та охорону навколишнього середовища. 	<ul style="list-style-type: none"> - Доступ до навчання за освітніми програмами другого рівня вищої освіти. - набуття додаткових кваліфікацій в системі післядипломної освіти.
					<ul style="list-style-type: none"> - освітні програми мають компетентності, необхідні для працевлаштування випускників на судах підприємствах річкового морського транспорту. 	

Таблиця 3 Процесуально-діяльнісний аспект спеціалізації «Управління судновими технічними системами і комплексами»

Процесуально-діяльнісний аспект				
Цілепокладання	Планування	Організація	Реалізація цілей	Аналіз результатів
1 управління	1 устаткування	1 експлуатація	1 модернізація	1 параметр
2 аналіз	2 механізм	2 діагностування	2 оцінка роботи	2 показник
3 порівняння	3 система	3 технічне	3 інформація	3 характеристика
4 розробка	4 прилад	обслуговування	4 інновація	4 процес
5 розрахунок	5 процес	4 ремонт	5 планування	5 умови
6 визначення	6 середовище	5 випробування	6 обґрунтування	6 досвід
7 встановлення	7 обладнання	6 рейс, вахта	7 використання	7 безпека
8 виявлення		7 аварія	8 усунування	8 вплив
9 контроль			9 тренінг	
10 нагляд			10 навчальні заняття	
11 несправності				

Висновки. Наведена в табл. 2 – 3 інформація може бути використовувана при розробці різних учбово-методичних документів (навчальних планів, посібників, методичних вказівок тощо) для забезпечення відповідності змісту документів вимогам стандарту підготовки суднових механіків. Також даний підхід дає можливість розробки аналогічних програмно-інформаційних підґрунтьовань для інших спеціалізацій підготовки майбутніх моряків.

Список літератури.

1. Поліщук, О. (Ред.). (2008). *Інженерія програмного забезпечення*, Матеріали конференції молодих вчених. Київ: Наука.
2. Дубасенюк О. (2009). Професійна педагогічна освіта: інноваційні технології та методики. О. А. Дубасенюк (Ред.), *Інноваційні освітні технології та методики в системі професійно-педагогічної підготовки*. (с. 14-47). Житомир : Вид-во ЖДУ ім. І. Франка.
3. Задніпрянець І. (2011). *Сучасні освітні технології у викладанні фізики*. К.: Шк. світ.
4. Кукліна О., Кісетов Ю. (2017). *Особливості викладання курсу комп'ютерної графіки для студентів спеціалізації «Експлуатація суднових автоматизованих систем»*. Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : НУК.
5. Кісетов Ю., Кукліна О. (2017). *Деякі питання організації самостійної роботи студентів*. Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв. НУК.
6. Кукліна О. Ю., Кісетов Ю. В. (2017). *3D моделювання деталей суднового енергетичного обладнання з елементами конструювання*. Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв : НУК.
7. Кісетов Ю., Кукліна О. (2018). *Проблемні питання сучасних освітніх технологій*. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». Миколаїв : видавець Торубара В.В.
8. Сорока О. (2016). Шляхи та умови формування психологічної готовності майбутніх фахівців морського транспорту до екстремальних ситуацій професійної діяльності. *Вісник ОНУ ім. І.І. Мечникова. Психологія. Том 21. Випуск 4(42)*.
9. (2019). Взято з <http://vpl57.zp.ua/file/IYPNoweV>
10. (2019). Взято з <https://www.collegeraptor.com/getting-in/articles/online-colleges/hybrid-classes-what-are-they-and-how-do-they-work/>
11. Манільські поправки до Кодексу з підготовки та дипломування моряків та несення вахти (ПДНВ) 25.06.2010 р. (2019). Взято з http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/mu10242.html
12. International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Sea farers as amended, including the 1995 and 2010 Manila Amendments. STCW Convention and STCW Code. 2011 edition. Language(s): ENG, FRE, SPA, RUS, CHI, ARA (IMO-IC938).
13. Стандарт вищої освіти (Галузь знань 27 Транспорт, Спеціальність 271 Річковий та морський транспорт, ступінь вищої освіти бакалавр). (2016). Херсон: Херсонська державна морська академія.

REFERENCES.

- [1] Polichuk, O. (2008). *Software Engineering*, Proceedings of the Young Scientists Conference. Kyiv: Nauka.
- [2] Dubasenyuk O. (2009). *Professional Teacher Education: Innovative Technologies and Methods*. Innovative educational technologies and methods in the system of vocational training. Zhytomyr:
- [3] Zadnipyranetz I. (2011). *Modern educational technologies in teaching physics*. K .: Shk. world.
- [4] Kuklina O., Kisietov J. (2017). *Features of teaching computer graphics course for students of specialization "Operation of ship automated systems"*. Proceedings of the VII International Scientific and Technical Conference. - Nikolaev: NUS.

- [5] Kisietov J., Kuklina O. (2017). *Some questions of organization of independent work of students. Ship Energy: State and Problems: Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference*. Mykolayiv. NUS.
- [6] Kuklina O., Kisietov J. (2017). *3D modeling of ship power equipment details with design elements. Proceedings of the VII International Scientific and Technical Conference*. Nikolaev: NUS.
- [7] Kisietov J., Kuklina O. (2018). *Problematic issues of modern educational technologies. Proceedings of the International Scientific and Technical Conference "Current State and Problems of Engine Engineering"*. Mykolaiv: Publisher Torubara V.
- [8] Soroka O. (2016). Ways and conditions of formation of psychological readiness of future specialists of maritime transport to extreme situations of professional activity. *Bulletin of ONU them. I.I. Mechnikov. Psychology*. Volume 21. Issue 4(42).
- [9] (2019). <http://vpl57.zp.ua/file/IYPNoweV>
- [10] (2019). <https://www.collegeraptor.com/getting-in/articles/online-colleges/hybrid-classes-what-are-they-and-how-do-they-work/>
- [11] Manila Amendments to the Seafarers Training and Watchkeeping Code 25.06.2010. (2019). http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/mu10242.html
- [12] International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Sea farers as amended, including the 1995 and 2010 Manila Amendments. STCW Convention and STCW Code. 2011 edition. Language(s): ENG, FRE, SPA, RUS, CHI, ARA (IMO-IC938).
- [13] Higher Education Standard (Knowledge Area 27 Transportation, Specialty 271 River and Sea Transport, Bachelor's Degree). (2016). Kherson: Kherson State Maritime Academy.

Kisietov J. Kuklina O.

TO THE ISSUE OF INFORMATION-CONTROLLING SYSTEMS FOR TRAINING VESSEL MECHANICS

Text of the annotation. *The modern approach to creation of components of software and information support of the process of professional and practical training of ship mechanics is analyzed based on the existing requirements of the standard of training. A description of the subject area of specialization "Management of Ship Technical Systems and Complexes" in specialty 271 "River and Sea Transport" for the first (bachelor) level of higher education has been developed.*

Keywords: *components of educational technology; components of the training complex; professional competences, description of the subject area; training of ship mechanics*

Кисетов Ю. В., Кукліна О. Ю.

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ ИНФОРМАЦИОННО-УПРАВЛЯЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ СУДОВЫХ МЕХАНИКОВ

Текст аннотации. *Проанализирован современный подход к созданию составляющих программно-информационного обеспечения процесса профессионально-практической подготовки судовых механиков на основе существующих требований стандарта подготовки. Разработано описание предметной области специализации «Управление судовыми техническими системами и комплексами» по специальности 271 «Речной и морской транспорт» для первого (бакалаврского) уровня высшего образования.*

Ключевые слова: *компоненты образовательной технологии; составляющие учебного комплекса; профессиональные компетентности, описание предметной области; подготовка судовых механиков*

УДК 371.212.1

НОВЕ МІСЦЕ КОЛЕДЖІВ У СИСТЕМІ ОСВІТИ УКРАЇНИ

Ратушняк Ігор Олександрович, к.т.н., доцент; Ратушняк Любов Петрівна, викладач НУК

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, igor.ratushnyak@nuos.edu.ua

Анотація. *Розглянуто особливості реформування коледжів та проблемні питання організації їх роботи, переваги закладів ФПО, намічено основні напрямки роботи для успішного проведення вступної кампанії 2020 року.*

Ключові слова: *фахова передвища освіта, фаховий молодший бакалавр.*

Сучасна освіта на Україні не відповідає ані сучасним запитам з боку особистості та суспільства, ані потребам економіки, ані світовим тенденціям. Це викликало трансформацію сфери, головною метою якої – нова якість освіти на всіх рівнях: від професійної (професійно-технічної) освіти у закладах освіти (ПТЗО) – до закладів вищої освіти (ЗВО) (рис. 1). МОН розпочав здійснюється заходи, спрямовані на досягнення основної мети: перетворити освіту на інноваційне середовище, в якому студенти набуватимуть ключових компетентностей, необхідних для успішної життєдіяльності.

Одним із шляхів вирішення мети, за думкою МОН, є впровадження фахової передвищої освіти (ФПО), рівень якої відповідає п'ятому рівню Національної рамки кваліфікацій і передбачає здатність особи вирішувати типові спеціалізовані задачі в окремій галузі професійної діяльності. Освітня діяльність з фахової передвищої освіти для підготовки фахового молодшого бакалавра започатковується у 2020 році.

Фаховий молодший бакалавр – це освітньо-професійний ступінь, що здобувається на рівні фахової передвищої освіти і присуджується закладом освіти у результаті успішного виконання освітньо-професійної програми [1]. Підготовка фахових молодших бакалаврів здійснюється за ОПП відповідно до галузей знань і спеціальностей, за якими здійснюється підготовка фахівців з вищою освітою.

