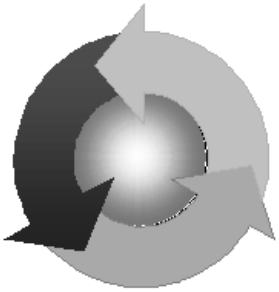
ISSN 1815-6770

Міністерство освіти і науки України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Суднові енергетичні установки



Науково-технічний збірник

Випуск 42

Одеса
2021

ББК 39.46
С 135

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 42. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. -135 с.

Збірник присвячений проблемам суднової енергетики, проектування, модернізації й експлуатації суднових енергетичних установок, методам підвищення ефективності й надійності використання суднових технічних засобів.

Для науковців і фахівців.

Редакційна колегія: д.т.н., доц. С.В. Сагін (редактор); к.т.н., проф. М.О. Колегаєв; д.т.н., проф. М.В. Міюсов; д.т.н., проф. В.М. Захар-ченко; д.т.н., проф. В.А. Голіков;д.т.н., проф. С..І. Горб; д.т.н., проф. В. В. Будашко; д.т.н., проф. О. А. Онищенко; д.т.н., проф. В. В. Афтанюк; д.ф.-м.н., проф. О. В. Малахов; д.т.н., проф. П. С. Суворов; д.ф.-м.н., проф. С. В. Козицький; д.т.н., проф. І. М. Гвоздева;; к.т.н, доц. Ю. І. Журавльов; к.т.н, доц. Ю. В. Заблоцький; к.т.н, доц. В. Г. Солодовніков; к.т.н, доц.А. В. Печенюк; doctor in technical sciences, Senior Lectures Class A, Bendahmane Boukhalfa (Algeria)

Адреса редакційної колегії: 65029, Одеса, вул. Дідріхсона, 8, національний університет «Одеська морська академія» (НУ «ОМА»), кафедра ТМС.

Контактний телефон редакції (067) 5581328.

e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Комп'ютерна верстка Журавльов Ю.І.

Затверджене вченою радою НУ «ОМА», протокол №11 від 24.06.2021.

©Національный університет "Одеська морська академія", 2021

Зміст

Білий В. А., Голіков В. А., Богданов М. С. Імітаційне моделювання впливу вологого наддувного повітря на ефективність роботи ДВЗ *5*
Богач В.М., Слободянюк І.М., Довіденко Ю.Н. Аналіз умов подачі масла в циліндри дизелів морських суден *16*
Бузовський В.А., Богач В.М., Драгомир М.В. Тенденції розвитку лубрикаторних систем суднових дизелів *25*
Zhuravlov Yu.I., Melnik A.A., Kostyuchenko Ye.F. Investigation of patterns of wear of surfaces of connection "shaft-sliding bearing" 35
Козицький С. В., Швець О. І., Кіріян С. В. Оцінка втрат кінетичної енергії у кривошипно-шатунному механізмі *42*
Савчук В.П., Зінченко Д.О., Самарін О.Є., Дзигар А.К., Котов А.І. Аналіз напружено-деформованого стану поршнів малообертового суднового двигуна Wingd Rt-Flex50D *50*
Черемісін В.І., Бабенчук М.С. Визначення протічок палива через прецизійну пару розпилювача дизельної форсунки *59*
Побережний Р. В. Сагін С. В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту *70*
Марченко О. О., Сагін С. В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив *75*
Звєрьков Д. О., Сагін С. В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях *80*
Ратайчук О. В., Сагін С. В. Підвищення ефективності процесу наддува суднових дизелів *86*
Шпірна Д. І, Сагін С. В. Удосконалення мащення циліндрової групи суднових довгоходових дизелів *92*
Богданов М.С., Голіков В.А. Підвищення енергетичної ефективності морського судна в різних кліматичних умовах експлуатації тансформацією скидної теплоти *97*
Микоїд Г. В., Корбан В. Х. Підвищення якості контролю циркуляційного мастила високообертового дизеля способом поляризації *104*

Павлович В.М., Корбан В. Х. Підвищення ефективності дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері мало обертового дизеля *111*
Мацерук В. В., Корбан В. Х. Дистанційний контроль частоти обертання валу дизеля *116*
Петровський В.Р., Козьміних М. А. Аналіз ефективності сучасних хладонів при експлуатації суднових холодильних установок *122*
Реферати *128*
Правила оформлення і подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки» *133*

10.31653/smf42.2021.5-9

Білий В. А., Голіков В. А., Богданов М. С.
Національний університет «Одеська морська академія»

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ВОЛОГОГО НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ДВЗ

Анотація

Забезпечення повноти використання енергії палива при його згорянні у циліндрах двигуна є основним шляхом підвищення паливної економічності. Ефективність процесу згоряння у першу чергу залежить від якості розпилу і змішування палива з наддувним повітрям, коефіцієнту стиснення та співвідношення повітря - паливо. Вміст водяної пари у цикловому повітрі призводить до зменшення концентрації кисню й втрати потужності.

У статті досліджується вплив вологого повітря на ефективність роботи ДВЗ з використанням апробованої імітаційної моделі, реалізованої засобами графічного програмного середовища SIMULINK на базі системи MATLAB.

Запропоновано спосіб покращення математичної моделі шляхом введення корекції щільності надувного повітря з урахуванням його температури, атмосферного тиску та масової частки водяної пари.

Аналіз ефективності роботи двигуна на різних режимах за допомогою імітаційної моделі показав, що при зменшенні масової частки водяної пари у надувному повітрі з 27 г/кг до 0,5 г/кг та його охолодженні до 5°С приріст потужності досягає 23,7%.

Результати аналізу доцільно верифікувати на тестовому стенді й, в разі підтвердження, використовувати в суднових енергетичних комплексах с поверхневими охолоджувачами наддувного повітря та контурами регулювання його точки роси.

Ключові слова: ДВЗ, наддувне повітря, температура точки роси.

Вступ

При охолодженні наддувного повітря та зниженні точки роси збільшується його щільність та концентрація кисню, що дозволяє підвищити ефективність використання хімічної енергії палива.

Мета дослідження

Метою роботи є дослідження впливу температури та вологості наддувного повітря на ефективність роботи суднового ДВЗ.

Методи

Дослідження проводилось з використанням методу імітаційного моделювання у графічному програмному середовищі SIMULINK на базі системи MATLAB.

Для моделювання було використано апробовану на стенді модель ДВЗ, запропоновану дослідниками P.R. Crossley та J.A. Cook [1]. Реалізацію обраної моделі включено у стандартний пакет SIMULINK під назвою **sldemo_engine.mdl** [2].

Аналіз сучасного стану проблеми

Roberto Cipollone та Davide Di Battista [3] провели експериментальну оцінку ефекту переохолодження наддувного повітря дизельного двигуна холодильною установкою. Дослідження проводилось для двох конфігурацій впускного тракту наддувного повітря: з випарником переохолоджувача розміщеним перед повітряним фільтром та після інтеркулера.

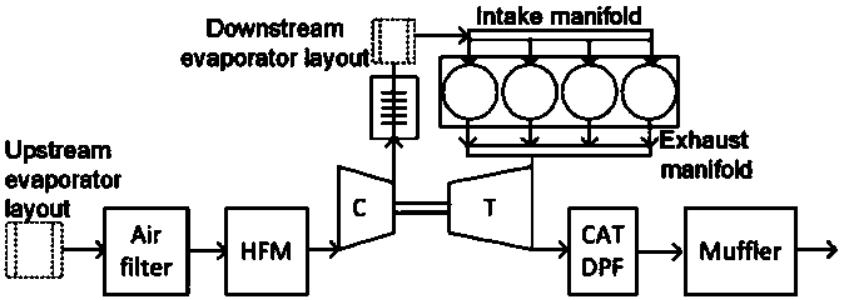


Рис. 1. Схема тестового стенда.

Результати дослідження показали, що перша конфігурація з переохолоджувачем, розташованим перед повітряним фільтром не здатна забезпечити підвищення ефективності двигуна. Використання ж дру-

гої конфігурації впускного тракту з переохолоджувачем, розташованим після інтеркулера, забезпечило зниження температури надувного повітря на вході до двигуна на 10-20°С, що дозволило досягти економії палива у 6%, зменшення викидів: CO2 - на 8%, NOx – на 4,5%, CO – на 12,1%, твердих частинок – на 5,6%.

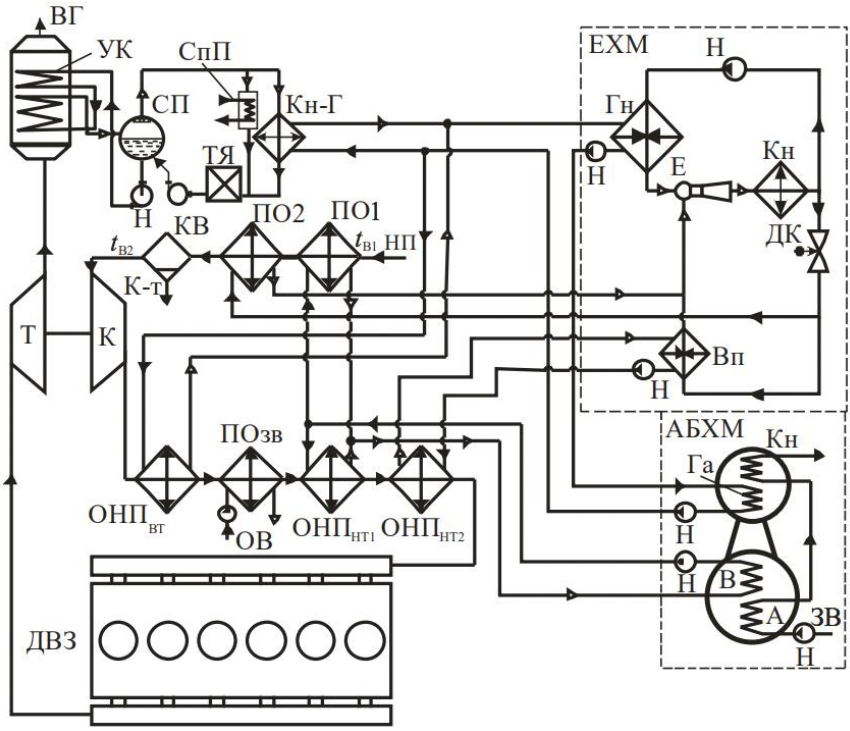


Рис. 2. Схема системи комбінованого охолодження циклового повітря на вході ТК МОД в АБХМ і наддувного повітря в ЕХМ утилізацією теплоти відповідно випускних газів і наддувного повітря: К і Т – компресор і турбіна ТК; ОНПВТ – високотемпературний (когенераційний) ступінь охолодження наддувного повітря ОНП; ОНПзв – ступінь охолодження наддувного повітря забортною водою; ОНПНТ – низькотемпературний ступінь охолодження наддувного повітря; СП – сепаратор пари; Кн-Гв (Кн-ВН)– конденсатор водяної пари – нагрівач води для випарної секції генератора ЕХМ; Ек – економайзерний нагрівач води конденсатом; ОК-Ге – охолоджувач водяного конденсату-економайзерна секція генератора ЕХМ (нагріву конденсату); СТ – споживач тепла; КВ– конденсатовідвідник; ТЯ – теплий ящик; Н – насос; ВГ – випускні гази; НП – навколишнє повітря на вході ТК; К-т – конденсат;

Е – ежектор; Г – генератор; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач; ДК – дросельний клапан; Кн – конденсатор хладону; Га – генератор АБХМ; Кн – конденсатор АБХМ; Ва – випарник АБХМ; А – абсорбер; ЗВ – забортна вода.

Голіков В. А. та Богданов М. С. [4] дослідили енергетичну ефективність морського судна при збільшенні циклової подачі надувного повітря суднового двигуна шляхом його комбінованого охолодження на вході до турбокомпресора та на вході до впускного колектору з використанням процесів трансформації скидної теплоти вихлопних газів у абсорбційній бромистолітієвій та ежекційній холодильних машинах (рис. 2).

Були виявлені параметри процесів комплексного охолодження, які забезпечують зниження температури наддувного повітря на 20…25 ºС та температури повітря на вході турбокомпресору на 25…30 ºС, що дозволяє досягти зменшення питомої витрати палива на 2,0…3,5 г/(кВт·год) у порівнянні з системою охолодження забортною водою упродовж експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії.