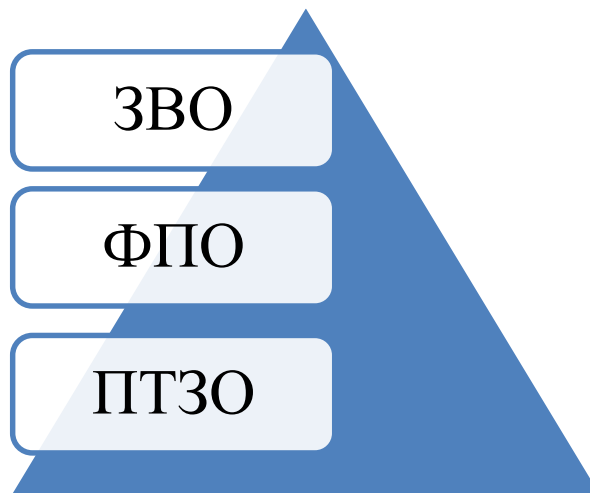


Рис. 1 Рівні освіти України [2]

Обсяг ОПП фахового молодшого бакалавра на основі профільної середньої освіти становить 120-180 кредитів ЄКТС, з яких до 60 кредитів ЄКТС може бути перезараховано для осіб, які здобули профільну середню освіту за відповідним або спорідненим спеціальності профілем. Обсяг ОПП фахового молодшого бакалавра на основі професійної (професійно-технічної) освіти визначається закладом ФПО з урахуванням визнання раніше здобутих результатів навчання і становить не менше 50 відсотків загального обсягу ОПП на основі профільної середньої освіти [1]. Таким чином реальний обсяг фахового молодшого бакалавра на основі кваліфікованого працівника (що найбільш цікаво для ЗВО) становить 60-120 кредитів (1–2 роки навчання у закладах ФПО).

У чому різниця між Коледжем у структурі ЗВО та закладом ФПО? ВНЗ I-II рівнів акредитації, які в системі вищої освіти здійснюють підготовку фахівців ОКР молодшого спеціаліста і до 2020 року не отримають статусу коледжу відповідно до Закону України «Про вищу освіту», набувають статус закладу фахової передвищої освіти. Це ставить перед коледжами (технікумами), у тому числі перед Коледжем корабелів НУК, цілий ряд задач [2]:

– визначитися із місцем у системі освіти – Коледж (у вищій освіті) чи фаховий коледж (у фаховій передвищій освіті) до 1 січня 2020 року;

– привести у відповідність до Закону установчі документи (Статут, Положення) та визначитися з організаційно-правовим статусом закладу;

– привести у відповідність всі нормативно-правові акти закладу (накази, положення тощо);

– переоформити ліцензії, перереєструватися з новою назвою і новим головним видом діяльності «фахова передвища освіта» у ЄДРПОУ та ЄДЕБО;

– переоформити сертифікати з ОКР «Молодший спеціаліст» на ОПС «Фаховий молодший бакалавр»;

– розпочати ліцензування фахових молодших бакалаврів із визначених адміністрацією ЗВО та отримати ліцензії до 31 січня 2020 року;

– розпочати підготовку до першого набору фахових молодших бакалаврів влітку 2020 року.

Серед переваг статусу закладу фахової передвищої освіти експерти відзначають [2]:

– відсутність «прохідного» балу ЗНО при вступі, який для ЗВО може становити 125 балів;

– відсутність встановленої індикативної вартості навчання (для ЗВО до 2022 року вона може становити близько 60 тис. грн. плюс існує вимога до ЗВО вирівняти вартість бюджетного і контрактного навчання);

– визначеність варіантів вступу (для ЗВО впровадження різних механізмів – ЄВІ, ЄФВВ, ЄДКІ, іноземна на вступі до магістратури тощо);

– висока вартість роботи НАЗЯВО (акредитація однієї освітньої програми може становити 44 тис. грн.).

Заклад освіти (структурний підрозділ ЗВО – Коледж корабелів НУК) отримує статус Коледжу за умови, якщо реальний обсяг підготовки здобувачів вищої освіти ступеня бакалавра та/або молодшого бакалавра становить не менше 30 відсотків загального ліцензованого обсягу (вимога запроваджується поступово: з 1 січня 2020 року в розмірі 10%; з 1 січня 2021 року – 20%; з 1 січня 2022 року – 30%) [1].

Стосовно майбутнього прийому до закладів ФПО на базі повної загальної середньої освіти та ОКР кваліфікований робітник слід виділити:

- вступні іспити проводяться у формі ЗНО або вступних іспитів (фахових вступних випробувань) на власний розсуд у будь-яких комбінаціях (у 2020 році приймаються сертифікати ЗНО 2017, 2018, 2019 та 2020 років, крім іноземних мов);

- у разі подання результатів ЗНО бал вступника за відповідне вступне випробування підвищується на 25 відсотків;

- додається бал за успішне закінчення підготовчих курсів закладу освіти для вступу до нього за шкалою від 0 до 50 балів;

- можливість безоплатно здобувати фахову передвищу освіту, якщо вступники не здобули фахову передвищу освіту або ОКР молодшого спеціаліста впродовж десяти попередніх років за кошти державного бюджету.

Для вступу на рівень молодшого бакалавра обов'язкова наявність повної загальної середньої освіти та 2 сертифікатів – з української мови та на вибір вступника, що істотно звужує контингент майбутніх абітурієнтів, крім того прийом на навчання за кошти державного бюджету можуть здійснювати заклади освіти, які мають ліцензію на підготовку молодшого бакалавра за відповідною спеціальністю, отриману не пізніше 31 січня 2020 року.

Що очікує молодших бакалаврів і фахових молодших бакалаврів при вступі до ЗВО на скорочений термін – вступ на основі сертифіката ЗНО з української мови та літератури та фахового вступного випробування, тривалість навчання визначається стандартом спеціальності.

Висновки: незважаючи на постійні зміни у системі освіти України, реформування надає нові можливості як для вступників, так у для НУК в цілому. Найближчим часом НУК (стосовно Коледжу корабелів) повинен вирішити ряд нагальних питань, а саме:

- визначити спеціальності, які є перспективними для ФПО, але не відліцензовані у інших закладах освіти Миколаївщини;

- активізувати роботу з ліцензування визначених спеціальностей як на рівень молодшого бакалавра, так і фахового молодшого бакалавра;

- розширити агітаційну роботу у школах та професійно-технічних закладах і співпрацю з директорами ПТЗО міста та області, Миколаївським обласним центром зайнятості;

- організувати днів відчинених дверей на кожному інституті (факультеті) ;

- активізувати виїзди у райони, як для агітації, так і для організації дистанційно-заочних підготовчих курсів;

- розширити види співпраці зі ЗМІ;

- підключитися до роботи у опорному Центрі НУК у м. Очаків.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

[1] Про фахову передвищу освіту. № 2745-VIII (2019).

[2] Зелений, М. (2019). Закон України «Про фахову передвищу освіту». Перспективи 2019-2020 н.р. Взято з <https://ppt-online.org/653788>.

Ratushniak I.O., Ratushniak L.P.

A new place for colleges in the education system of Ukraine

Annotation. *The peculiarities of the reform of colleges and the problematic issues of organization of their work, the advantages of FPE institutions are considered, the main directions of work for successful conducting of the 2020 admission campaign are outlined.*

Keywords: *professional pre-higher education, professional junior bachelor.*

Ратушняк И.А., Ратушняк Л.П.

Новое место колледжей в системе образования Украины

Аннотация. *Рассмотрены особенности реформирования колледжей и проблемные вопросы организации их работы, преимущества заведений ПВО, намечены основные направления работы для успешного проведения вступительной кампании 2020 года.*

Ключевые слова: *профессиональное образование, профессиональный младший бакалавр.*

УДК 371.212.1

ОСОБЛИВОСТІ ВСТУПНОЇ КАМПАНІЇ 2019 РОКУ

Мозговий Андрій Михайлович, доцент НУК, Ратушняк Ігор Олександрович, к.т.н., доцент Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, igor.ratushnyak@nuos.edu.ua

Анотація. *Розглянуто специфічні особливості організації та проведення вступної кампанії 2019 року, отримані кількісні та якісні результати, намічено основні напрямки роботи для проведення вступної кампанії 2020 року.*

Ключові слова: *вступна кампанія, вища освіта.*

Вступна кампанія 2019 року характеризувалася декількома специфічними особливостями у порівнянні з кампаніями минулих років:

- 1) скороченим строком прийому документів для вступу на ступінь бакалавра – із 10.07.19 по 22.07.19 р.;
- 2) прийомом сертифікатів ЗНО 2017, 2018 та 2019 років, крім іноземної мови.
- 3) обмеженням кількості конкурсних предметів ЗНО, що надавалися для вибору вступником;
- 4) забороною зарахування на ступінь магістра до серпня 2019 року, в тому числі і до заочної;
- 5) прийом на навчання за державним замовленням для здобуття ступеня магістра у відокремлених структурних підрозділах закладів вищої освіти, які знаходяться у іншому населеному пункті, аніж місцезнаходження ЗВО, не проводився;
- 6) поступовим впровадженням ЄВІ з іноземної мови для рівня магістр;
- 7) поступовим впровадженням вступу на скорочений термін навчання згідно чітко регламентованих стандартів та із обов'язковим сертифікатом з української мови та літератури;
- 8) останній прийом на ОКР молодшого спеціаліста;
- 9) збільшенням кількості вступників, зареєстрованих на ЗНО в Україні, на 15000 осіб у порівнянні з минулим роком, і зменшенням у Миколаївській області – на 180 осіб.

Враховуючи вищезазначене, головою приймальної комісії було поставлено завдання до приймальної комісії, інститутів та факультетів Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова (НУК) провести ретельний аналіз Умов прийому, предметів ЗНО та визначити перелік сертифікатів і вагові коефіцієнти для вступу на відповідні спеціальності. Все це знайшло відображення у Правилах прийому до НУК у 2019 році, затверджених Вченою радою 25.01.2019 р.

Для забезпечення вступної кампанії 2019 року, приймальною комісією було виконано наступне:

- затверджено склад приймальної комісії та план її роботи;
- сформовані відбіркові, фахові атестаційні та екзаменаційні комісії;
- розроблені та перероблені Положення, що регламентують роботу приймальної комісії;
- розроблено програми вступних випробувань та творчих конкурсів;
- перероблені згідно з вимогами всі бланки, що стосуються прийому до НУК.

Вся необхідна інформація стосовно роботи приймальної комісії у встановлені строки, і оперативно, вносилося до ЄДЕБО та оприлюднювалася на сайті НУК.

Паралельно із приймальною комісією працював штаб агітаційно-профорієнтаційної роботи та довузівської підготовки, який проводив заходи щодо залучення молоді до вступу в університет згідно затвердженого ректором плану (агітація у школах м. Миколаєва та області, виставки, день відкритих дверей, збір та обробка інформації, поточна звітність та листування, виконання Договору із ХРЦОЯО на пункті ЗНО, агітаційна робота по залученню до вступу до НУК на скорочений термін навчання випускників коледжів та технікумів).

Були організовані виступи деканів факультетів, директорів інститутів та викладачів кафедр перед слухачами підготовчих курсів та учнями Миколаївського морського ліцею, крім того проводились екскурсії до НУК для слухачів довузівської підготовки, під час яких вони знайомились з історією нашого університету, з провідними викладачами та матеріальною базою, також відвідували музей адмірала Макарова. Університет приймав участь у виставках, присвячених досягненням освіти та науки, були записані та виходили в ефір на місцевому телебаченні сюжети про всі навчальні підрозділи.

Була підготовлена до друку газета „Абітурієнт-2019”, як спеціалізований випуск газети «Кораблебудівник», яка містила вступне слово ректора, інформацію про НУК, найбільш розповсюджені запитання абітурієнтів та відповіді на них, а також перелік всіх напрямів та спеціальностей і предметів ЗНО. Ця газета завжди має попит, під час вступної кампанії було розповсюджено більше 3500 примірників. Були перероблені та оперативно надруковані рекламні плакати всіх спеціальностей НУК.

Активізувалася співпраця зі ЗМІ, була організована рекламна кампанія НУК у соціальних мережах Інтернет. Вагому роль у залученні абітурієнтів до вступу до НУК відіграла Академія гардемаринів, слухачами якої є талановиті учні Миколаєва та Миколаївської області.

На базі НУК були проведені пробна та основна сесія ЗНО, і сесія ЗНО при вступі до магістратури.

У результаті вступної кампанії 2019 р. до у НУК на усі ступені навчання зараховано 2696 (2018 рік – 2785) вступників, що знаходиться на рівні показників минулого року. Обсяг державного замовлення НУК, доведений на початку вступної кампанії був істотно скорочений, однак завдяки активній співпраці із МОН на момент закінчення вступної кампанії обсяг збільшився до: магістри – денна форма – 392 (2018 рік – 496); заочна форма – 36 (32); бакалаври на базі ОКР «молодшого спеціаліста» – денна форма – 448 (486); заочна форма – 40 (76). Загальний обсяг державного замовлення у 2019 році становить 1125 (1290) місць, що значно більше, ніж в усіх інших ЗВО Миколаївської області.

Важливу роль у кампанії 2019 року відіграє міжнародний відділ, остаточні результати ще відсутні, бо прийом триває аж до листопада, але є сподівання, що результати будуть не гірші минулого року. Також необхідно відмітити результати роботи Херсонської та Первомайської філій та коледжів НУК, які незважаючи на важкі умови вступної кампанії зарахували 404 вступників для отримання рівня бакалавр (2018 рік – 375) та 200 (300) – для отримання ОКР «молодшого спеціаліста», до філій НУК також вступило 218 магістрів денної форми (146 заочної форми).

Висновки: незважаючи на постійні зміни до Умов прийому на навчання до ЗВО України, найбільш важливим для НУК є проведення агітаційно-рекламної діяльності, а саме:

- надання можливості вступникам підготуватися до ЄВІ з іноземної мови як у процесі навчання в університеті, так через додаткові освітні послуги;
- активізація агітаційної роботи у школах за рахунок організації багаторазових зустрічей не тільки з випускниками, але й з їх батьками;
- співпраця зі ЗМІ;
- розширення співпраці з директорами шкіл міста та області, районними управліннями освіти, Миколаївським обласним центром зайнятості;
- модернізація та постійне оновлення сайтів інститутів та кафедр, створення власних сторінок підрозділів у соціальних мережах;
- організація днів відчинених дверей у кожному інституті;
- постійна співпраця інститутів, факультетів та випускових кафедр з Академією гардемаринів НУК та Миколаївським морським ліцеєм;
- активізація виїздів у райони, як для агітації, так і для організації дистанційно-заочних підготовчих курсів;
- розширення видів зовнішньої реклами НУК на вулицях міста;
- створення опорного Центру НУК у м. Очаків;
- модернізація і розширення видів діяльності Коледжу корабелів НУК як закладу фахової передвищої освіти;
- створення закладу професійної освіти – морехідного училища НУК;
- розробка системи надання додаткових балів вступникам на рівень магістр за вагомі результати у профорієнтаційно-агітаційній роботі;
- активізація роботи із проведення предметних олімпіад НУК для можливості отримання додаткових балів при вступі;
- обов'язкове внесення до індивідуальних планів НПП видів робіт, пов'язаних із профорієнтаційною та агітаційною роботою;
- організація та підтримка безперебійної роботи сайту університету, як основного інформаційного порталу зі створенням модуля онлайн відповідей та центра відповідей на телефонні дзвінки;
- створення структури, яка б могла об'єднати випускників МКІ-УДМТУ-НУК та роботодавців. Розглянути можливість створення фонду при цій структурі для підтримки талановитого студентства.

Mozghovyi A.M., Ratushniak I.O.

Features of the 2019 admission campaign

Annotation. *The specific features of the organization and conducting of the 2019 admission campaign are considered, the quantitative and qualitative results are obtained, the main directions of work for the 2020 admission campaign are outlined.*

Keywords: *admission campaign, higher education.*

Мозговой А.М., Ратушняк И.А.

Особенности вступительной кампании 2019 года

Аннотация. *Рассмотрены специфические особенности организации и проведения вступительной кампании 2019 года, получены количественные и качественные результаты, намечены основные направления работы для проведения вступительной кампании 2020 года.*

Ключевые слова: *вступительная кампания, высшее образование.*

УДК 629.12.03

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ СО СТУДЕНТАМИ МЛАДШИХ КУРСОВ СПЕЦИАЛЬНОСТИ 271 «РЕЧНОЙ И МОРСКОЙ ТРАНСПОРТ» ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЗАНЯТИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ОСНОВЫ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИКИ»

Кузнецова С.А., канд. техн. наук, доцент

Коробейникова Н.В., ассистент

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

Украина, Николаев

kuznetsova_s_a@ukr.net

Аннотация. *Рассмотрены некоторые проблемы, с которыми сталкиваются студенты младших курсов при изучении дисциплин специальности «Речной и морской транспорт». Предложены методы изучения и освоения информации, которые позволят студенту расширить кругозор*

Ключевые слова. *Младшие курсы, студенты, судовая энергетическая установка, морской транспорт.*

Ввод. С вступлением в силу закона Украины «Про вищу освіту»[1], разработанные новые учебные планы снижают количество часов на лекционные и практические занятия. На самостоятельную работу студентов оставляется гораздо больше времени. Дисциплина «Основы судовой энергетики» предусмотрена на 4 семестра и предполагает значительную самостоятельную работу студента.

Цель работы - очень важно научить студента самостоятельно искать информацию, анализировать ее и делать выводы.

Основная часть. Студентам первого курса вначале нелегко перейти от системы выполнения регулярных небольших тематических заданий учителя к одному целостному заданию, выполнение которого рассчитано на 2 семестров (полный учебный год). Студенты так же знакомятся с общей структурой реферата, правилами его оформления. Поэтому первая самостоятельная работа связана с необходимостью обработки информации полученной в музеях «Судостроения и флота» и Адмирала Макарова в ходе экскурсий. После этого студент получает тип судна и консультацию об источниках поиска. На этом этапе студент должен научиться формировать информацию из нескольких источников, проводить анализ на достоверность и делать заключения по материалу. В его распоряжении электронная библиотека НУК имени Макарова. [2]

После изучения классификации судов, студент переходит к рассмотрению конкретного судна, заданного типа и на его основе изучаются: особенности корпуса судна, его основные размеры, конструкции корпуса и надстроек в трех основных проекциях; основных эксплуатационных и мореходных характеристик судна, их влияние на судовую энергетическую установку, и ее состав; состав судовой энергетической установки, изучение показателей ее элементов, с рассмотрением и анализом характерных схем для данного типа судна; нормативное обеспечение проектирования, постройки и эксплуатации судна.[3,4]

Реферат составлен так, чтобы мог помочь студенту закрепить лекционный и практический материал, самостоятельно научить анализировать используемую информацию и делать выводы. Защита рефератов позволяет дополнительно развить словарный запас, использовать выученные термины. При оценивании также учитывается инициатива студента в поиске, представлении дополнительного материала. Это позволяет повысить оценку за каждую отдельную часть до 5 баллов, что дополнительно стимулирует студентов изучать сопутствующие материалы, повышая их уровень.