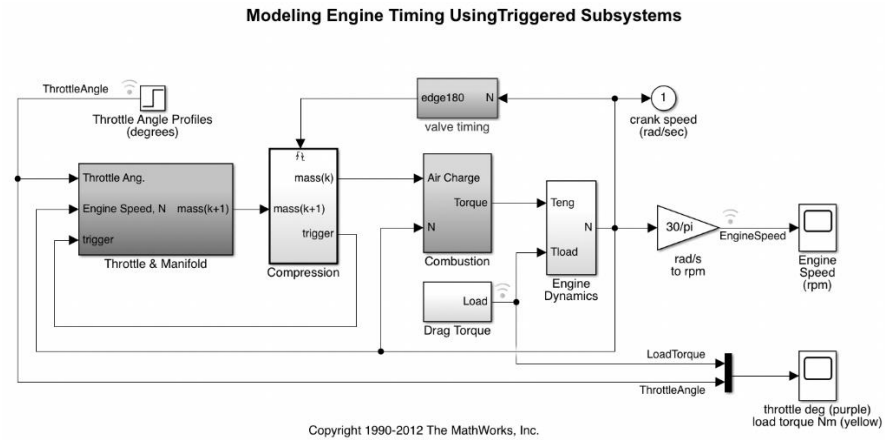


Рис 3. Блок-схема імітаційної моделі двигуна.

P.R. Crossley та J.A. Cook [1] запропонували апробовану на стенді модель ДВЗ (рис. 3). Параметри моделі визначаються за наступними рівняннями:

масова витрата повітря на вході впускного колектора

$$Q_{mi} = (2{,}821 - 0{,}05231\theta + 0{,}10299\theta^2 - 0{,}00063\theta^3) \times g(P_m, P_a),$$

$$g(P_m, P_a) = \begin{cases} 1, & P_m < \frac{P_a}{2}; \\ \frac{2}{P_a} \times \sqrt{P_m P_a - P_m^2}, & \frac{P_a}{2} \le P_m \le P_a; \\ -\frac{2}{P_a} \times \sqrt{P_m P_a - P_m^2}, & P_a < P_m \le 2P_a; \\ 1, & P_m > 2P_a, \end{cases}$$

- швидкість зміни тиску у впускному колекторі

$$\dot{P}_m = \frac{RT}{V_m \left(Q_{mi} - Q_{mo} \right)},$$

- масова витрата повітря на виході впускного колектора

$$Q_{mo} = -0,366 + 0,08979 n P_m - 0,0337 n P_m^2 + 0,0001 n^2 P_m,$$

- крутний момент двигуна

$$M = -181,3 + 379,36 Q_{mo} + 21,79 \frac{A}{F} - 0,85 \left(\frac{A}{F} \right)^2 +$$
$$+0,26\sigma - 0,0028\sigma^2 + 0,027 n$$
$$-0,000107 n^2 + 0,00048 n\sigma + 2,55\sigma Q_{mo} - 0,05\sigma^2 Q_{mo}$$

- момент інерції двигуна

$$I = \frac{M - M_н}{\dot{n}}$$

де Q_{mi} - масова витрата повітря на вході впускного колектора, г/с; θ - кут відкриття дросельної заслінки, град; P_m - тиск у впускному колекторі, бар; P_a – тиск на вході впускного колектора, бар; $\dot{P}_m$ - швидкість зміни тиску у впускному колекторі, г/с; R - питома газова стала, Дж/(моль·К); V_m - об'єм впускного колектора; Q_{mo} - масова витрата повітря на виході впускного колектора, г/с; T - температура, К; n - швидкість обертання валу двигуна, рад/с; $\dot{n}$ - кутове прискорення валу

двигуна, рад/с^2; M - крутний момент двигуна, Н·м;$M_н$ - крутний момент навантаження, Н·м; *A/F*- відношення маси повітря до маси палива; σ - випередження запалення, рад.

Викладення основного матеріалу дослідження

Для дослідження впливу вмісту водяної пари та температури повітря на ефективність двигуна до складу моделі (рис. 3) було введено наступні залежності:

- питома газова стала вологого повітря

$$R_{ВП} = (1-s)R_{СП} + sR_{П},$$

- масова витрата повітря на виході впускного колектора

$$Q_{то} = Q_{СП} + Q_{П},$$

- парціальний тиск водяної пари при заданих температурі та масовій частці водяної пари

$$P_{П} = \frac{s \cdot P_{ВП}}{0,378 \cdot s + 0,622}$$

- парціальний тиск сухого повітря

$$P_{СП} = P_{ВП} - P_{П},$$

- щільність повітря

$$\rho_{ВП} = \frac{P_{СП}}{R_{СП}T} + \frac{P_{П}}{R_{П}T},$$

- крутний момент двигуна

$$M = -181,3 + 379,36Q_{СП} + 21,79\frac{A}{F} - 0,85\left(\frac{A}{F}\right)^2 +$$

$$+0,26\sigma - 0,0028\sigma^2 + 0,027n$$

$$-0,000107n^2 + 0,00048n\sigma + 2,55\sigma Q_{СП} - 0,05\sigma^2 Q_{СП}$$

де $R_{ВП}$ - питома газова стала волого повітря, Дж/(моль·К); $R_{СП}$ - питома газова стала сухого повітря, Дж/(моль·К); $R_{П}$ - питома газова стала водяної пари, Дж/(моль·К); *s* - масова частка водяної пари, від. од.; $Q_{СП}$ - масова витрата сухого повітря на виході впускного колектора, г/с; $Q_{П}$ - масова витрата водяної пари, кг/с; $P_{П}$ - парціальний тиск

водяної пари, Па; $P_{СП}$ - парціальний тиск сухого повітря, Па; $P_{ВП}$ - парціальний вологого повітря, Па; $\rho_{вп}$ – щільність вологого повітря, кг/м^3.

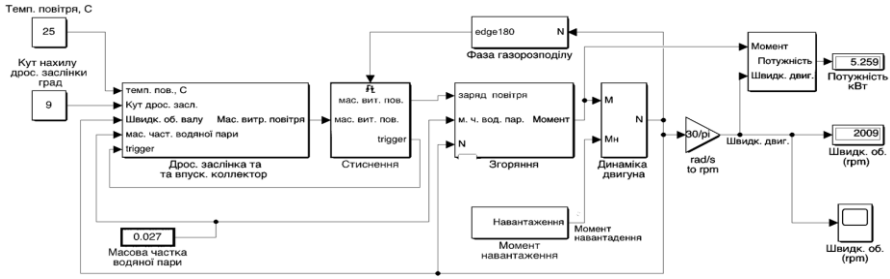


Рис. 4. Блок-схема адаптованої імітаційної моделі двигуна з урахуванням атмосферного тиску, вологості та температури повітря.

Згідно з експериментальними даними, отриманими університетом Вісконсіну-Мілвокі для різних районів світового океану [5, 6], масова частка водяної пари у повітрі поблизу поверхні води досягає 27 г/кг. Приймемо це значення як максимальне при моделюванні.

Допрацьовану модель, яка враховує атмосферний тиск, вологість та температуру наддувного повітря наведено на рис. 4.

Модельовані часткові швидкісні характеристики двигуна на режимах об'ємної витрати волого та осушеного повітря 20%, 40%, 60% та 80% від максимальної представлені на рис. 5 – 8. Характеристики $\mathbf{N_1}$ отримані для волого наддувного повітря з температурою 50°С, масовою часткою водяної пари 27 г/кг. Характеристики $\mathbf{N_2}$ відповідають осушеному та переохолодженому наддувному повітрю з температурою 5°С, масовою часткою водяної пари 0,5 г/кг. При однакових об’ємній витраті повітря $\mathbf{Q_{1,i} = Q_{2,i} = Q_i}$ та моменті навантаження $\mathbf{Мн_{1,i} = Мн_{2,i} = Мн_i}$, модельована відносна ефективна потужність становить $\mathbf{N_{1,i}}$ для волого повітря і $\mathbf{N_{2,i}}$ – для осушеного та переохолодженого повітря. Таким чином, осушення наддувного повітря при збереженні інших робочих параметрів постійними відповідає зміщенню фазової точки системи двигун-навантаження вздовж фазової траєкторії $\mathbf{N_{1,i}N_{2,i}}$.

На кожному режимі сталої об’ємної витрати повітря найбільший приріст потужності забезпечує фазова траєкторія $\mathbf{N_{1,1}N_{2,1}}$, яка має найбільший кут нахилу до осі $n/n_{ном}$.

Для розрахунку приросту ефективної потужності $\Delta N_{e,i}$ була використана формула

$$\Delta N_{e,i} = \frac{N_{2,i} - N_{1,i}}{N_{2,i}} \times 100\%$$

Так, у точці 1 (рис. 5), що належить кривій $\mathbf{N_1}$ для вологого наддувного повітря, відносна ефективна потужність становить $\mathbf{N_{1,3}}$ = 0,073. При збереженні постійною масової витрати наддувного повітря та його осушенні його відносна ефективна потужність підвищується до $\mathbf{N_{2,3}}$ = 0,087 (рис. 5, точка 2). Отримуємо підвищення ефективної потужності

$$\Delta N_{e,3} = \frac{0,087 - 0,073}{0,087} \times 100\% = 16\%$$

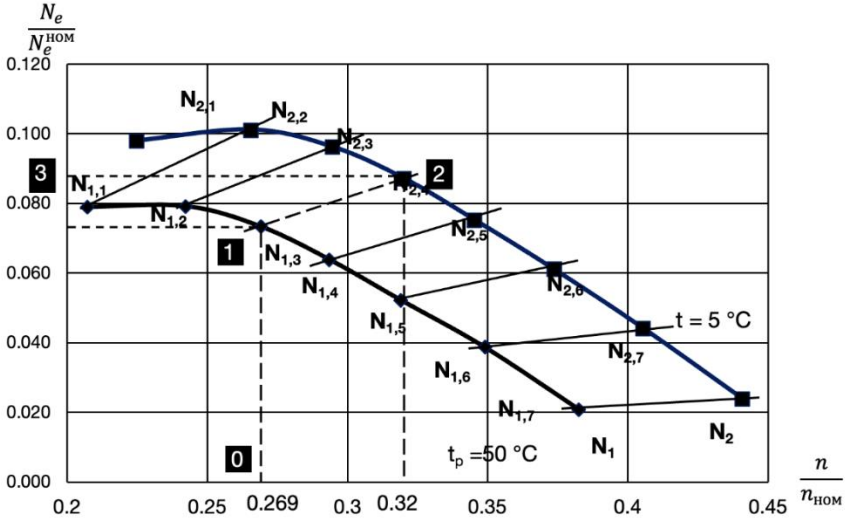


Рис. 5. Залежність ефективної потужності від частоти обертання валу двигуна при постійній об'ємній витраті наддувного повітря 20%: N_1 – вологе наддувне повітря; N_2 – осушене наддувне повітря

Результати імітаційного моделювання показали, що максимальний приріст потужності у 23.7% досягається при моменті навантаження 82.4% та об'ємній витраті повітря 60% (рис. 7).

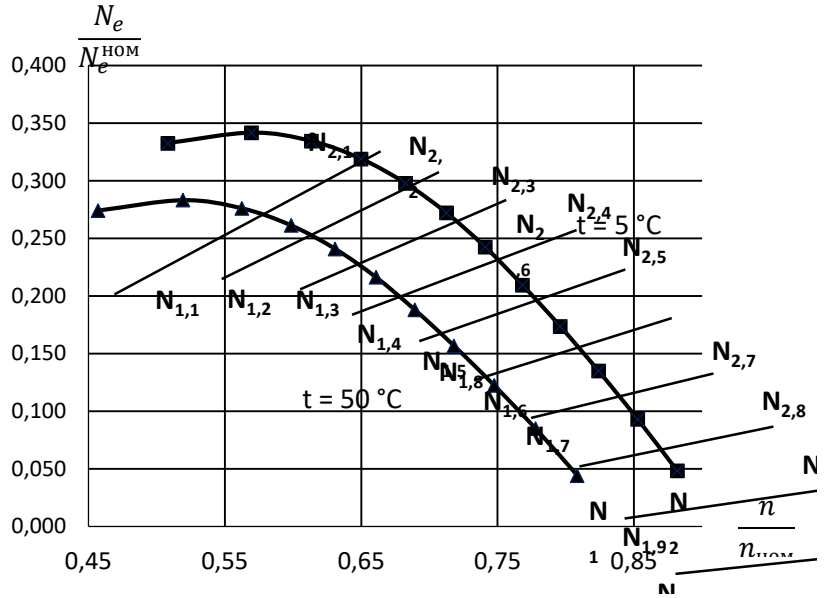


Рис. 6. Залежність ефективної потужності від частоти обертання валу двигуна при постійній об'ємній витраті наддувного повітря 40%: N_1 – вологе наддувне повітря; N_2 – осушене наддувне повітря.