Выводы.

Одними из основных задач при обучении студентов младших курсов является прививание навыков работы с технической и научной литературой, умение обобщать оформлять найденный материал по действующим нормам ЕСКД, воспитание сознания в необходимости постоянного самообразования человека.

Литература

[1] Про вищу освіту № 37-38 документ 1556-VII розд. X ст. 56 (2019)

[2] Электронная библиотека НУК <http://lib.nuos.edu.ua/>

[3] Горбов В.М., Кот В.П. (2013). Энциклопедия судовой энергетики. Николаев. НУК.

[4] Горбов В.М., Єсін І.П., Мітенкова В.С. (2018). Основи суднової енергетики. Миколаїв. НУК.

Kuznetsova S.A., Korobyinykova N.V.

Features of work with students of junior courses of specialty 271 “River and marine transport” when carrying out the activities on the discipline “Basis of ship power engineering”

Some problems that junior students face when studying disciplines of the specialty “River and Sea Transport” are considered. Methods of studying and mastering information that will allow the student to broaden their horizons are proposed

Keywords. Junior courses, students, ship power plant, marine transport.

Кузнецова С.А., Коробейнікова Н.В.

Особливості роботи зі студентами молодших курсів спеціальності 271 «Річковий та морський транспорт» при проведенні занять з дисципліни «Основы суднової енергетики»

Розглянуто деякі проблеми, з якими стикаються студенти молодших курсів при вивченні дисциплін спеціальності «Річковий та морський транспорт». Запропоновано методи вивчення та засвоєння інформації, які дозволяють студенту розширити кругозір

Ключові слова. Молодші курси, студенти, суднова енергетична установка, морський транспорт.

УДК 378.147:621.657

**МІЖГАЛУЗЕВИЙ ПІДХІД У ПІДГОТОВЦІ МАГІСТРІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ «ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА»
ОСВІТНЬОЇ ПРОГРАМИ «ОБЛІКОВО-АНАЛІТИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ
ТА АУДИТ ПРОМИСЛОВИХ І КОМУНАЛЬНИХ ПІДПРИЄМСТВ»**

Шаповалов Ю.О. доцент, канд. техн. наук, Семенов М.М. викладач, Жигуліна В.В. викладач, Смолик Т.Л. студент
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Україна, м. Миколаїв.

E-mail: mykola.semenov@nuos.edu.ua

Анотація. У тезах розглядається проблема використання міжгалузевих підходів у професійній підготовці магістрів. Розглянуто шляхи розширення міжгалузевих зв'язків і специфіка такого підходу в підготовці магістрів спеціальності «Теплоенергетика» освітньої програми «Обліково-аналітичне забезпечення системи управління і аудит промислових і комунальних підприємств». В ході досліджень встановлено тісний міжгалузевий зв'язок у викладанні дисциплін. Такий підхід розглядається як форма організації наукового пізнання.

Ключові слова: міжгалузевий підхід, міжгалузевий зв'язок, професійна підготовка, освітня програма, теплоенергетика, міжгалузеві програми.

Вступна частина. Необхідною умовою розвитку технічних знань у закладів вищої освіти (ЗВО) є забезпечення відповідності їх змісту потребам і викликам сучасного суспільства. Здобуті знання повинні відповідати на запити ринку праці у потребі кадрів для економіки і, поряд з цим, залишатися важливою ланкою системи освіти.

Проблеми розвитку сучасної системи професійно-технічної освіти в Україні розглядалися С. Ніколаєнком, В. Кременем, В. Олійником, П. Полянським, Н. Ничкалом, В. Радкевичем та іншими науковцями.[1]. Сучасний ринок праці вимагає від випускника освітнього закладу не лише глибоких теоретичних знань, а й здатності самостійно застосовувати їх у нестандартних, постійно змінюваних життєвих ситуаціях.

Актуальність проблеми зумовлена політичними та соціальними змінами, які надають молоді можливість вільної самореалізації в нашій країні. Засобом формування такого світосприйняття є міжгалузевий підхід в освіті. Налагодження міжгалузевих зв'язків у процесі підготовки магістрів з теплоенергетики є, на наш погляд, недостатньо висвітленою частиною загальної проблеми оновлення змісту вищої освіти.

Водночас, системне вивчення досліджуваної проблеми не стає предметом окремого, вузького наукового пошуку, а охоплює знання різних галузей знань, що й зумовило вибір проблеми і визначило ціль роботи. На сучасному етапі розвитку освіти та науки набуває особливої актуальності проблема міжгалузевих зв'язків. Особливо гостро це проявляється під час вивчення профільних та вибіркового дисциплін, а особливо у написанні кваліфікаційної роботи.

Ціль роботи

Провести аналіз шляхів впровадження, застосування та результатів набуття компетенцій при використанні міжгалузевих підходів у підготовці магістрів спеціальності «Теплоенергетика» освітньої програми «Обліково-аналітичне забезпечення системи управління та аудит промислових і комунальних підприємств».

Основна частина. Міжгалузевий підхід в освіті передбачає вихід досліджень за дисциплінарні межі, при цьому відбувається перенесення дослідницьких схем з однієї галузі в іншу. Дослідження є спільним дослідницьким проектом для декількох відмінних галузей наукових знань. Необхідно, щоб кожна наукова дисципліна була одночасно і відкритою, і замкнутою. Відкрита до нових когнітивних схем, які переносяться із суміжних і більш віддалених наукових дисциплін і мають для неї евристичну значущість; готова до кооперації з іншими науковими дисциплінами, реалізації спільних дослідницьких проектів. Замкнута, оскільки вона повинна прагнути зберегти свій специфічний предмет і ракурс дослідження, розвивати прогресивні і найбільш просунуті дослідницькі методи і стратегії [2, с. 347-348].

Розширення міжгалузевих зв'язків в умовах сучасної освітньої системи може відбуватися різними шляхами. Наприклад, через розвиток практики здобуття другої вищої професійної освіти (непрофільна відносно першої). Слід практикувати також навчання за програмами другої вищої професійної освіти для несуміжних спеціальностей/галузей. Можливим шляхом може стати запровадження та використання програм додаткової професійної освіти.

Розглянемо специфіку використання міжгалузевих підходів у професійній підготовці магістрів спеціальності «Теплоенергетика» освітньої програми «Обліково-аналітичне забезпечення системи управління та аудит промислових і комунальних підприємств». Сучасні вимоги до якості вищої освіти безпосередньо пов'язані з необхідністю досягнення результатів у пріоритетних напрямках розвитку науки, технологій і техніки. Відомо, що наукові і технологічні прориви здійснюються, як правило, на межі наук, у результаті комплексних досліджень об'єктів і пов'язаних з ними проблем. При цьому під міжгалузевими дослідженнями розуміється комплексне вивчення єдиного предмета досліджень представниками наукових дисциплін з різних галузей освіти. Такий підхід розглядається як форма організації наукового знання, заснованого на певних зв'язках між науковими галузями

знань, методами і технологіями, що забезпечують розв'язання комплексних науково-технічних проблем. Міжгалузевий підхід характеризується властивостями інтегративності дисциплін, заснованими на перенесенні методів досліджень з однієї дисципліни в іншу; можливістю синтезу отриманих у рамках різних наукових дисциплін результатів. У системі вищої освіти формування фахових компетенцій випускників різних галузей знань, пов'язаних із здійсненням спільних досліджень, може забезпечуватися міжгалузевими освітніми програмами. Основною ознакою таких програм є їх широкопрофільна підготовка. Прикладом ефективності впровадження та застосування міжгалузевих освітніх програм можна вважати сучасний перелік галузей знань та спеціальностей, що ґрунтується на інтегрованих наукових напрямках та виникли на межі наук [3].

У ході дослідження встановлено тісний зв'язок у педагогічному процесі викладання дисциплін різних циклів у магістрів-теплоенергетиків і магістрів обліковців та аудиторів, що розкриває підґрунтя для використання міжгалузевого підходу у процесі формування інформаційної компетентності майбутніх фахівців [4].

Підготовка магістрів за спеціальністю «Теплоенергетика» освітньою програмою «Обліково-аналітичне забезпечення системи управління та аудит промислових і комунальних підприємств» передбачає вивчення широкого спектру дисциплін, що є відправною точкою для професійної підготовки («Проектування систем об'єктів теплоенергетики», «Проектування об'єктів теплоенергетики», «Моделювання обліково-аналітичної діяльності підприємства», «Аудит потенціалу промислового підприємства», «Інформаційні системи в управлінні підприємством»). Така підготовка дозволить випускникам поєднувати у своїй професійній діяльності інженерні навички зі знаннями обліковців та аудиторів: використання сучасних методів аналізу та прогнозування подій на теплоенергетичних об'єктах, здатність приймати оптимальні рішення, розробляти рекомендації щодо інженерних рішень в сфері енергетики на альтернативній основі за наявності суперечливих вимог і нестачі інформації, а також з урахуванням вимог законодавства, економічних, екологічних, соціальних та етичних аспектів.

Академічна складова підготовки магістрів завершується кваліфікаційною роботою, яка виконується в третьому семестрі. Робота спрямована на оцінку глибини підготовки за освітньою програмою і містить розробку детального плану магістерських наукових досліджень. Кваліфікаційна робота має передбачати розв'язання складної задачі або проблеми у проектуванні, експлуатації, виготовленні, монтажу, налагоджування і ремонту устаткування та впроваджувати енергоефективні і енергозберігаючі технології в тепловій та ядерній енергетиці, промисловості, транспорті (наземному, морському і річковому), комунально-побутовому та аграрному секторах економіки.

Можливість ефективного застосування сучасних технологій організації освітнього процесу (використання ЄКТС, індивідуалізація, диверсифікація, контекстний підхід, розвиток співпраці, застосування методів активної освіти, дистанційні освітні технології та ін.) у рамках реалізації міжгалузевих програм дозволяє досягти високої якості у професійній/науковій підготовці магістрів [5, 6].

Висновок. Вивчення вітчизняної практики і світового досвіду підтверджують, що використання інтегрованих міжгалузевих освітніх програм забезпечує ефективну модернізацію системи професійної підготовки наукових кадрів і розвиток наукового потенціалу країни відповідно до вимог ринку праці. Розширюючи спектр міжгалузевих програм, що реалізуються, диверсифікуючи і удосконалюючи їх структуру і зміст, ЗВО отримують додаткові конкурентні переваги, розширюють професійні можливості випускників і створюють передумови для успішного інноваційного розвитку науки, техніки і технологій на основі світових інтеграційних процесів.

Список літератури

1. Кравцов С. О. (2015) *До проблем професійно-технічної освіти*. Київ: ІС НАН України, 2009. — Вип. 1 (12). — С. 389-398. Взято з <http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/28847>
2. Князева Е.Н., Курдюмов С.П. (2003) *Синергетическая парадигма. Человек и общество в условиях нестабильности*. Москва: Знание
3. Постанова Кабінету Міністрів №266 від 29 квітня 2015 року «Перелік галузей знань і спеціальностей, за якими здійснюється підготовка здобувачів вищої освіти» (2015). Київ. Урядовий кур'єр
4. TUNING (для ознайомлення зі спеціальними (фаховими) компетентностями та прикладами стандартів) (2019). Взято з <http://www.unideusto.org/tuningeu/>
5. Степко М.Ф., Болюбаш Я.Я., Шинкарук В.Д., Грубіянко В.В., Бабин І.І. (2003) *Болонський процес у фактах і документах*. Взято з http://aau.edu.ua/up/docs/bologna/bol_pr_in.pdf
6. Кремень В.Г. (Eds.). (2004). *Вища освіта України і Болонський процес* : навч. посіб. Тернопіль : Навчальна книга: Богдан.

REFERENCES

1. Kravtsov S. O. (2015) *Do problem profesijno-tekhnichnoyi osvity*. Kyiv: IS NAN Ukrainy, 2009. — Vyp. 1 (12). — S. 389-398. Vzyato z <http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/28847>
2. Knyazeva E.N., Kurdyumov S.P. (2003) *Synerheticheskaya paradyhma. Chelovek y obshchestvo v uslovyakh nestabylnosti*. Moskva: Znanye
3. Postanova Kabinetu Ministriv №266 vid 29 kvitnya 2015 roku «Perelik haluzey znan' i spetsial'nostey, za yakymy zdijnsnyuyet'sya pidhotovka zdobuvachiv vyshchoyi osvity» (2015). Kyiv. Uryadovyy kur'yer
4. TUNING (dlya oznayomlennya zi spetsial'nymy (fakhovymy) kompetentnostyamy ta prykladamy standartiv) (2019). Vzyato z <http://www.unideusto.org/tuningeu/>

5. Stepko M.F., Bolyubash Y.Y., Shynkaruk V.D., Hrubiyanko V.V., Babyn I.I. (2003) *Bolons'kyy protses u faktakh i dokumentakh*. Vzyato z http://aau.edu.ua/up/docs/bologna/bol_pr_in.pdf
6. Kremen' V.H. (Eds.). (2004). *Vyshcha osvita Ukrayiny i Bolons'kyy protses : navch. posib*. Ternopil' : Navchal'na knyha: Bohdan.

Shapovalov YU.O., Semenov M.M. , Zhyhulina V.V., Smolyk .T.L.

An interdisciplinary approach in the preparation of future masters in the specialty 144 “heat power engineering” for the educational program “accounting and analytical support for the management and auditing system of industrial and utility enterprises”

Annotation. *Heses deals with the problem of using an interdisciplinary approach in the professional training of future masters of heat power engineering. The interdisciplinary aspects of the functioning of the master's programs, peculiarities of constructing the content of educational programs of master's training on the basis of the interdisciplinary approach are reflected.*

Keywords: interdisciplinary approach, masters programs in thermal power engineering, interdisciplinary educational programs, integration of educational programs programs.

Шаповалов Ю.А., Семенов Н.Н. , Жигулина В.В., Смолик .Т.Л.

Межотраслевой подход в подготовке магистров специальности «Теплоэнергетика» образовательной программы «Учетно-аналитическое обеспечение системы управления и аудит промышленных и коммунальных предприятий»

Аннотация. *В тезисах рассматривается проблема использования межотраслевого подхода в профессиональной подготовке магистров. Рассмотрены пути расширения межотраслевых связей и специфика такого подхода в подготовке магистров специальности «Теплоэнергетика» образовательной программы «Учетно-аналитическое обеспечение системы управления и аудит промышленных и коммунальных предприятий». В ходе исследований установлена тесная межотраслевая связь в преподавании дисциплин. Такой подход рассматривается как форма организации научного познания.*

Ключевые слова: межотраслевой подход, межотраслевая связь, профессиональная подготовка, образовательная программа, теплоэнергетика, межотраслевые программы.

УДК 378.147:54

**МОТИВАЦІЙНІ АСПЕКТИ АКТИВІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ «ХІМІЯ»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ОСВІТНІХ ПРОГРАМ КАФЕДРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ**

¹Шаповалов Ю.О., канд. тех. наук. ¹Семенов М.М. викладач, ¹Казінець С.О. зав.лаб., ²Романюкіна І.Ю. канд. хім. наук.

¹Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв.

² Інститут колоїдної хімії та хімії води ім. А.В. Думанського

E-mail: mykola.semenov@nuos.edu.ua

Анотація. *У тезах розглядається проблема підвищення якості сучасного викладання хімії для студентів кафедри «Експлуатації суднових енергетичних установок і теплоенергетики» шляхом застосування дослідно-експериментальних робіт в області водопідготовки.*

Ключові слова: *освіта; хімія; лабораторний практикум; водопідготовка*

Вступна частина. Незважаючи на всі реформи міністерства освіти та науки України популяризувати природничо-наукові знання, відзначається зниження рівня знань студентів. На виході зі школи випускники демонструють низьку обізнаність і часто відчують труднощі з пошуком підстав для пояснення фізичних, хімічних або біологічних процесів.

Традиційно склалася певна структура курсу хімії для студентів нехімічних спеціальностей. Варіюється, в основному, обсяг розглянутого матеріалу. Однак в останнє десятиліття відбуваються істотні зміни в середній освіті і це не може не позначитися на знаннях і уміннях студентів які навчаються на кафедрі «Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики».

Можна виділити кілька проблем, з якими стикається викладач, який звик до певного рівня знань і умінь студентів першого курсу.

-мала зацікавленість предметом, так як він непрофільний і позитивних спогадів зі школи про хімію мало (або зовсім немає);

-дуже низький рівень знань у більшій частині студентів;

-різний набір знань і умінь, якими володіють студенти, як наслідок складно виділити опорні поняття і вміння, які є у всіх (або більшості) студентів;

-малий час, що відводиться на курс (45 аудиторних годин).

Проте, курс хімії - фундаментальна дисципліна, необхідна студенту для розуміння наступних курсів (наприклад, обробка технологічних рідин, паливо і паливопідготовка). Деякі фрагменти курсу потрібні згодом на спеціальних курсах, виробничій практиці і т. і

Ціллю роботи є теоретичне обґрунтування мотиваційних аспектів у процесі вивчення дисципліни «Хімія» для студентів, що навчаються на кафедрі «Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики» методом застосування дослідницько-практичних робіт.

Основна частина. Вимоги ринку праці щодо конкурентноспроможності випускника закладу вищої освіти, його здатності адаптуватися до змін, вдосконалювати професійні вміння спонукають до розробки нових підходів у підготовці педагогічних кадрів нової формаційні[1].

У книзі "Освіта і наука України: шляхи модернізації" наголошено: "Освіта має набути інноваційного характеру, а її вихованці - здатності до інноваційного типу життя і життєдіяльності" [2].