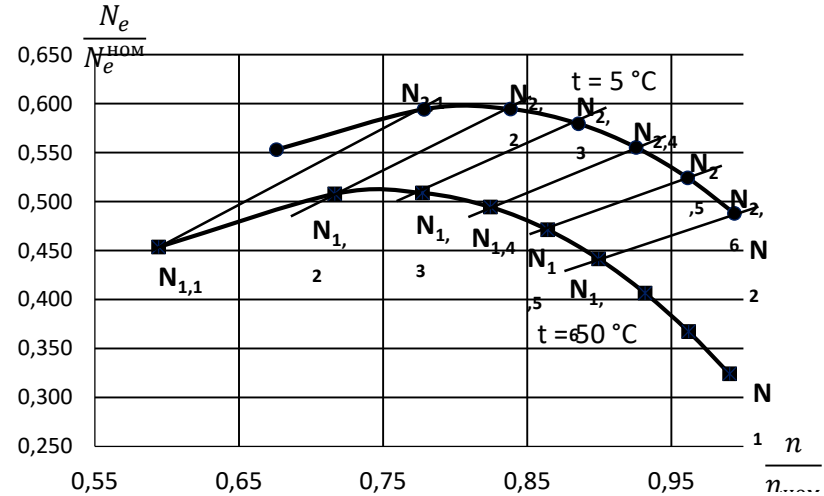


Рис. 7. Залежність ефективної потужності від частоти обертання валу двигуна при постійній об'ємній витраті наддувного повітря 60%: N_1 – вологе наддувне повітря; N_2 – осушене наддувне повітря.

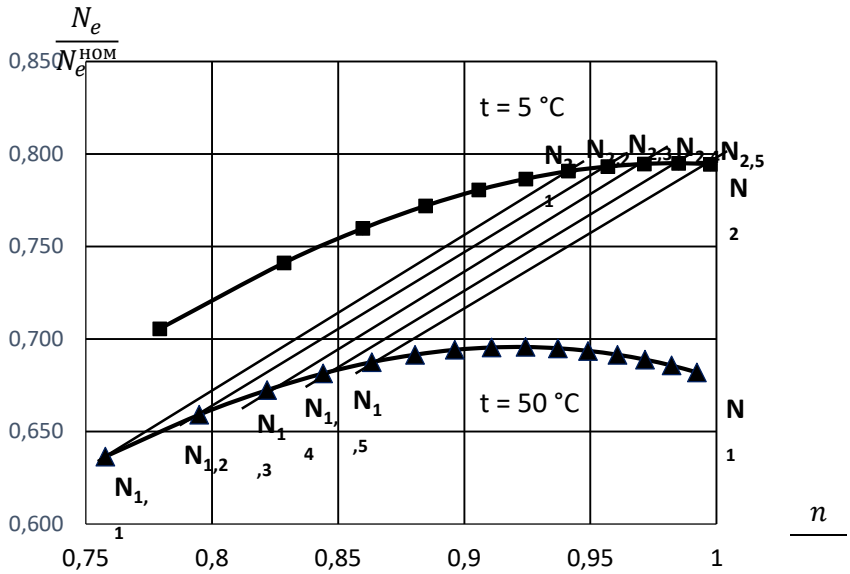


Рис. 8. Залежність ефективної потужності від частоти обертання валу двигуна при постійній об'ємній витраті наддувного повітря 80%: N_1 – вологе наддувне повітря; N_2 – осушене наддувне повітря.

Висновки

Запропоновану модель двигуна та отримані результати аналізу впливу атмосферного тиску, температури, щільності та масової частки водяної пари циклового повітря на ефективність роботи потрібно верифікувати за допомогою натурного експерименту. Верифікацію доцільно проводити на суднових малообертових головних та середньообертових допоміжних двигунах, які мають контури охолодження наддувного повітря забортною водою. Слід спланувати проведення декількох етапів експерименту у кліматичних зонах з різними значеннями температури забортної води, температури й вологості повітря, та на часткових режимах роботи двигунів, що дозволить виміряти робочі параметри для різних ступенів охолодження та осушення наддувного повітря й зібрати достатньо даних для верифікації моделі. Перспективним способом розширення діапазону параметрів наддувного повітря під час проведення експерименту є впорскування пари у повітряний простір перед охолоджувачем повітря.

Верифікацію моделі на режимах глибокого переохолодження та осушення наддувного повітря доцільно проводити на тестовому стенді з високообертовим двигуном, впускний повітряний тракт якого містить випарник холодильної машини.

В разі підтвердження, результатів аналізу, спосіб регулювання вологості по температурі точки роси доцільно використовувати в суднових енергетичних комплексах с поверхневими охолоджувачами наддувного повітря та контурами регулювання його точки роси.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Crossley P.R. A Nonlinear Model for Drivetrain System Development"/ P.R. Crossle, J.A. Cook // *IEE International Conference 'Control 91'*, Conference Publication 332, vol. 2, 1991 - pp. 921-925.
2. MathWorks, (2021) Modeling Engine Timing Using Triggered Subsystems (R2020b). Режим доступу: https://www.mathworks.com/help/simulink/slref/ *modeling-engine-timing-using-triggered-subsystems.html*
3. Roberto Cipollone Experimental assessment of engine charge air cooling by a refrigeration unit / Roberto Cipollone, Davide Di Battista, Diego Vittorini // Energy Procedia, vol. 126, 2017 - pp. 1067-1074. Режим доступу: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217337323
4. Богданов М.С. Підвищення енергетичної ефективності морського судна в різних кліматичних умовах експлуатації трансформацією скидної теплоти./ М.С. Богданов, В.А. Голіков // Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт" 18 листопада 2020 р. – Одеса: НУ ОМА – 2020 р. - С.82–87.
5. DASILVA SMD94 climatology sea level specific humidity. Режим доступу: http://iridl.ldeo.columbia.edu/SOURCES/.DASILVA/.SMD94/.climatology/.qsea/figviewer.html
6. Elizabeth C. Kent A comparison of global marine surface-specific humidity datasets from in situ observations and atmospheric reanalysis / Elizabeth C. Kent, David I. Berry. // INTERNATIONAL JOURNAL OF CLIMATOLOGY, 2014, pp. 355–376 Режим доступу: https://rmets.onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/ 10.1002/joc.3691

10.31653/smf42.2021.16-24

Bogach V.M, , Slobodianiuk I.M., Dovidenko Yu.N.
National University "Odessa Marine Academy"

THE ANALYSIS OF CONDITIONS GIVING OIL IN CYLINDERS OF DIESEL ENGINES THE SEA SHIPS

Богач В.М., Слободянюк І.М., Довіденко Ю.Н.
Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ УМОВ ПОДАЧІ МАСЛА В ЦИЛІНДРИ ДИЗЕЛІВ МОРСЬКИХ СУДЕН

The abstract

The publication is devoted the decision of an actual problem increase efficiency operation of ship diesel engines by perfection processes greasing of cylinders. The analysis a condition of a question on an investigated problem is made and lacks systems greasing of diesel engines are defined.

By these researches it is defined, that greasing process is accompanied by "pushing out" a part oil in the cylinder, gases extending in the channel that causes a real loss of cylinder oils and occurrence an additional source deposits.

Characteristics process greasing, and their interrelation with a design of greasing devices are defined. Influence geometrical parametres of channels system greasing on characteristics process the expiration of oil in the cylinder and finally on efficiency its use in the engine is experimentally confirmed.

Keywords: ship diesel engine, greasing system, greasing channel, greasing process, cylinder, piston, a piston ring.

Уявлення про процеси, що протікають у лубрикаторних системах суднових дизелів тривалий період часу пов'язували з нагнітальним ходом плунжера лубрикатора й відкриттям зворотного клапана штуцера, при цьому саме час відкриття клапана вважався періодом подачі масла в циліндр. Такі подання приводили до невірних висновків про залежності часу подачі масла в циліндр тільки від конструктивних характеристик лубрикаторів.

Отже, основні поняття про розподіл масла по дзеркалу втулки й про товщину масляної плівки в різних зонах робочої поверхні

циліндра формувалися на підставі фаз відкриття клапана стосовно положення поршня в циліндрі. При цьому вважалося, що масло надходить на дзеркало одночасно з відкриттям клапана.

Дослідженнями [1,2] процесів, що відбуваються на ділянці нагнітального тракту системи, що знаходиться між дзеркалом циліндра й зворотним клапаном установлено, що тут завжди є вільні рівні масла й газові порожнини. Вони обумовлені складною геометрією цієї ділянки й істотним розходженням між обсягами каналів і подаваних порцій.

Таким чином, перед вихідним отвором (рис.1) масляного каналу розташована складна передкамера, що з однієї сторони через безповоротний клапан періодично поповнюється маслом, а з іншого боку - постійно випробовує вплив газів зсередини циліндра.

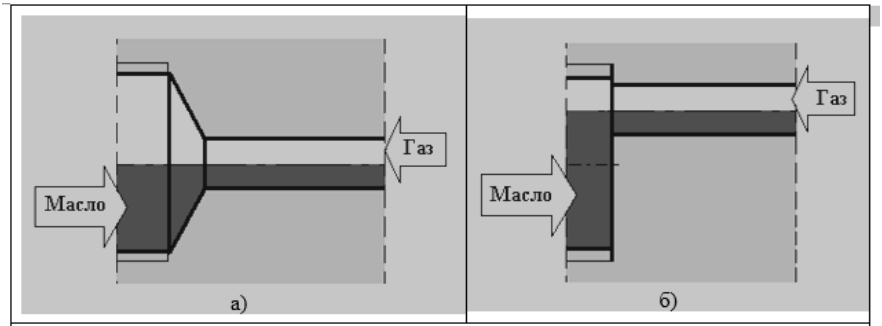


Рис.1 Форма предкамер в стінці втулки дизелів MAN-B&W:
а – центральний канал; б – канал зміщений вверх

У двигунів з верхнім підведенням масла зміна тиску газів (крива Рг, рис.2) з боку циліндра в область масляного каналу являє собою два імпульси - Р1 і Р2, один із яких формується поршнем на стиску, а другий - на розширенні.

Формування кривої Рг відбувається в такий спосіб: при переміщенні поршня від н.м.т. тиск у циліндрі й у зрізу каналу наростає, а з відходом першого компресійного кільця в зону вище отвору (що відповідає вершині імпульсу Р1) відбувається почергове повідомлення каналу з межкільцевими просторами поршня.

Це обумовлює падіння тиску в зрізу каналу й формування відповідної кривої. Закінчення цієї ділянки відповідає переміщенню останнього компресійного кільця через пояс масляних отворів.

Із цього моменту протягом деякого наступного періоду поки компресійні кільця перебувають вище мастильних отворів, масляні канали виявляються з'єнаними з підпоршневим простором, у якому в зазначений період тиск продувного повітря змінюється мало.

При русі поршня від в.м.т. міжкільцеві порожнини знову по черзі (але у зворотному порядку) з'єднуються з каналом, що приводить до формування галузі наростання тиску імпульсу Р2. Вершина цього імпульсу відповідає переміщенню першого поршневого кільця під мастильний отвір і повідомленню каналу з порожниною циліндра над поршнем.

Із цього моменту тиск у зрізу каналу падає так само, як і в циліндрі. Потім на кожному обороті все повторюється в описаному порядку. Максимальний тиск імпульсів Р1, Р2 і відстань між їхніми вершинами визначається (за інших рівних умов) рівнем розташування крапок змазування по висоті циліндра. При верхнім розташуванні - Р1 у сучасних дизелів може досягати 1,2 МПа, а Р2 - 3 МПа. Відстань між вершинами імпульсів може коливатися в межах 80...120° п.к.в.

При нижнім розташуванні масляних каналів тиск газів в отворів відрізняється не тільки величиною, але й характером зміни за часом. Максимальне значення Р1 не перевищує 0,3 МПа, а Р2 - 1,5 МПа. Відстань між вершинами імпульсів лежить у межах 200...220° п.к.в.

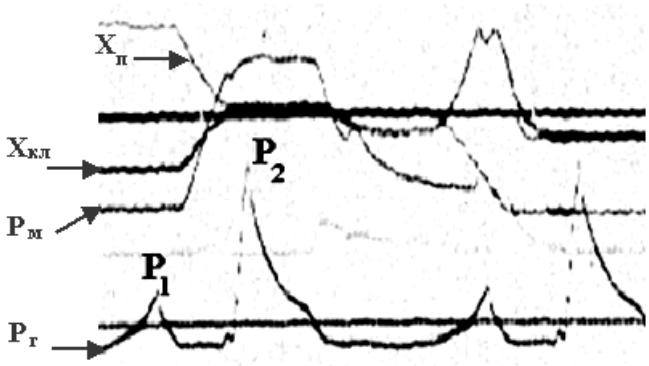


Рис.2 Осциллограма маслоподачі за безповоротний клапан двигуна "Зульцер"
($X_п$ - хід плунжера; $X_{кл}$ – хід клапана; $P_г$ – тиск газів; $P_м$ – тиск масла)

Зміна тиску, відповідно до кожної галузі імпульсу, відбувається за 0,01...0,09 сек. Це значить, що ділянка нагнітального тракту системи між клапаном і дзеркалом (рис.1) названа "передкамерою", знаходиться під впливом тиску газів. При цьому за соті частки секунди в області вихідного отвору тиск збільшується на 1,5...3 МПа, а потім на ту ж величину зменшується.

Причому, у двигунів з верхнім підведенням масла такий вплив (імпульси Р1 і Р2, рис.2), відбувається на кожному ході поршня, а у двигунів з нижнім розташуванням крапок змащення - тільки на ході розширення (імпульс Р2, рис.3).

Відмітимо також, що за час переміщення компресійних кілець через пояс мастильних отворів у їхній зоні формується: на ході стиску - галузь падіння тиску імпульсу Р1, а на ході розширення - галузь наростання тиску імпульсу Р2.

Звідси слідує, що в зазначений період ходу поршня на стиску зміна тиску газів сприяє надходженню масла в циліндр, а на розширенні - протидіє йому. У цілому ж обидві галузі кожного імпульсу тиску газів, разом з ділянками щодо постійного рівня представляють основу умов, від яких залежать параметри в нагнітальному мастилопроводі перед безповоротним клапаном, а також можливості його відкриття в процесі маслоподачі.

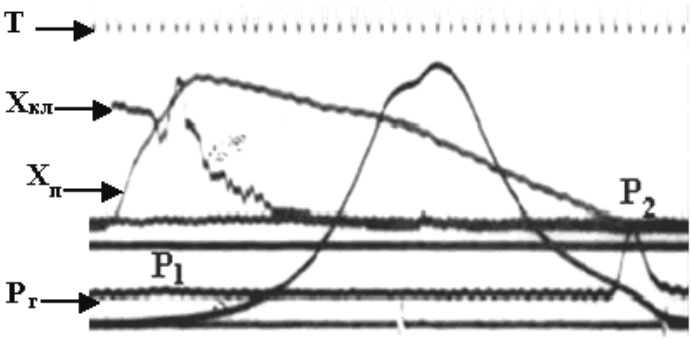


Рис.3 Осциллограма маслоподачі за

клапан штуцера двигуна B&W

($X_п$ - хід плунжера; $X_{кл}$ – хід клапана; $P_г$ – тиск газів; Т –відмітчик часу)

Аналіз цих умов у сполученні з результатами осцилографування роботи системи дозволяє визначити періоди, коли обидві частини нагнітального тракту (мастилопровід і "передкамера"), розділені безповоротним клапаном, починають працювати спільно.

Осцилографування процесу маслоподачі лубрикаторами із храповим механізмом у двигунів з верхнім підведенням масла показує, що циклова порція масла подається в передкамеру переважно за 2...3 відкриття клапана, що відносяться приблизно до одного обороту вала на початку кожного циклу маслоподачі. На наступних 13-ти оборотах, до чергового ходу плунжера, подачі масла за безповоротний клапан немає.

Таким чином, якщо частоту й моменти відкриття клапана штуцера ототожнювати (як у всіх попередніх дослідженнях) із частотою й моментами надходження масла в циліндр, то неважко дійти висновку про незадовільний розподіл його по дзеркалу навіть на тих оборотах, коли існує подача.

При збільшенні продуктивності лубрикатора перестановкою регулювального важеля, частота подачі й тиск у мастилопроводі істотно збільшуються, що при повному ході плунжера приводить до уведення в передкамеру всієї циклової порції за одне відкриття клапана. З позицій відомих поглядів про надходження масла в циліндр, це повинне погіршувати розподіл його по дзеркалу.

Крім того, при відсутності синхронізації руху плунжера лубрикатора з поршнем, закономірності розподілу масла у фазах відкриття клапана й значення параметрів надходження його в передкамеру одного циліндра не є загальними для інших.

Для виявлення особливостей, які вносить у роботу системи гідравлічний привід лубрикаторів, розглянемо процес маслоподачі до циліндрів двигуна "Фіат" , у якого, як і у двигунів "Зульцер", верхнє розташування мастильних отворів, а, отже, аналогічні умови по протитиску газів.

На відміну від інших, гідравлічний привід забезпечує плавне й безперервне переміщення плунжера лубрикатора (Хп) протягом декількох (у цьому випадку одинадцяти) оборотів, рис.4. На наступних 10 оборотах, що завершують цикл маслоподачі, плунжер робить хід усмоктування.

Таким чином, перерва у подачі масла в передкамеру становить 10 оборотів через кожні 11, що добре проглядається як по зміні тиску в

мастилопроводі (лінія Рм), так і по відкриттю безповоротних клапанів (лінії Х1 і Х2).

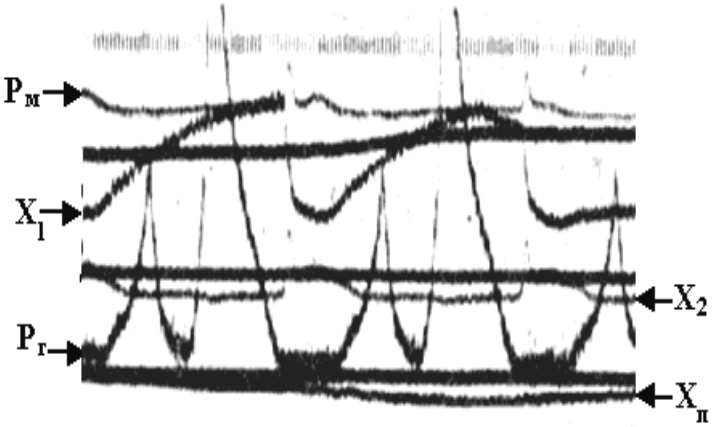


Рис.4 Осциллограма маслоподачі за клапан

штуцера двигуна "Фіат" (X_1, X_2 - хід клапанів)

Відкриття клапанів, на відміну від двигуна "Зульцер", відбувається тільки в період газообміну, тобто, коли поршень перебуває на 2/3 ходи нижче крапок змазування. Це обумовлено малою величиною порцій, що витісняють у мастилопровід на кожному обороті, низьким тиском перед клапанами, їхнім опором, значною довжиною мастилопроводів і ін.

Розглянуті умови формування подачі масла при механічному й гідравлічному приводах лубрикаторів характерні для більшості марок вітчизняних і закордонних дизелів. Це крейцкопфні й тронкові двигуни переважно з контурною продувкою й верхнім розташуванням масляних отворів.

У більшості дизелів із прямоточною продувкою, крапки підведення масла, як правило, розташовувалися в нижній частині циліндра над продувними вікнами в 100...180 мм над верхнім їх краєм.

Розташування масляних отворів у зоні низьких тисків, як було показано, принципово міняє характеристику протидії газів, що залишало більше надій на підпорядкування процесу подачі масла в циліндри цього типу дизелів закону руху плунжера лубрикатора. Найпоширенішим двигуном цього типу є двигуни фірми "B&W", у яких,

відповідно до існуючих уявлень, момент подачі визначається початком ходу плунжера лубрикатора, що забезпечує надходження масла в циліндр лише в той період, коли компресійні кільця (при русі поршня від н.м.т.) перебувають навпроти масляних отворів.

Приклад осциллограми, покладеної в основу сформованих поглядів про подачу масла в циліндри дизелів B&W, наведений на рис.3. З осциллограми видно, що робочий хід плунжера й відкриття безповоротного клапана відбуваються дійсно на висхідному ході поршня через кожні 2 обороти.

Однак, необхідно відмітити, що, наприклад, при тривалості ходу плунжера лубрикатора, що становить 46° п.к.в., безповоротний клапан відкритий протягом 55° п.к.в.. Якщо на наведену осциллограму накласти криву руху поршня, то легко встановити, що період сполучення пояса компресійних кілець із масляними отворами становить усього 15° п.к.в., тобто, тривалість відкриття безповоротного клапана може в 3 ...4 рази перевищувати час знаходження кілець напроти крапок змазування. Тому, якщо період відкриття клапана ототожнювати з періодом надходження масла в циліндр, то виходить, що значна його частина в район кілець не подається.

Крім того, зі збільшенням ходу плунжера лубрикатора момент початку його руху наближається до н.м.т. більш, ніж на 20°. Якщо врахувати, що в системах розглянутого типу двигунів початок відкриття клапана практично збігається з початком ходу плунжера, то стає зовсім очевидним, що застосовувана синхронізація більш, ніж умовно.

З аналізу цих умов видно, що жодна система не забезпечує керований плунжером лубрикатора процес подачі масла за безповоротний клапан. Більше того, у всіх систем клапан відкривається тільки при положенні поршня поблизу мертвих крапок, тобто, коли в мастильних отворів зсередини циліндра встановлюється досить низький й відносно постійний тиск газу.

Звідси зрозуміло, що ні конструкції приводів лубрикаторів, ні самі лубрикатори (при всіх їхніх особливостях), ні багаторазове розходження величин подаваних порцій масла, ні довжина мастилопроводу, що відрізняється в 10 і більше раз, ні розташування масляних отворів по висоті циліндра скільки-небудь помітного впливу на керування подачею масла в передкамеру не роблять.

Більш ніж переконливо це випливає з аналізу наслідків, що залишаються процесом надходження масла не в "передкамеру", а безпосередньо в циліндр, рис.5,6.

а) б)

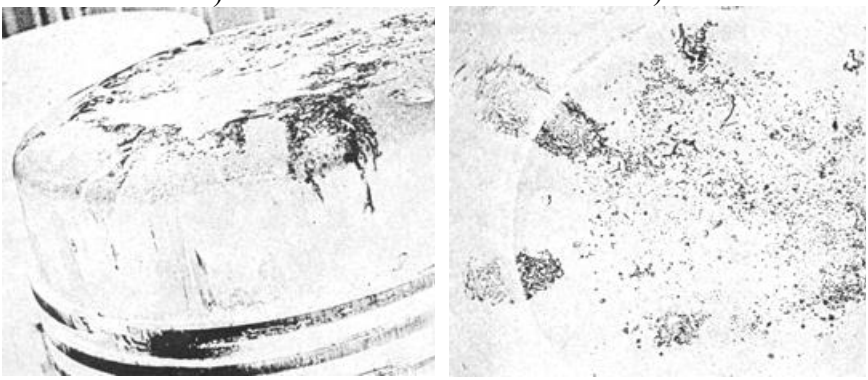


Рис.5 Сліди зустрічі масла з боковою поверхнею (а)

і донишком поршня (б) у двигунів с верхнім підведенням масла

Виявляється, що у всіх дизелів, незалежно від перерахованих існуючих особливостей лубрикаторних систем, на голівках поршнів вище першого кільця навпроти масляних отворів є однакові сліди зустрічі масла з поршнем.

Якщо все-таки погодитися із твердженням, що період відкриття безповоротного клапана є час надходження масла в циліндр, протягом якого (як видно з осциллограм) поршень перебуває або вище, або нижче масляних отворів, то виникає питання: - "Як відбувається зустріч масла з бічною поверхнею голівки?".

Більше того, із цієї поверхні сліди переходять і на днище поршня. Вони проявляються після просихання поршня, змоченого водою, у вигляді білих смуг від кальцинованої присадки, що входить до складу циліндрового масла.

Смуги на днище голівки поширюються до 200 і більше міліметрів від дзеркала циліндра, рис.5. Вони, також як і доріжки на бічній поверхні голівки, розташовані напроти мастильних отворів, і свідчать про надходження масла на верхню частину поршня.

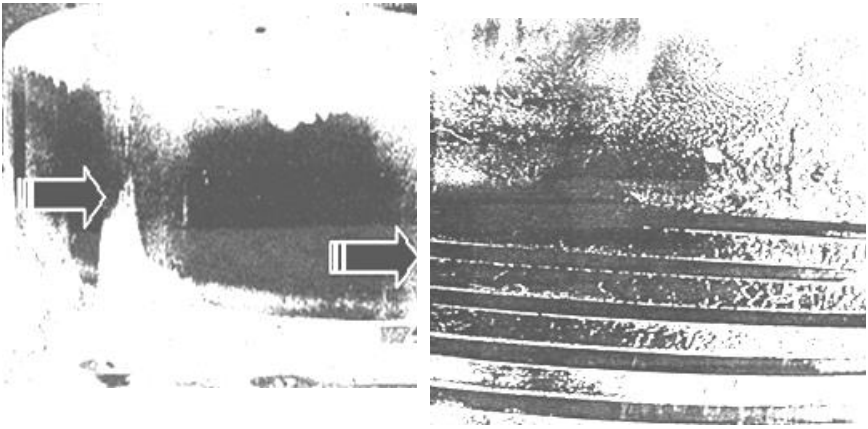


Рис.6 Сліди закидання масла на голівку поршня

у двигунів с нижнім підведенням масла

Ці сліди, у сполученні з результатами осцилографування, ставлять під сумнів відповідність часу надходження масла в циліндр періоду відкриття безповоротного клапана.