Під час викладання хімічних дисциплін у переважній більшості використовуються традиційні форми: лекції, семінари, лабораторні роботи. Незважаючи на те що провідним чинником є лекції, які розкривають стан і перспективи розвитку хімічної науки, стимулюють пізнавальну діяльність, формують творче мислення, традиційна подача лекцій має певні недоліки. До них відносяться пасивне сприйняття інформації, відсутність самостійного мислення, механічне записування тексту, невміння осмислити навчальний матеріал. Зазначені недоліки можуть бути усунені за допомогою більш раціональної методики викладання навчального матеріалу. [3]

Як показує практика викладання, для більшої мотивації матеріал, що вивчається, краще засвоюється при проведенні експериментальної роботи, для цього особливу увагу треба приділяти проведенню лабораторного практикуму. Пропонується для вивчення хімії використовувати стенди, на яких студент має можливість безпосередньо ті хімічні процеси, які необхідні для його спеціальності в майбутньому. Наприклад при вивченні методів обробки води, як на судах, так і для стаціонарної теплоенергетики, використовувати стенди, які демонструють іонообмінне пом'якшення, схема якого приведена на рис.1 та процеси дистиляції (рис. 2)

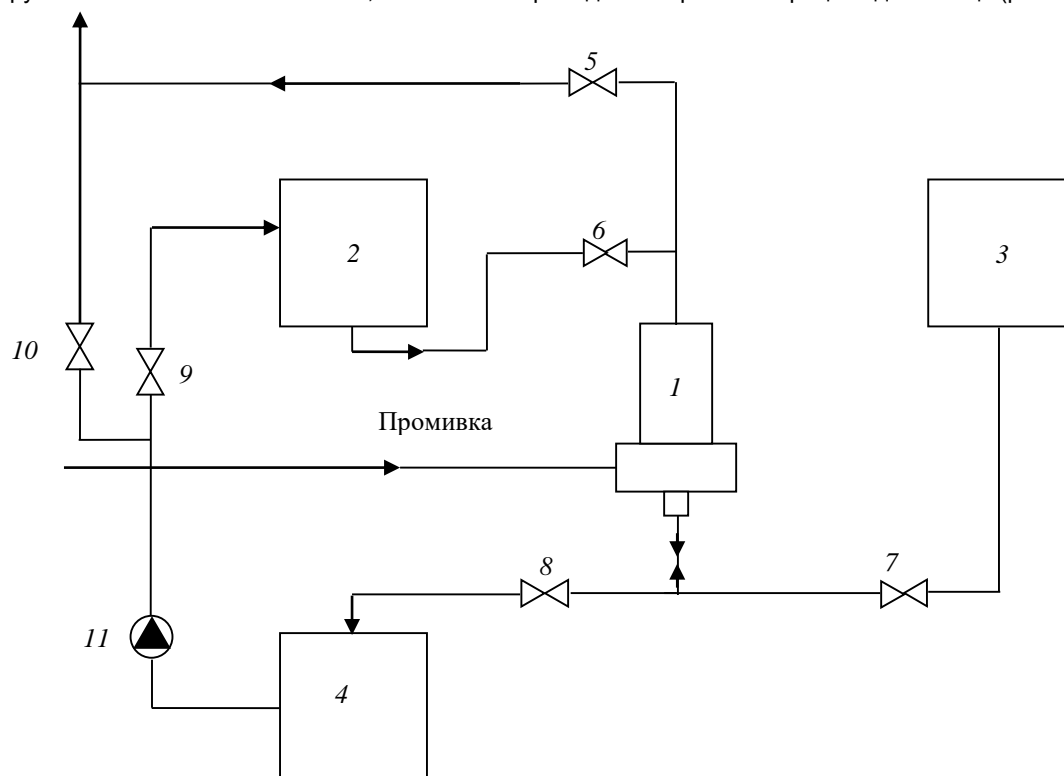


Рис. 1. Схема експериментальної установки іонообмінного знесолення води:

1 - іонний фільтр; 2 - бак вихідної води; 3 - бак з розчином №С1; 4 - бак із пом'якшеною водою; 5 - 10 - вентилі; 11- насос.

Експериментальні стенди дозволяють вивчати хімічні та фізичні процеси. Під час підготовки до лабораторної роботи, впорядковуються окремі теоретичні положення формується комплекс знань, розвивається професійне мислення у вирішенні різних хіміко-технічних проблем.

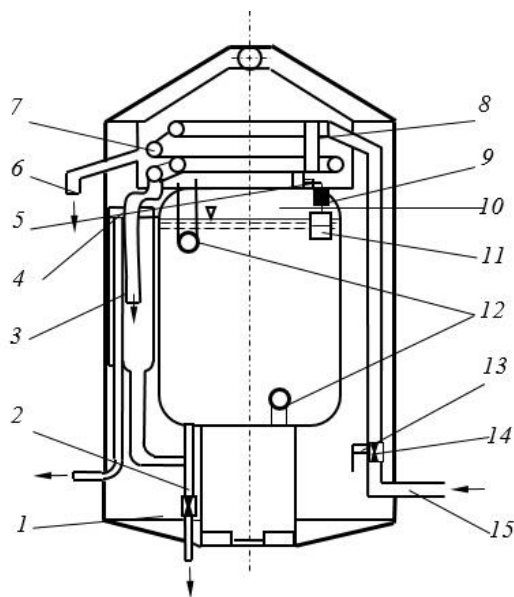


Рис 2. Схема дистилятора

1 - кожух; 2 - патрубок; 3 - переливна труба; 4 - регулятор; 5 - горловина; 6 - труба; 7 - змієвик; 8 - конденсатор пари; 9 - мікрмовимикач; 10 - випарник; 11 - поплавець; 12 - електронагрівач; 13 - маховик; 14- клапан; 15 - трубопровід.

Таким чином, при підготовці та виконанні лабораторного практикуму відбувається формування студентами індивідуальної освітньої діяльності та реалізація окресленої програми, що сприяє набуттю необхідних навичок технічного фахівця.

Висновок. З вище викладеного, можна зробити висновок, що для максимальної ефективності навчання при підготовці фахівців слід використовувати активні методи навчання, які відповідають самостійному оволодінню вміннями і навичкам шляхом вирішення різноманітних прикладних завдань на експериментальних установках випускаючої кафедри.

Список літератури

1. Щербак О.І. (2002). *Нові технології у професійній підготовці майбутніх фахівців*. Розвиток педагогічної і психологічної наук в Україні 1992-2002. Збірник наукових праць до 10-річчя АПН України. Харків: "ОВС".
2. Кремень В.Г. (2003). *Освіта і наука України шляхи модернізації (Факти, роздуми, перспективи)*. Київ: Грамота.
3. Морозова О. Г. (2001). *Навчальний процес у вищій педагогічній школі : навчальний посібник*. Київ: НПУ імені Драгоманова.

REFERENCES

1. Shcherbak O.I. (2002). *Novi tekhnolohiyi u profesiyinyi pidhotovtsi maybutnikh fakhivtsiv*. Rozvytok pedahohichnoyi i psykolohichnoyi nauk v Ukraini 1992-2002. Zbirnyk naukovykh prats' do 10-richchya APN Ukrainy. Kharkiv: "OVS".
2. Kremen' V.H. (2003). *Osvita i nauka Ukrainy shlyakhy modernizatsiyi (Fakty, rozdumy, perspektvyu)*. Kyiv: Hramota.
3. Morozova O. H. (2001). *Navchal'nyy protses u vyshchiiy pedahohichniy shkoli : navchal'nyy posibnyk*. Kyiv: NPU imeni Drahomanova.

Shapovalov Y.O., Semenov M.M, Kazinets S.O. , Romanyukina I. Y

Motivational aspects of activation of the process of studying the discipline of "chemistry" for students of educational programs of the Department of Operation of Ship Power Plants and Heat Power Engineering

Anotation. Abstracts discuss the problem of improving the quality of modern chemistry teaching for students of the department "Operation of ship power plants and heat power engineering" through the use of experimental work in the field of water treatment.

Key words: education; chemistry; laboratory workshop; water treatment

Шапавалов Ю.А., Семенов Н.Н, Казинец С.А., Романюкина І.Ю.

Мотивационные аспекты активизации процесса изучения дисциплины «химия» для студентов образовательных программ кафедры эксплуатации судовых энергетических установок и теплоэнергетики

Аннотация. В тезисах рассматривается проблема повышения качества современного преподавания химии для студентов кафедры «Эксплуатации судовых энергичных установок и теплоэнергетики» путем применения опытно-экспериментальных работ в области водоподготовки.

Ключевые слова: образование; химия; лабораторный практикум; водоподготовка

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

Варбанец Р. А., Залож В. И., Абросимов В. Г. Метод аналитической синхронизации данных мониторинга рабочего процесса транспортных дизелей в условиях эксплуатации	3
Коробко В. В., Шевцов А.П., Вен Хуабинг Енергетичні установки з термоакустичними системами утилізації теплових викидів	4
Савчук В.П., Білоусов Є.В., Зінченко Д.О., Дзигар А.К. Аналіз напружено-деформованого стану поршнів дизельних двигунів RT-FLEX 96С фірми Wartsila	9
Кузнецов В.В. Оценка эффективности процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах энергетических установок	13
Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Шалапо Д.О. Исследование волнового эффекта в топливной аппаратуре при использовании добавок водорода к дизельному топливу	16
Чередніченко О. К. Розробка технології термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів суднових енергетичних установок	18

СЕКЦІЯ № 1. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Грицук І.В., Погорлицький Д.С., Худяков І.В., Володарець М.В., Черненко В.В., Дзигар А.К. Теплова підготовка двигуна суднової енергетичної установки для покращення її екологічних показників	22
Горобець В.Г., Богдан Ю.О., Троханяк В.І., Антіпов Є.О., Масюк М.Ю. Узагальнення результатів експерименту та чисельного моделювання процесів теплообміну і гідродинаміки компактного пучку гладких труб малого діаметру	25
Mykola Bulgakov Requirements for the circulation oil purity for me engine series	30
Чередніченко О.К., Коробейнікова Н.В., Плюсніна Д.В., Сапельник П.П. Аналіз умов ефективного використання продуктів термохімічної обробки вуглеводневих палив в суднових енергетичних установках	33
Шостак В.П., Личко Б.М., Манзюк А.Ю. Передача механічної енергії від утилізаційної турбіни на гребний гвинт	35
Мошенцев Ю. Л., Гогоренко А. А., Исследование схем систем охлаждения двс с доохлаждением наддувочного воздуха	37
Колесник Д.В. Особенности взаимодействия судового дизеля с винторулевой колонкой	43
Шостак В. П., Кісарова А. І. Математична модель для визначення раціонального параметра узгодження ДВЗ-ТК	45
Мітенкова В.С. Корнелюк О.М. Покращення техніко-економічних показників пропульсивного комплексу судна шляхом впровадження новітніх розробок інженерії у сучасне суднобудування	48
Шостак В.П., Личко Б.М., Манзюк А.Ю. Ефективність комбінованої пропульсивної установки транспортного судна	52
Свиридов В.І., Бондаренко А.В., Бруяко В.М. Дослідження засобів очищення суднових вод від нафтопродуктів	54
Кісєтов Ю.В., Багіров Е.Я. Виявлення несправностей і пошкоджень підшипників суднових механізмів методами діагностування	59
Кісєтов Ю.В., Кукліна О.Ю., Дзись П. І. Особливості розслідування аварій енергетичної установки	60
Кісєтов Ю.В., Дікусар О.М. До питання підвищення безпеки експлуатації суднової енергетичної установки	63
Кісєтов Ю.В., Довженко О. М. Перспективні напрямки підвищення безпеки експлуатації суднових енергетичних установок	66
Кісєтов Ю.В., Вишнев А. О. Особливості створення інформаційної моделі аварій суднового енергетичного обладнання	68
Кісарова А. І. Рейсові витрати палива судновим головним двигуном	70
Єсін І.П., Гіржев І. В. Вибір установки для обробки баластних вод на прикладі танкера дедвейтом 75000 т	73
Соломонюк Д.М., Циганок А.О. Вдосконалення атомних енергетичних установок за рахунок використання газотурбінних двигунів	76
Чередніченко О.К., Коробейнікова Н.В., Литвинюк А.О., Работаєв О.В., Старов М.В. Аналіз впливу обмежень, пов'язаних з системою живлення двигуна на енергоефективність термохімічної утилізації	79
Личко Б.М., Макаренко О.С. Аналіз сучасних методів очиски відпрацьованих газів суднової енергетичної установки	80
Ратушняк І.О., Ратушняк Л.П. Еколого-економічна ефективність систем очищення суднових нафтовмісних вод та методика її оцінки	82
Сагін С.В. Забезпечення оптимального поновлення реологічних характеристик моторного мастила суднових дизелів	85
Куропятнік О.А. Дослідження режимів перепуску випускних газів суднових дизелів	91
Севідов С.А., Єлеонська О.С., Бондаренко М.С., Аналіз альтернативних систем очиски стічних вод для судна типу RSD 49	95

Кузнецова С.А., Бучик І.О., Денисов В.О. Исследования изменения характеристик шума во время эксплуатации утилизационных котлов-глушителей дизель-генераторов на танкерах дедвейтом 39670 т и балкерах дедвейтом 69900 т.....	98
Кузнецова С.А., Довбуш А.М., Гудима О.М., Вороніч О.М. Аналіз та обґрунтування систем утилізації теплоти для танкерів, поромів та контейнеровозів з урахуванням кліматичних особливостей рейсових ліній	100
Юшкевич М.А. Підвищення ефективності СЕУ контейнеро-возів місткістю до 7 тис. TEU	102
Кузнецова С.А., Холявко П.Г., Черненко Д.А. Підвищення енергоефективності теплообмінників при модернізації систем кондиціонування повітря для танкерів-продуктовозів типу PEARL та автомобільно-пасажирських поромів дедвейтом 4600т	104
Казьмін В.І. , Використання потенціалу криогенної енергії на контейнеровозі «ISLA BELLA»	107
Жеребецький О.А. Аналіз потенціалу скидних енергоресурсів на суднах з криогенними паливами	109
Пирисунько М.А., Перерва І.В., Яловий В.А. Аналіз методів діагностики суднового теплоенергетичного обладнання	114
Бордачов Д.І., Тендітний С.Ю., Веремєєв О.В., Ігнатенко Ф.А. , Дослідження використання водопаливної емульсії для підвищення ефективності СЕУ	116
Голомовзий М.А., Фельчак О., Єлфімов В.В., Ксенжук В.Л. Підвищення ефективності СЕУ шляхом утилізації вторинних енергоресурсів.....	118
Лобанов О.О., Логвиновський О.С., Підгура А.О. Підвищення ефективності СЕУ застосуванням спиртових палив в ДВЗ	121
Шалапко Д.О., Топчий Р.В., Горб В.В., Жолобак М.І. Підвищення ефективності СЕУ за рахунок використання металогідридних паливних елементів	123
СЕКЦІЯ № 2. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У ЕЛЕМЕНТАХ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК	
Белоусов Е.В., Зинченко Д.А., Савчук В.П., Белоусова Т.П., Рыбальченко Н.Е. Обоснование рациональных методов регулирования цикловой подачи газового топлива в малооборотных двухтактных газодизельных двигателях фирмы WINGD.....	126
Тимошевський Б.Г., Боровик І.О., Коваль А.В., Чуйко К.І. Підвищення надійності суднових двигунів шляхом покращення експлуатаційних властивостей моторних масел	128
Радченко Р.М., Зубарєв А.А., Бойчук В.В., Остапенко О.В., Коновалов А.В., Зонмін Я., Фордуй С.Г. , Оцінка ефективності охолодження повітря на вході тригенераційної газопоршневої установки на часткових навантаженнях	130
Маулевич В.О., Варабнець Р.А., Крижановська І.П. Методи визначення основних діагностичних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації	135
Соломенцев О.І., Чабан Г.А., Таточенко Д.П. Аналіз методів зменшення концентрації та кількості шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових ДВЗ	136
Митрофанов О.С., Назаренко І.С., Гордієнко Є.О. Аналіз ефективності використання електрокерованої паливної апаратури у середньооборотних суднових двигунах	138
Ткач М.Р., Проскурін А.Ю. Галинкін Ю.М. Золотой Ю.Г. Оптичні методи неруйнівного контролю деталей суднових двигунів	140
Козловський А.В., Сивоконь В.Д., Рязанцев Є.В. Дослідження робочих процесів в низькоемісійній камері згорання ГТД з використанням плазмохімічних стабілізаторів.....	143
Ващиленко М.В., Божко Б.В. Параметричне дослідження схеми і термодинамічного циклу контактного ГТА з регенерацією і ТУК	145
Самохвалов В.С., Корнієнко В.С., Мельник Р.А., Корнелюк О.М. Використання пневмоімпульсних методів для очищення поверхонь нагріву утилізаційних котлів	147
Терлич С.В., Сорокунський О.Ю. Аналіз коливань суднових систем та трубопроводів при впливі демпферуючого потоку	150
Корниєнко В.С., Чеснейший Н.А. Использование циклона при комплексной очистке выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания	154
Шостак В.П., Личко Б.М., Манзюк А.Ю. Вплив зовнішніх умов на робочі параметри суднового малооборотного двигуна	157
Доценко С.М., Жувагіна І.О., Грицик М.І. Дослідження ефективності роботи теплового двигуна на рослинній олії.....	159
Грабовенко О.І., Голімбієвський В.О. Аналіз основних напрямків зменшення витрати масла в ДВЗ	161
Нестеренко В.В., Грабовенко О.І. Забезпечення надійної роботи форсунки при роботі ДВЗ на важкому паливі.....	163
Швець І.А., Кумаряньський О.М., Ошовський В.В., Татарин В.М. Розробка та створення конструкції стенду для експериментального дослідження параметрів та характеристик проточної частини відцентрового компресора	166
Сорокіна Т.М., Личко Б. М. Конструктивний фактор забезпечення довговічності у комбінованому опорно-упорному підшипниковому вузлі ГТД	168