Крім того, спільність цих слідів для всіх відомих дизелів, незалежно від настільки істотних конструктивних розходжень систем, та й самих двигунів, указує на існування єдиного механізму надходження масла в циліндр, що обумовлює однакові негативні наслідки.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Богач В.М. Эксплуатационные показатели эффективности лубрикаторных систем судовых дизелей / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, И.Д. Колиев, Ю.И. Журавлев // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб.- 2007.- Вып. 19.- Одесса: ОНМА.- С. 10-22.

Шебанов А.Н. Исследование процесса маслоподачи двухрядной лубрикаторной системой с аккумулированием давления масла / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. – 2013.- Вып. 31 - Одесса: ОНМА. - С.122-132.

10.31653/smf42.2021. 25-34

Бузовський В.А., Богач В.М., Драгомир М.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Лубрикаторні системи призначені для дозованої подачі масла на дзеркало циліндра під тиском 0,5-0,7 мПа за допомогою багато плунжерних насосів-лубрикаторів через штуцери, що рівномірно розташовані по його колу. Їх кількість залежить від діаметру циліндра. По обидві сторони отворів для виходу масла на поверхню втулки циліндра вифризеровані маслорозподільні канавки, направлені під кутом вниз і з'єднані між собою таким чином, що утворюють хвилясту канавку, за допомогою якої масло розподіляється по колу циліндра, а за допомогою поршневих кілець розноситься по всій поверхні втулки.

Дозована подача масла здійснюється за допомогою золотників, які регулюють кількість масла, що поступає до насосного елемента, або зміною корисного ходу плунжера.

Подане в циліндри масло витрачається на мащення робочих поверхонь циліндрів, поршневих кілець, поршнів. Крім того воно закидається в камеру згоряння і продув очні вікна [1].

Масло, особливо те, що знаходиться на верхній частині поверхні циліндра, випарюється, частково згоряє, уноситься з випускними газами у випускний тракт, інша частка масла, що залишається на стінках циліндра і поршня під дією високих температур перетворюється у лаки і нагари.

Крім того, у крейцкопфних дизелях з лубрикаторною подачею, масло, що поступило на втулку циліндра кільцями поршня розноситься по її поверхні, одночасно розтікаючись по колу. Цим можна пояснити нерівномірність розподілу масла по поверхні втулки, тобто, у районі розташування штуцерів спостерігаються надлишки масла, а у нижній частині втулки його нестача. Неравномірність масляної плівки по всій площині циліндра може призвести до переходу від рідинного тертя до граничного або сухого, що в свою чергу підвищить зношування деталей циліндро-поршневої групи [2, 3]. Для стабільного збереження масляної плівки на всіх режимах роботи дизеля необхідно, щоб кількість масла, що подається дорівнювала його витратам.

Таким чином, першорядну роль у визначення терміну служби циліндр0-поршневої групи треба надати питанню організації оптимальної подачі масла в циліндри дизеля і розподілення його по поверхні тертя [4]. Питання розподілу масла на дзеркалі циліндра є кінцевою метою ефективної організації мащення циліндрів. Вирішення цієї проблеми має призвести до зниження зносу, відкладень нагару і економії циліндрового масла [5].

Лубрикаторні системи мащення циліндрів створювалися як системи високого тиску. Однак, як показали дослідження [6] тиск масла в нагнітальному тракті за лубрикатором незначно перевищує тиск продув очного повітря, тобто є дуже низьким у порівнянні з передбачуваним тиском. Вважаючи, що нагнітальний хід плунжера супроводжується подачею масла в циліндр, зроблений висновок [7], що шляхом синхронізації руху плунжера з положенням поршня в циліндрі можна забезпечити керовану подачу масла в конкретний момент часу.

Сформоване уявлення про лубрикаторні системи, як системи високого тиску, що забезпечують керовану подачу масла в циліндри, незважаючи на їх конструктивне виконання, зберігалося досить довго [8, 9]. Однак, пізніше, рядом досліджень було встановлено, що системи з лубрикаторами не є системами високого тиску; лубрикатори виконують тільки роль дозатора; здійснити керовану подачу масла між першим і другим компресійними кільцями за допомогою лубрикаторів при традиційній конструкції нагнітального тракту неможливо.

Останнім часом намітилися три напрямки розвитку систем мащення циліндрів суднових дизелів: модернізація існуючих систем, шляхом зміни гідравлічних характеристик нагнітального тракту; розробка і удосконалення акумуляторних систем мащення; створення нових систем мащення з електронним керуванням упорскування.

Модернізація чинних мастильних систем. Від початку мастильних систем і донедавна, уявлення про процес надходження масла в циліндри дизеля пов’язувалися, як вже відзначили, з періодом нагнітального ходу плунжера лубрикатора і відкриття зворотнього клапана штуцера [10]. Виходячи з цього, робилися висновки про залежності часу подачі масла в циліндр від конструкції лубрикатора.

Дослідженнями встановлено, що в нагнітальному тракті штуцера між дзеркалом циліндра і зворотнім клапаном, як правило, є газова порожнина [5] - своєрідна «предкамера», періодичність поповнення якої здійснюється шляхом нагнітального ходу плунжера лубрикатора, а ви-

тікання масла в циліндр відбувається в результаті газодинамічних процесів обумовлених взаємодією газів циліндра з маслом в «предкамері» [11]. Звідси слідує, що процеси, які відбуваються в нагнітальному тракті до зворотнього клапана, не мають прямого зв'язку з виходом масла на дзеркало циліндра, тобто наявність газу в «предкамері» викликає процес витікання масла з каналу у вигляді струменю, яке зумовлює значні його витрати через подачу на днище і бічну поверхню голівки поршня, де воно згоряє, перетворюючись у додаткове джерело утворення нагару, що інтенсифікує зношування деталей циліндро-поршневої групи.

Отже, лубрикатори виконують лише роль дозатора, що періодично під відносно невисоким тиском поповнює «передкамеру», а витікання масла в циліндр перебуває в безпосередньому зв'язку з геометрією нагнітального тракту системи і протитиском газів, що діють в зону каналу з середини циліндра [2].

В процесі подальших досліджень геометрії нагнітальних трактів і процесів подачі масла в циліндри були встановлені оптимальні геометричні характеристики порожнин за клапаном, які виключають струменеві витікання масла, що дозволило значно знизити його витрату, більш раціонально організувати подачу на дзеркало циліндра та в цілому підвищити техніко-економічні показники роботи дизелів [4, 12].

Однак, дані технічні рішення лише частково вирішили проблему підвищення надійності і економічності дизелів, але в подальшому обумовили можливість розв'язання завдань з керування процесом рівномірного і одночасного надходження масла на дзеркало циліндрів, що частково було вирішено за допомогою акумуляторів.

Акумуляторні системи мащення. Розв'язання завдань регулярного, рівномірного і одночасного надходження масла через всі мастильні отвори циліндра закладено в принципи акумуляторної системи.

Застосування акумуляторів викликане тим, що чинні системи мащення циліндрів не забезпечують необхідну рівномірність і регулярність надходження масла на дзеркало циліндра. В акумуляторних системах це було частково досягнуто шляхом зниження тиску перед зворотнім клапаном штуцера, що у проміжках між імпульсами тиску газів, до приходу поршневих кілець до точок мащення, забезпечується регулярний вихід масла в циліндр на кожному ході поршня [2]. Одночасно було зазначено, що поряд з забезпеченням регулярного і одночасного надходження масла через всі точки мащення, рівномірної подачі в повній мірі по обертах досягнуто не було.

Незважаючи на це, випробування [13, 3] показали перевагу акумуляторної системи в порівнянні зі звичайною лубрикаторною, що стало підставою для її використання.

Використання акумуляторних систем можна розглядати як поступовий перехід до розробки нових систем мащення циліндрів дизелів під постійним тиском.

Системи мащення з електронним керуванням. У результаті перегляду традиційно сформованих уявлень про процес подачі масла в циліндри дизеля намітилися нові тенденції до пошуку шляхів підвищення ефективності мастильних пристроїв.

Так компанія Hans Jenson – світовий лідер з розробки лубрикаторних систем, змінили спосіб подачі масла на дзеркало циліндра. Замість традиційних штуцерів з'явилися спеціальні устрої SIP («Swire Injection Prinsiple») (рис. 1).

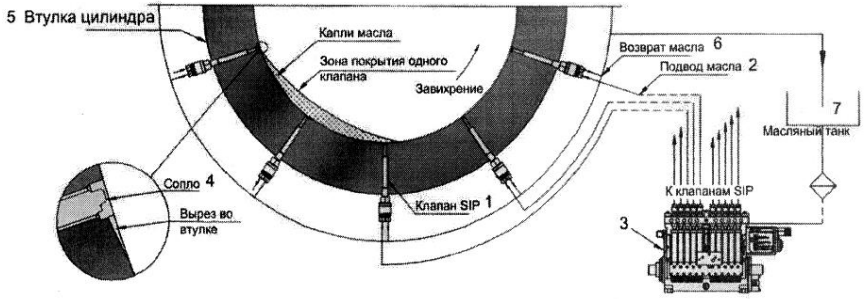


Рис. 1. Принципіальна схема лубрикаторної системи HJ SIP

В системі SIP використані спеціальні форсунки, що розпорхують циліндрове масла по всьому колу втулки циліндра у верхній її частині. За рахунок якісного розпорхування і рівномірного розподілу циліндрового масла по поверхні втулки циліндра за час кожного циклу отримують задовільний стан деталей тертя і зменшення кількості масла, у порівнянні зі звичайною системою мащення. Кожна форсунка SIP має сопло, завдяки якому при певному тиску у нагнітальному тракті здійснюється розпорхування циліндрового масла. Його надлишки по зворотньому трубопроводі стікають в цистерну масла. Тиск відкриття голчастого клапана форсунки регулюється за допомогою затяжки пружини.

Система SIP дає можливість скоротити витрати на модернізацію системи циліндрового масла, за рахунок заміни тільки штуцерів на форсунки.

Одночасно передові фірми працювали над створінням більш ефективних систем мащення циліндрів малооборотних дизелів. Фірма MAN-B&W розробила і, починаючи з 2000 року, стала використовувати на двигунах МС, так звану, систему з електронним управлінням «Alpha» (рис. 2).

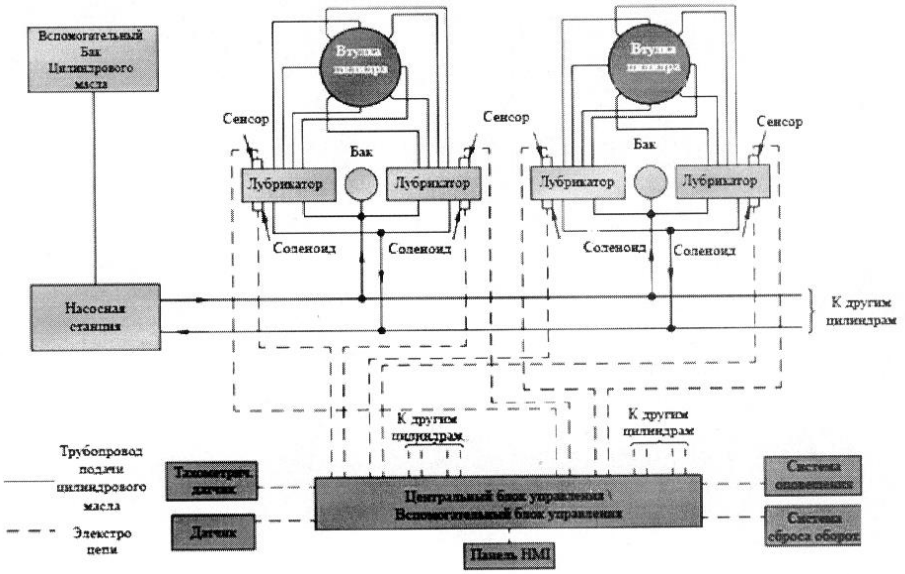


Рис. 2. Принципіальна схема системи «Alpha-lubricator»

Використання електронного управління дозволило удосконалити умови подачі циліндрового масла в циліндри і покращити його мащення завдяки синхронізації подачі масла з рухом поршня робочого циліндра.

Аналіз конструкції системи «Alpha» показав, що керований комп'ютером гідравлічний привід плунжерів, на відміну від механічного, забезпечує подачу однакової кількості масла до всіх точок мащення одночасно. Кількість плунжерів відповідає числу точок мащення. Подача масла на кільця задається мікропроцесором в момент, коли поршень, рухаючись від НМТ до ВМТ, проходить площину розташування точок мащення.

До складу системи входить масляний насос і насосна станція, яка розподіляє масло під тиском 45 бар і за допомогою лубрикаторних плунжерів подає його до штуцерів мащення циліндрових втулок. Своєчасне і дозоване мащення циліндрів, в тому числі, в залежності від кількості сірки в паливі, (рис. 3) дозволяє як найкраще використовувати дороге циліндрове масло, скоротити зношування циліндрових втулок і поршневих кілець, а також знизити кількість шкідливих викидів в атмосферу [15].

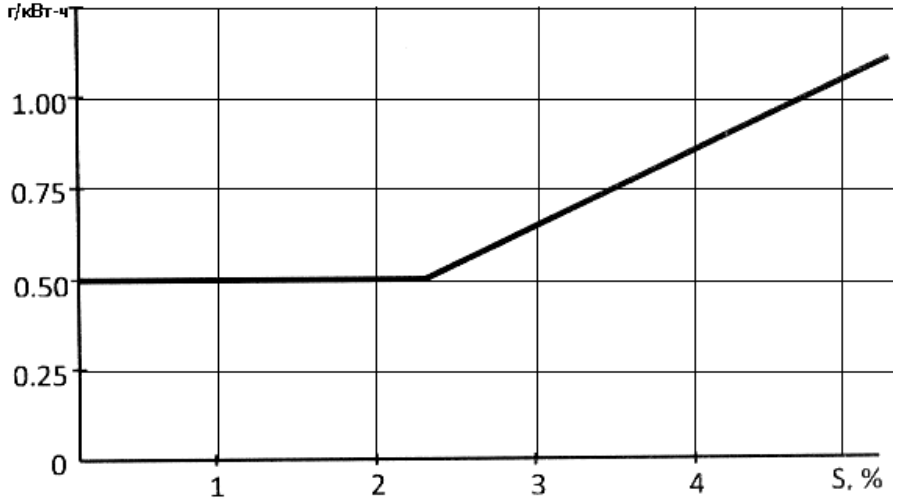


Рис. 3. Графік залежності дозировки масла від змісту сірки

Висока економічність і ефективність системи «Alpha» були підтверджені практикою експлуатації.

Слідом за фірмою MAN-B&W свою розробку презентувала фірма WARTSILA NSD. Вона розробила і впровадила на дизелях серії RTA оригінальну систему, отримавши назву імпульсної лубрикаторної системи мащення циліндрів «Pulse» («Petrofit Pulse Lubricating System»), рис. 4.

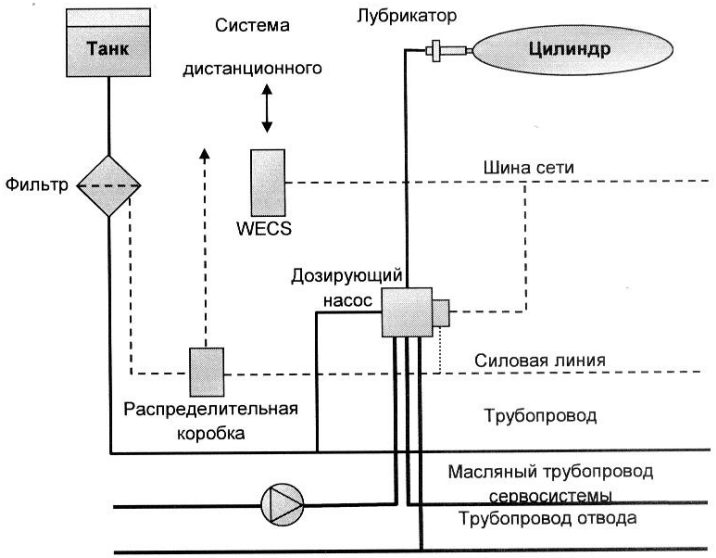


Рис. 4. Принципіальна схема «Retrofit Pulse Lubricating System»

Основні елементи PLS: імпульсний мастильний модуль, що складається з дозуючого насоса з електронно-керованим часом подачі; форсунки (до восьми в одному ряду) розташовані по діаметру циліндрової втулки; фільтруюча і вимірювальна системи;допоміжний привід подачі циліндрового масла; система керування; два датчики кута повороту колінчастого валу, один з котрих резервний.

Імпульсний мастильний модуль (рис.5) для кожного циліндра складається з дозуючого насоса, 4-ходового соленоїдного клапана, датчика тиску, керованої електроніки, гідроакумулятора діафрагменого типу, зібраних в один вузол. Мастильний модуль подає дуже точну кількість циліндрового масла з високою швидкістю к лубрикаторам у певній синхронізації з системою керування двигуна. В залежності від завантаження циліндрів система керування двигуна посилає відповідній сигнал на контролюючу електроніку мастильного модуля, інформуючи її про необхідну кількість мастильного масла.

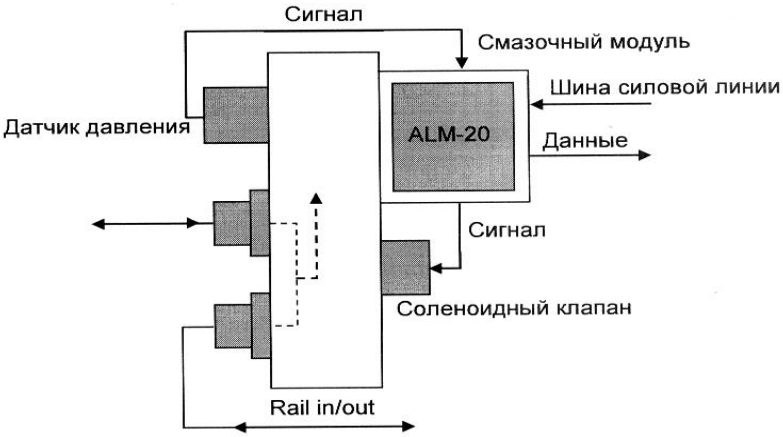


Рис. 5. Принципова схема мастильного модуля

Таким чином, системи покладений принцип упорскування певного обсягу масла в циліндр, шляхом керування рухом плунжера (поршня мастильного модуля). За ствердженням розроблювачів системи, точний вибір часу упорскування, забезпечує надходження всього циліндрового масла, що нагнітає плунжер, безпосередньо на пакет поршневих кілець. Однак, осцилографування процесів, що відбуваються в системі, спростовує це ствердження, оскільки рух плунжера і пов'язане із цим відкриття клапана штуцера не означає надходження масла до кілець, тому що за клапаном є ділянка каналу, яку масло ще повинне пройти, перш ніж воно з'явиться в зоні мащення пари тертя [14].

Аналізуючи електронні системи мащення слід відмітити, що вони є досить ефективними. Проте аналіз деталей циліндро-поршневої групи в процесі експлуатації суднових малооборотних дизелів виявив деякі конструктивні недоліки, які впливають на процес мащення циліндрів, що вказує на недостатню ефективність систем.

Отже, застосування систем з електронним керуванням подачі масла не вичерпало всі можливості розподілу мащення і ефективності використання масла в циліндрі, що вказує на необхідність подальших досліджень в напрямку більш детального вивчення процесу подачі масла, з метою підвищення ефективності функціонування систем.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Довиденко Ю.Н. Влияние регулярности подачи масла в цилиндр малооборотного дизеля на ефективность работы цилиндро-поршневой группы. –Автореф. дис. канд. техн. наук. –Одесса, 1990. -20 с.

2. Богач В.М., Пилюгин А.С. Недостатки лубрикаторной подачи масла в цилиндры тронковых дизелей. Сборник трудов ЛВИМУ. Л.: ЛВИМУ, 1985.

3. Пилюгин А.С., Богач В.М., Довиденко Ю.Н., Бузовский В.А. Эффективность усовершенствованных смазочных систем цилиндров судовых дизелей. Двигателестроение, №7, 1989.

4. Богач В.М. Влияние геометрии мастильних каналов на процесс истечения масла в цилиндры судовых ДВС: Диссертация канд. техн. наук. –Одесса, 1989. -12 с.

5. Пилюгин А.С. Повышение эффективности систем и процессов подачи масла в цилиндры судовых дизелей: диссертация докт. техн. наук. –Одесса, 1990. -307 с.

6. Мирющенко А.А., Чухриенко С.С., Пилюгин А.С. Недостатки систем цилиндровой смазки мощных судовых дизелей. Техническая эксплуатация флота. –М.: ЦБНТИ, ММФ, 1970, №3 (203). –С. 3-11.

7. Гинзбург Л.Г. Исследование влияния качества цилиндрового масла и его дозировки на износы ЦПГ СДВС при их эксплуатации на высокосернистых топливах. Диссертация канд. техн. наук. –Ленинград, 1967. -162 с.

8. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей. –М.: Транспорт, 1990. -344 с.

9. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей / Возницкий И.В. –Санкт-Петербург: Судостроение, 2002. -132 с.

10. Гинзбург Л.Г., Виноградов Г.Л., Дерюгина Л.А. Определение дозировки цилиндрового масла при работе малооборотного судового дизеля на сернистом топливе. –Л.: Морской транспорт, Труды ЦНИИМФ, 1968, вып. 90. –С. 55-58.

11. Пилюгин А.С. Механизм процесса истечения масла в цилиндры малооборотных дизелей. Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация. –М.: ЦБНТИ, ММФ, 1971, № 33 (263). –С. 3-11.

12. Богач В.М., Пилюгин А.С., Довиденко Ю.Н. Бузовский В.А. Оптимизация расхода цилиндрового масла судовых дизелей. Респ. сборник ХПИ: ДВС, 1988, вып. 48.

13. Богач В.М., Пилюгин А.С., Бузовский В.А. Система смазки цилиндров судовых дизелей с газовым управлением подачи масла. Двигателестроение, №8, 1986.

14. Підвищення ефективності суднових дизелів шляхом удосконалення лубрикаторних систем / Богач В.М. –Одеса: НУ «ОМА», 2020. -294 с.

15. Корнилов Э.В., Фока А.А., Бойко П.В., Голофастов Э.И. Судовые главные двигатели с электронным управлением. –Одесса: «Экспресс-реклама», 2008. -224 с.

10.31653/smf42.2021. 35-41

Zhuravlov Yu.I., Melnik A.A., Kostyuchenko Ye.F.
National University "Odessa Marine Academy"

INVESTIGATION OF PATTERNS OF WEAR OF SURFACES OF CONNECTION "SHAFT-SLIDING BEARING"

Problem statement and its connection with important scientific or practical tasks. The search for technical solutions aimed at improving the reliability of connections of parts of ship's technical means (STM) is a topical issue in the design and operation of ship systems. The necessary level of safety and reliability is laid down at creation of ship knots and units, in the course of operation only support of the parameters set at designing due to the correct maintenance and repair that is connected with time and financial expenses is possible.

One of the ways to increase the reliability of joints of STM parts is to increase their service life by increasing their wear resistance.

There is a lot of research work aimed at improving the anti-wear properties of the surfaces of the connection "sliding bearing", their geometry, materials and technologies of their manufacture.

Design experience shows that changing the profile of the contact surfaces several hundredths of a millimeter changes the contact planes and pressures by 2 ÷ 5 times and significantly affects the distribution of internal force factors.

The purpose of this study is to determine the patterns of wear of the surfaces of the connection "shaft-sliding bearing". [1]

Key words: ship technical means, microgeometry of a surface, frictional fatigue, connection "shaft-sliding bearing", radius of curvature of a wave.

The basic material of research

Consideration of a physical wear model.

Consideration of wear in existing connections "Sliding shaft bearing" is carried out, as a rule, on the basis of a physical wear model.

Studies [3] show that an important role in wearing material plays not only the hardness of the material and load on a steam friction, but also the elastic properties of the material, the mode of operation of the part (speed, temperature), external conditions (lubricants, the environment) and structural features of the frictional node (diameter, bearing length, etc.).

Wear is characterized by a linear intensity of wear (dimensionless magnitude)

$$u_i = \frac{u}{l}, \qquad (1)$$

where l is rubbing path, mm; u - the value of wear (mm) on the path of friction l.

Intensity may vary wide range from 10^{-3} to 10^{-13}. Based on the accumulated experience [5] distinguish 9 classes of wear intensity. The established classes of wear intensity are combined by the deformed solid body by the main types of contact interaction of friction surfaces [6].

Basic equation to calculate wear intensity in the case of multiple contact

$$u_i = \alpha\, k_l \frac{F_a}{nF_r}\sqrt{\frac{h}{r}}, \qquad (2)$$

where k_j is a coefficient determined by the geometric configuration and the arrangement of the height of unit inequalities on surfaces of solids (usually $k_j = 0.2$);

$\alpha = A_A / A_R$ - coefficient of overlap; A_A - nominal contact area; A_R - actual contact area; F_A - nominal pressure on the contact; F_R - actual pressure on contact; n is the number of load cycles, which leads to the separation of the material volume from the surface layer.