Мисько В.О., Авдюнін Р.Ю. Основні напрямки забезпечення надійності суднових двигунів внутрішнього згорання	170
Наливайко В.С., Авдюнін Р.Ю., Богачук В.О. Покращення екологічних показників двигунів внутрішнього згорання за рахунок магнітної обробки палива	173
Орехов А.В., Ткаченко И.М. Использование теплоты уходящих газов для охлаждения наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей.....	175
Наливайко В.С., Авдюнін Р.Ю., Завійський Д.О. Дослідження можливості створення чотиритакного двигуна внутрішнього згорання працюючого по суміщеному робочому циклу	180
Ерыганов А. В. Оценка состояния деталей цилиндра-поршневой группы дизеля по производной давления.....	182
Калініченко І.В., Богачук В.О. Вплив вмісту сірки в паливі на робочий процес та технічний стан дизель-генератора	188
Пацурковський П.А., Туркол Ю.О. Оптимізація конфігурації пластинчатого теплообмінника системи опалення.....	193
Проскурін А.Ю., Деревйов О.А., Кривошея В.Ю., Паламарчук В.В. Аналіз напрямків модернізації паливної апаратури сучасних ДВЗ	195
Митрофанов О.С., Левшов А.М., Луценко Є.А., Сивачук О.О. Аналіз можливих шляхів підвищення ефективних показників суднових двигунів.....	197
Проскурін А.Ю. Базарніков Є.В. Гордєєв А.В. Вдосконалення конструкції форсунок акумуляторних систем подачі палива суднових ДВЗ	199
Проскурін А.Ю., Єльніков Д.О., Дяківська К.В. Підвищення ефективності використання газового палива в суднових ДВЗ шляхом застосування форкамерно-факельного запалювання.....	201
Кирнац В.І. К.Т.Н., Маулевич В.О., Холденко В.І., Варбанець Р.А., Брусник Р.О. Моделювання робочого процесу двигуна 6S70MC-C8 по даним SEA TRIALS в середовищі AVL BOOST	202
Пирисунько М.А., Шевчук І.Ю., Проценко В.В., Філіпов С.В. Аналіз зменшення токсичних викидів у відпрацьованих газах суднових дизелів	206
Пирисунько М.А., Вдовиченко Д.О., Сургаєв А.В. Аналіз зниження токсичності та димності відпрацьованих газів за рахунок керованої подачі повітря в камеру згорання	208
Данильченко М.П., Богоявленський А.Б., Боцман І.С., Кихтенко Д.Ю. SCR-реактор, як перспективний метод по боротьбі із шкідливими викидами суднових двигунів	210
Іванов А.Ю., Карпенко Г.І., Коробейніков В.П. Підвищення експлуатаційних показників суднових СОД при використанні водню в якості палива	212
Мірзалієв Р.І. Федак І.О., Яковенко С.В. Таран О.Є. Дослідження критеріїв надійності поршневих кілець МОД.....	214
Скорницький А.А., Семенов М.А., Рарицький В.Л. Дослідження віброакустичних методів підвищення надійності трубопроводів високого тиску МОД.....	215
Алдошин С.В., Шибістий М.В., Аров О.Г., Несенчук С.Ю. Використання технології EXHAUST GAS RECIRCULATION в умовах суднових малооборотних двигунів	217
Балабан А.І., Мехлін Д.В., Яресько А.Ю., Сімченко Р.М. Оптимізація параметрів циклу автомобільного двигуна ЯМЗ-240Н.....	218
Свинарчук О.П., Омельченко А., Андрієнко Г. Підвищення енергоефективності судової дизельної електростанції використанням суміщення водневих паливних елементів	220
Ануфрієв А.О., Василенко Д.Л., Венгер О.В., Овчаров Є.О. Аналіз існуючих і передбачуваних вимог щодо зниження викидів токсичних компонентів з відпрацьованими газами дизелів	222
Моргун С.А., Куприянова И.А., Мамот О.И., Волченко С.А., Красий Д.А. Исследование напряженно-деформированного состояния венцов охлаждаемых лопаток турбомашин.....	224
Долганов Ю.А., Радзивіл С.О., Зієров В.М. Визначення впливу зміни типу палива допоміжного котла на експлуатаційні показники суднової котельної установки	226
Трушляков Є.І., Радченко А.М., Зубарєв А.А., Ткаченко В.С., Зонмін Я., Фордуй С.Г. Визначення раціональної холодопродуктивності системи кондиціонування зовнішнього повітря за поточними тепловими навантаженнями	228
СЕКЦІЯ № 3. ЕНЕРГООЩАДНІ ТА ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В СУДНОВІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ	
Вассерман А.А., Слынько А.Г. Инновационный термодинамический цикл комбинированного дизель-газотурбинного двигателя	232
Конопльов А.В., Кононова О.М., Шуило О.М. Влияние модели кривой усталости на коэффициент относительной долговечности.....	235
Радченко А.М., Портной Б.С., Зонмін Я. Оцінка екологічного ефекту від охолодження повітря на вході ГТУ в умовах помірного та субтропічного клімату.....	240
Сербін С. І., Daifen Chen, Діасамідзе Б. Т. Можливості створення двопаливних газотурбінних камер згорання з плазмовим супроводом	242

Афтанюк В.В., Афтанюк А.В. Особливості експлуатації систем інертних газів хімічних танкерів	247
Фордуй С.Г., Радченко А.М., Зубарєв А.А., Бойчук В.В., Остапенко О.В., Зонмін Я. Підвищення ефективності утилізації теплоти у тригенераційній установці автономного енергозабезпечення	249
Трушляков Є.І., Радченко А.М., Зубарєв А.А., Грич А.В., Ткаченко В.С., Зонмін Я. Методика раціонального визначення холодопродуктивності систем кондиціювання повітря	255
Горобець В.Г., Букетов А.В., Богдан Ю.О., Сметанкін С.О., Юренін К.Ю., Богдан А.П. Розробка захисного теплопровідного покриття поверхонь теплообміну газо-водяних теплообмінних апаратів	259
Гавриш В.І., Шаповалов Ю.О., Семенов М.М., Агапов Д.П. Дослідження процесів сушки відходів на водному транспорті	264
Димо Б.В., Кузнецов Г.В. Проблема розвитку вітчизняної галузі суднобудування і шляхи її вирішення	267
Поліщук В.А., Ніколаєв О.Л., Вакуленко В.Л., Василенко О.М. Підвищення точності обробки на верстатах з ЧПК за рахунок зменшення складових сумарної похибки налагодження	270
Поліщук В.А., Вакуленко В.Л., Василенко О.М. Дослідження експлуатаційних характеристик універсально-складаних пристосувань для механічної обробки деталей	272
Бойчук А.С., Мальчевский В.П. Способи зниження вредного воздействия на окружающую среду на судах	273
Єпіфанов О.А., Димо Б.В., Долганов Ю.А., Шулев І.Т. Судновий водогрійний термосифонний котел з комбінованим опаленням	277
Новошицкий А.В., Сергиенко М.А., Коваль Д.А., Лепёхина К.С., Чикал М.А. Использование морфологического анализа при проектировании компактных токарных станков	282
Філіпчук О.М. Підвищення техніко-економічної ефективності суднових котельних установок фізично-хімічної корекцією складу водопаливних емульсій	285
Уваров В.А., Хоменко В.С., Дряблов О.В.; Лавринюк Р.С. Використання композитних замінників матеріалів для монтажу СДВЗ	289
Анастасенко С.М., Урсуленко І.О. Автоматизація контролю судових енергетичних об'єктів за допомогою PLC-технологій	293
Анастасенко С.М., Єпіфанов О.А., Долганов Ю.А., Стоцький О.М. Термосифонний котел-утилізатор для газотурбінного двигуна ГТД-110	295
Поліщук О.Ф., Тертишний І.С., Шульженко М.Г. Вихорострумовий індикатор наявності дефектів у виробках з металу	300
Боду С.Ж., Шумилов А.П., Белошакпа В.С. Влияние геомодификаторов на основе бентонитов черкасского месторождения на триботехнические свойства пластичных смазочных материалов	302
Сапронова А.В., Соценко В.В., Антоніо Б., Браїло М.В., Якущенко С.В. Розроблення епоксидних композитів армованих дискретними волокнами для деталей водного транспорту	306
Калініченко І.В., Чупилко Ю.В. Утилізації теплоти судових ДВЗ тепловим насосом на танкерах	309
Проскурін А.Ю., Галинкін Ю.М., Проскуріна О.О. Загальні положення математичної моделі плавучого виробництва з видобутку сірководню з глибин чорного моря та отриманням водню	313
Самойленко І.О., Волков Є.З., Борисюк В.В. Аналіз використання вторинних енергетичних ресурсів в судовому енергетичному обладнанні	315
Долганов Ю.А., Істомін Л.О., Маркін О.В., Упоров Ю.Ю. Аналіз конструкцій конвективних елементів типу «SUNROD» та їх впливу на теплову та експлуатаційну ефективність судової котельної установки	317
Литош О.В., Дорош В.С. Розрахунок перехідних режимів герметичних компресорних агрегатів судових систем мікроклімату та рефрижерації	318
Радченко А.Н., Зубарєв А.А., Грич А.В., Фордуй С.Г. Анализ эффективности системы кондиционирования приточного воздуха автономной теплоэлектростанции с двухступенчатым воздухоохладителем	321
Зонмін Я., Радченко А.М., Портной Б.С. Аналіз ефективності охолодження повітря на вході ГТУ в різних кліматичних умовах	324
Зонмін Я., Радченко М.І., Портной Б.С. Оцінка ефекту від охолодження повітря на вході ГТУ в помірному та тропічному кліматі	327
СЕКЦІЯ № 4. ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ З СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИКИ У ВНЗ	
Жуков Ю.Д., Гордєєв Б.Н., Емец Н.А., Кудин О.А. Усовершенствование практической подготовки специалистов в области корабельной инженерии	330
Черненко В.В., Грицук І.В., Худяков І.В., Погорлецький Д.С., Дзигар А.К. Основні принципи нормування робочого часу та відпочинку на водному транспорті	332
Богдан Ю.О., Манжелей В.С., Сатулов А.І. Використання системи перевірочних листів для реалізації виконання навчальних і контрольних завдань на тренажері машинного відділення TRANSAS ERS 5000 TECHSIM	336

Кісстов Ю. В., Кукліна О. Ю. До питання створення інформаційно-керуючої системи підготовки суднових механіків.....	338
Ратушняк І.О., Ратушняк Л.П. Нове місце коледжів у системі освіти України.....	343
Мозговий А.М., Ратушняк І.О. Особливості вступної кампанії 2019 року.....	345
Кузнецова С.А., Коробейникова Н.В. Особенности работы со студентами младших курсов специальности 271 «Речной и морской транспорт» при проведении занятий по дисциплине «Основы судовой энергетики»	347
Шаповалов Ю.О., Семенов М.М., Жигуліна В.В., Смолик .Т.Л. Міжгалузевий підхід у підготовці магістрів спеціальності «Теплоенергетика» освітньої програми «Обліково-аналітичне забезпечення системи управління та аудит промислових і комунальних підприємств».....	349
Шаповалов Ю.О., Семенов М.М., Казінець С.О., Романюкіна І.Ю. Мотиваційні аспекти активізації процесу вивчення дисципліни «Хімія» для студентів освітніх програм кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики	351

Наукове видання

**СУДНОВА ЕНЕРГЕТИКА:
СТАН ТА ПРОБЛЕМИ**

Міжнародна науково-технічна конференція

7-8 листопада 2019 року

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, проспект Героїв України, 9*

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

(українською, російською і англійською мовами)

Відповідальний за випуск О. О. Московко
Комп'ютерна верстка В. В. Торубара

Формат 60×84/8 Ум. друк. арк. 41,2. Тираж 70. Зам. № 35/19

Видавець та виготовлювач Торубара В. В.

вул. Наваринська, 5–17, м. Миколаїв, 54001, тел.: (067) 800-70-70

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4626 від 9.10.2013