But this formula is uncomfortable to use, since in this case, the intensity of wear depends on the number of load cycles. Therefore, with an engineering calculation for wear, use the following formula for elastic contact

$$u_i = \alpha\, k_l\, 2^{\frac{1}{2\nu}} F_a F_c^{\frac{1}{2\nu}} F_r^{t_y - 1 - \frac{1}{2\nu}} \Delta^{0,5} \left(\frac{k f_m}{\sigma_0}\right)^{t_y}, \qquad (3)$$

where t_y is a parameter of friction fatigue curve (depends on the material of the contact parts and the type of grease, determined experimentally and takes the value of $t_y = 2 \div 10$); ν - parameter of the degree approximation

of the curve of the support surface; k - coefficient characterizing the tense state on contact, and dependent on the nature of the material; for fragile materials k = 5, for highly elastic k = 3; f_m - mechanical component of friction coefficient; σ_0 - destructive stress with one-time stretching; F_c - contour pressure on contact.

Contour pressure on contact and actual pressure is determined by formulas

$$F_c = 0,2E^{0,8}\left(\frac{H_B}{R_B}\right)^{0,4} F_a^{0,2}; \quad (4)$$

$$F_r = 0,5E^{\frac{2\nu}{2\nu+1}}\Delta^{\frac{\nu}{2\nu+1}}F_c^{\frac{1}{2\nu+1}}, \quad (5)$$

where R_B and H_B - radius and micronage wave height.

Considered calculation dependencies allow to trace the influence of various factors for wear. For many types of processing, including for the finished surfaces, $\nu = 2$.

For non-ceremonial surfaces, the specific load is nonlinearly affected by wear, and more significantly on the surface with a small area of contact, that is, without wavy. Wavy of surfaces significantly reduces the nonlinear nature of this dependence. For the finished surfaces, the intensity of wear is directly proportional to the specific load.

The modulus of elasticity significantly affects the wear of the material, and, for materials with the same strength to the gap its increase leads to an increase in wear. A larger range of changes in the degree corresponds to the contact of a rough surface without wavy, and more absolute value of this indicator takes place for a rough and wavy surface. The unambiguous relationship between the modulus of elasticity and the intensity of wear experimentally to establish it is difficult to establish, because there is a connection between the elastic modulus and friction properties, in particular, with the coefficient of friction, as well as with strength characteristics.

The property of imperfect elasticity takes into account the coefficient of hysteresis losses, whose knowledge is important for predicting the wear of the finished surfaces.

Increasing the absolute values of strength characteristics always positively affects wear resistance. The more σ_0, the stronger material with a single rupture, and the more t_y, the greater the number of cycles is required to separate wear particles.

The intensity of wear is strongly dependent on the coefficient of friction and from stronger properties. This connection is ambiguous, since the coefficient of friction depends on the elastic properties of the material, roughness of surfaces, specific load and parameters characterizing the molecular interaction on the contact.

The effect of microgeometry of the surface to wear is also quite significant. Neglecting roughness can lead to an error in several orders of magnitude to determine the intensity of wear.

Thus, formulas (1) - (5) are empirical character and contain many interrelated parameters, practically each of which has a fairly large spread of values. This leads to numerous mistakes in determining the wear of elastic-dissipative mechanical systems and indicates the imperfection of the physical model of wear.

Transition to a statistical wear model

Many ship mechanical systems during operation undergo a very large number of load-discharge cycles ($10^8 \div 10^{10}$), it is impossible to take into account the physical model based on the physical model, so it is proposed to use a statistical model.

The developed model of wearing a wear of a complete picture of wear for $100 \div 200$ steps to change the load. In this case, the actual picture of external forces during the entire work time is replaced with a cycle of $5 \div 10$ passes from the minimum load to the maximum and vice versa, taking into account the probability of each load level. In order to formalize the load of the system, it is necessary to conduct its field tests at various loads, based on which the graph of the load dependence on time (Fig. 1) is being built.

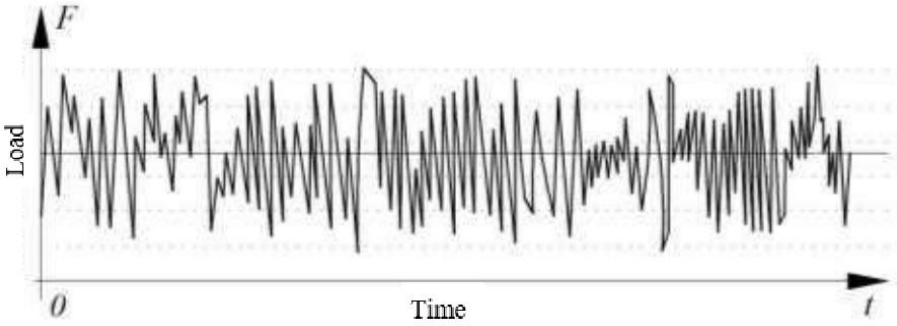


Fig. 1. Schedule of load dependence on system time

Based on this graph, the entire range of load changes can be divided into several degrees, and determine how often the graph intersects a line of one or another load level. The total number of such intersections will significantly exceed the number of load cycles. Now it is possible to build an empirical frequency distribution function that determines the dependence of the relative frequency of loading from the load level:

$$p_i = \frac{n_i^H + n_i^P}{\sum_k (n_k^H + n_k^P)}, \qquad (6)$$

where k is the load number; n_i^H, n_i^P - the number of intersections of the i-th level of load when loading the system and its unloading; $\sum(n_i^H + n_i^P)$ - general number of intersections.

Using the formula (6) and a graph (Fig. 1), you can determine the number of loads corresponding to the given time of operation, and to construct a load distribution diagram that practically always represents a normal distribution law (Fig. 2).

The amount of wear for one finite element is determined by the formula

$$w_{э.л} = \frac{w_i}{A} \sum_{i=1}^{k} (F_i^H n_i^H + F_i^P n_i^P), \qquad (7)$$

where A is the area of the contact surface of the finite element; F_i^H, F_i^P - friction forces when loading and unloading; w_i - intensity of wear.

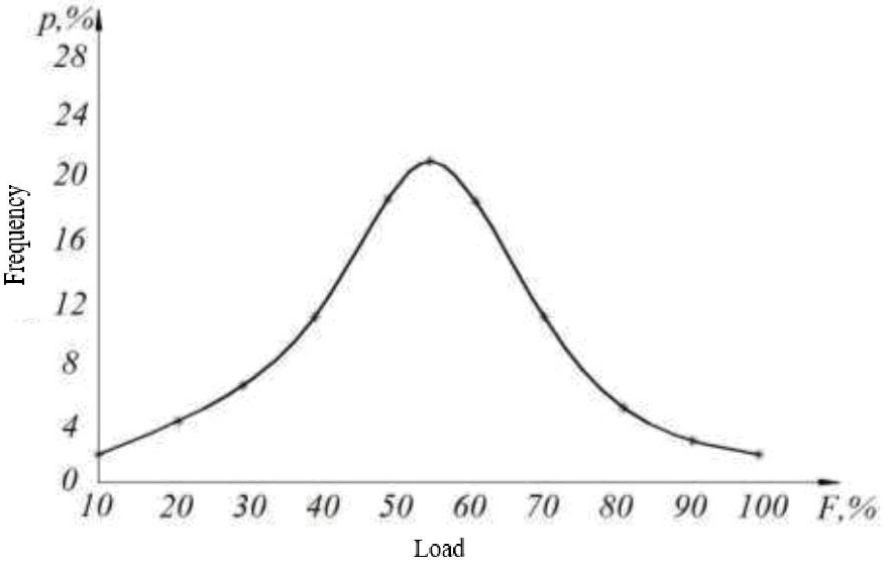


Fig. 2. Load statistical distribution

Given the frequency distribution function (6), formula (7) acquires a look

$$w_{эл} = \frac{w_i N_{цикл}}{Ap_{ср}} \sum_{i=1}^{k} \left(F_i^{H} n_i^{H} + F_i^{P} n_i^{P} \right) p_i \,. \qquad (8)$$

Thus, the proposed statistical wear takes into account the history of the system's load, which is definitely a necessity in connection with the non-conservative nature of the friction forces and change their direction with cyclic load.

Conclusions

1. In mathematical terms, a characteristic feature of contact problems is that they are reduced to the study of boundary problems for systems of

differential equations of mechanics of a continuous medium with mixed boundary conditions. Analytical decisions are obtained only for a very limited range of tasks, which resulted in widespread use of numerical methods and, in the first place, the method of finite elements as the basic method of most existing computing systems.

2. Formulas that describe the physical model of wear, are empirical character and contain a lot of interdependent parameters, practically each of which has a large solution of values. This leads to numerous mistakes in determining the wear of systems "Sliding shaft bearing" and indicates the imperfection of the physical model of wear.

3. When cyclic loads you need to use the proposed statistical wear of wear, which, unlike the physical model, takes into account the system of loading the system, which is definitely necessary in connection with the non-conservative nature of the friction forces and change their direction for cyclic load.

REFERENCES

1. Kogan VP, Drozov Yu.N. Strength and wear resistance of parts of machines:

Tutorial for machine-building. Specialties of higher educational institutions. - m .: Higher School, 1991. -319 p.

2. Trukhanov V.M. Reliability in technology. - m .: Machine-building, 1999. -598 p.

3. Rinkov R.N. Forecasting the fatigue resource of elements of products with accidental load on the basis of the theory of information // Reliability and quality control. - 1995 №8. - P. 20-28.

4. Tarasov Yu.L., Minoranskoe E.I., Perov S.N. Prediction of reliability of structures by criterion of fatigue damage // Reliability and durability of machines and structures. - K.: Scientific thought. Vip.6, 1984., P. 91-96.

5. Drozdov Yu.N. Forecasting the intensity of wear of friction bodies based on theoretical-invariant method // Problems of mechanical engineering and reliability of machines. 1999. №1. P. 28-35.

6. Kulseyatov Zh.O., Lisev VP Mathematical models and maintenance of cars. - Almaty: Gilim

10.31653/smf42.2021. 42-49

Козицький С. В., Швець О. І., *Кіріян С. В.
Національний університет “Одеська морська академія”, Україна
*Технологічний інститут, Ванкувер, Британська Колумбія, Канада

ОЦІНКА ВТРАТ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ У КРИВОШИПНО-ШАТУННОМУ МЕХАНІЗМІ

Постановка задачі. Перетворення внутрішньої (теплової) енергії палива у механічну енергію руху, наприклад, судна супроводжується як тепловими, так і механічними втратами. Таке перетворення у судновому двигуні внутрішнього згоряння здійснюється шляхом використання кривошипно - шатунного механізму (КШМ).

Аналіз публікацій. Кінематика та динаміка КШМ досліджена та описана детально, наприклад, у посібнику [1]. Також досліджені та описані теплопередача та тепловий баланс [1] в процесі роботи КШМ. Одначе, нам не відомі дослідження по втратам механічної енергії у двигуні за рахунок руху складових КШМ.

Мета роботи – оцінка втрат механічної енергії у КШМ на кінетичну енергію руху складових (з урахуванням мас та форми), без врахування втрат на тертя.

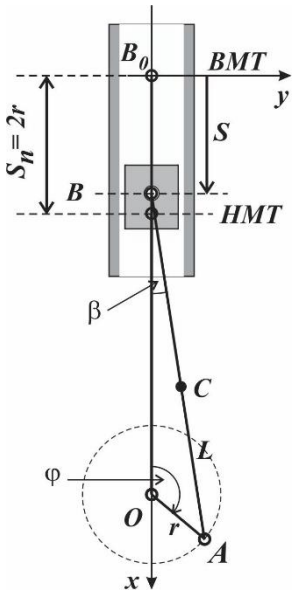


Рис. 1. Схема КШМ

Викладення основного матеріалу досліджень.

У тронковому КШМ [1] зворотно - поступальний рух поршня (у циліндровій втулці) зі змінною швидкістю V_B перетворюється на обертальний рух кривошипу довжиною r навколо осі вала О з кутовою швидкістю ω, за допомогою шатуна довжиною L = АВ (рис.1).

Кінетична енергія КШМ (T) у будь-який момент часу, як енергія механічної системи, складається з трьох доданків:

$$T = T_{п} + T_{ш} + T_{кр}, \quad (1)$$

кінетичних енергій поршня ($T_{п}$), шатуна ($T_{ш}$) та кривошипа ($T_{кр}$), відповідно.

Кінетична енергія поршня, який здійснює поступальний рух, визначається як

$$T_{\text{п}} = \frac{m_{\text{п}} V_B^2}{2}, \quad (2)$$

де $m_{\text{п}}$ - маса поршня (для крейцкопфного КШМ – це додатково маса крейцкопфа та штока), а швидкість поршня V_B залежить від кута φ повороту кривошипа, сталої Брікса $\lambda = r / L$ та кутової швидкості обертання кривошипа ω як [2]

$$V_B = \omega \cdot r \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda \cdot \sin 2\varphi}{2\sqrt{1-(\lambda \sin\varphi)^2}} \right). \quad (3)$$

З врахуванням рівняння (3) отримуємо

$$T_{\text{п}} = \frac{m_{\text{п}} \omega^2 \cdot r^2}{2} \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda \cdot \sin 2\varphi}{2\sqrt{1-(\lambda \sin\varphi)^2}} \right)^2. \quad (4)$$

Кінетичну енергію шатуна, який здійснює плоский рух, знаходимо за теоремою Кеніга [3]

$$T_{\text{ш}} = \frac{m_{\text{ш}} V_C^2}{2} + \frac{I_{\text{ш}} \omega_L^2}{2}, \quad (5)$$

як суму поступального руху V_C центра маси C (рис. 1) та обертального руху навколо осі, що проходить через центр маси, перпендикулярно площині шатуна, з кутовою швидкістю ω_L. Остання залежить від кута повороту вала φ та сталої Брікса, а V_C ще й від положення центра маси C шатуна [4]

$$V_C = \omega \cdot r \cdot \sqrt{\left(\sin\varphi + \frac{AC}{L} \frac{\lambda \sin 2\varphi}{2\sqrt{1-(\lambda \sin\varphi)^2}} \right)^2 + (1 - \frac{AC}{L})^2 \cos^2\varphi}, \quad (6)$$

$$\omega_L = \omega \frac{\lambda \cdot \cos\varphi}{\sqrt{1-(\lambda \cdot \sin\varphi)^2}}. \quad (7)$$

Кінетичну енергія обертального руху кривошипа навколо осі вала з кутовою швидкістю ω, знаходимо за формулою

$$T_{\text{кр}} = \frac{I_{\text{кр}} \omega^2}{2}, \quad (8)$$

де $I_{\text{кр}}$ – його момент інерції відносно осі вала.

Подальші розрахунки вимагають обмежитися моделями для визначення моменту інерції кривошипа та шатуна.

Кривошип будемо вважати однорідним стрижнем масою $m_{кр}$ та довжиною r, що обертається навколо точки O (осі вала). Тоді для моменту інерції, згідно теоремі Гюйгенса – Штейнера [3], маємо

$$I_{кр} = \frac{1}{12} m_{кр} r^2 + m_{кр}\left(\frac{1}{2} r\right)^2 = \frac{1}{3} m_{кр} r^2. \quad (9)$$

Отже, кінетична енергія кривошипа не залежить від його кута повороту та сталої Брікса і може бути оцінена як

$$T_{кр} = \frac{m_{кр} r^2 \cdot \omega^2}{6}. \quad (10)$$

Кінетична енергія шатуна залежить від положення його центру маси (точки C на рис. 1 та 2), та від його моменту інерції $I_ш$, який, в свою чергу, також залежить від положення центру маси шатуна. Щоб врахувати вплив положення центру мас шатуна на величину його кінетичної енергії, розглянемо дві прості моделі шатуна:

а) шатун - тонкий однорідний стрижень, тоді

$$\frac{AC}{L} = \frac{1}{2}, \text{ та } I_ш = \frac{m_ш L^2}{12},$$

- така модель дозволить визначити кінетичну енергію шатуна, коли центр маси шатуна знаходиться на його середині,

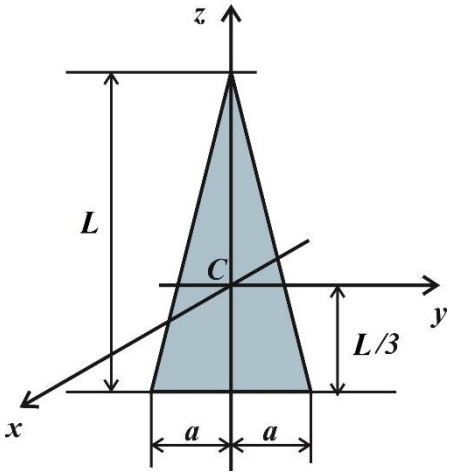


Рис.2. Модель шатуна у формі рівнобедреного трикутника

б)·шатун - однорідний трикутник, ширина якого a та висота L (рис. 2). Тоді центр мас знаходиться на відстані 1/3 від основи, а наближена формула для його моменту інерції за умови $a<<L$ відносно осі, що проходить через центр мас C, перпендикулярно площині трикутника визначається за формулою [3]

$$I_x = \frac{mL^2}{18}.$$

Така модель дозволить визначити залежність кінетичної енергії шатуна у випадках, коли центр маси шатуна знаходиться на відстані $(1/3)L$ від точки A (ближче до кривошипа) чи на відстані $(1/3)L$ від точки B (ближче до поршня, якщо трикутник на рис. 2 перевернутий).

Для зазначених моделей шатуна, його кінетична енергія описується наступними формулами:

для ***AC = L/2***:

$$T_{ш(1/2)} = \frac{m_ш \omega^2 r^2}{2}\left[\left(\sin\varphi + \frac{\lambda \sin 2\varphi}{4\sqrt{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}}\right)^2 + \frac{1}{4}\cos^2\varphi + \frac{1}{12}\frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}\right], \qquad (11а)$$

для ***AC = L / 3***:

$$T_{ш(1/3)} = \frac{m_ш \omega^2 r^2}{2}\left[\left(\sin\varphi + \frac{1}{6}\frac{\lambda \sin 2\varphi}{\sqrt{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}}\right)^2 + \frac{4}{9}\cos^2\varphi + \frac{1}{18}\frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}\right], \qquad (11б)$$

для ***AC =2 L / 3***:

$$T_{ш(2/3)} = \frac{m_ш \omega^2 r^2}{2}\left[\left(\sin\varphi + \frac{1}{3}\frac{\lambda \sin 2\varphi}{\sqrt{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}}\right)^2 + \frac{1}{9}\cos^2\varphi + \frac{1}{18}\frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda\cdot\sin\varphi)^2}\right]. \qquad (11в)$$

Аналіз отриманих формул (4), (10) та (11) вказує, що енергія кожного доданку (кожного елементу КШМ) пропорціональна масі елемента та квадрату добутку кутової швидкості обертання кривошипа на його розмір.

Зауважимо, що усі малообертові двигуни, які виготовляють провідні фірмами, мають таку конструкцію, що параметр ωr лежить у вузькому діапазоні [1]:

для двигунів корпорації MAN Energy Solution від найкоротших до найдовших (K98, K90, L70 , S60 та G80) параметр ωr є (11,5-13,5),

для двигунів корпорації Wartsilla при різних діаметрах поршня (RT-flex96, RT-flex82, RT-flex50) параметр ωr є (11,5-13,5),

для двигунів корпорації Mitsubishi Heavy Industries при різних діаметрах поршня UEC68LSE, UEC60LSE, UEC50LSE параметр ωr є (11,0-13,0).

Вирази для обчислення кінетичних енергій поршня (2), шатуна (5) та кривошипа (8), з урахуванням (3), (4), (6), (7), (9), (11а – в), містять спільний множник $(\omega r)^2$ та маси відповідних деталей. Тому подальші розрахунки доцільно приводити для приведеної кінетичної енергії $\varepsilon_i = T_i /(m_i \omega^2 r^2)$ відповідних деталей:

$$\varepsilon_{\text{п}} = T_{\text{п}} /(m_{\text{п}} r^2 \cdot \omega^2) = \frac{1}{2} \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda \cdot \sin 2\varphi}{2\sqrt{1-(\lambda \sin\varphi)^2}} \right)^2,$$

$$\varepsilon_{\text{ш}} = \frac{1}{2} \left[\left(\sin\varphi + \frac{\lambda \sin 2\varphi}{4\sqrt{1-(\lambda \cdot \sin\varphi)^2}} \right)^2 + \frac{1}{4}\cos^2\varphi + \frac{1}{12} \frac{\cos^2\varphi}{1-(\lambda \cdot \sin\varphi)^2} \right],$$

$$\varepsilon_{\text{кр}} = T_{\text{кр}} /(m_{\text{кр}} r^2 \cdot \omega^2).$$

Графіки залежності приведеної кінетичної енергії складових КШМ від кута повороту колінчатого валу при $\lambda = 0{,}4$ наведені на рис. 3.

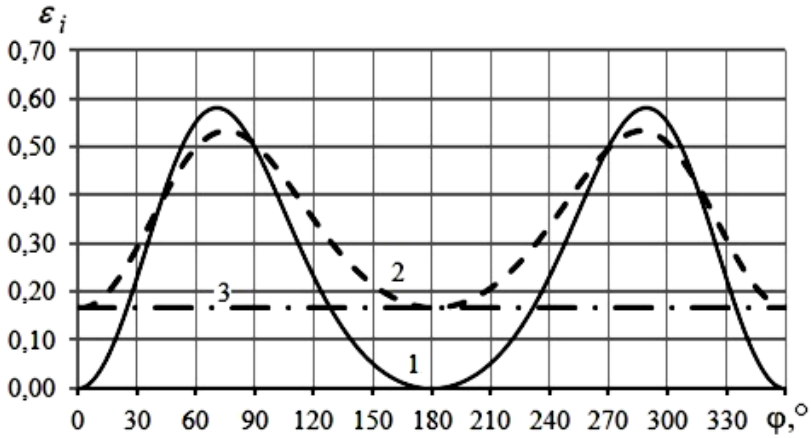


Рис.3. Графіки залежності величин ε_i від кута повороту φ при $\lambda = 0{,}4$ для поршня (1), шатуна (2) коли ***AC/L*** =1/2 та кривошипа (3)

Щоб визначити вплив положення центра маси шатуна на його кінетичну енергію, на рисунку 4 наведені графіки для приведеної енергії шатуна при різних положеннях його центра мас.

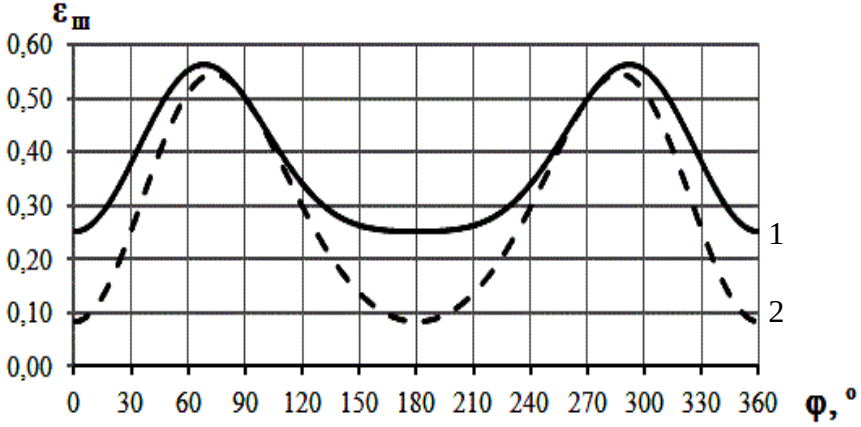


Рис.4. Графіки залежності величин $\varepsilon_{ш}$ від кута повороту φ при $\lambda = 0{,}4$

(1) – коли ***AC/L*** = 1/3 та (2) – коли ***AC/L*** = 2/3

З графіків, що зображені на рисунку 4, видно, що положення центра маси шатуна суттєво впливає на його кінетично енергію. Отже для зменшення втрат на рух шатуна потрібно зміщувати його центр маси, по можливості так, щоб віддалявся від кривошипа, тобто зміщувався до поршня.

Для визначення сумарної втрати енергії КШМ за повний цикл двигуна потрібно визначити середні значення відповідних приведених кінетичних енергій за період:

$$\bar{\varepsilon}_i = \frac{\overline{T_i}}{m_i \omega^2 r^2} = \frac{1}{2\pi m_i \omega^2 r^2} \int_0^{2\pi} T_i(\varphi)\, d\varphi .$$

Проведені розрахунки середніх приведених значень кінетичної енергії за період при різних значеннях сталої Брікса для кривошипа, поршня та шатуна з врахуванням його положення центра маси наведені у таблиці 1.Отримані результати дозволяють для довільного малообертового двигуна, знаючи масу деталей КШМ та параметри двигуна (частоту обертання та розмір кривошипа), оцінити втрату енергії на рух кожної складової за період та для КШМ загалом за формулою

$$\overline{T_i} = \overline{\varepsilon_i} \cdot m_i (\omega r)^2 .$$

Таблиця 1. Приведені середні значення енергій деталей КШМ в одиницях Дж/(кг·м^2·с$^{-2}$) в залежності від сталої Брікса та положення центра маси кривошипа

	Деталь	λ				*AC/L*
		0,2	0,3	0,4	0,5	
$\bar{\varepsilon}_{кр}$	кривошип	0,166	0,166	0,166	0,166	-
$\bar{\varepsilon}_{п}$	поршень	0,253	0,256	0,261	0,268	-
$\bar{\varepsilon}_{ш}$	шатун	0,377	0,379	0,381	0,385	0,33
		0,335	0,336	0,337	0,340	0,50
		0,293	0,295	0,297	0,301	0,67

Проведемо розрахунки для сучасного двигуна MAN G-80-ME-C9, параметри якого наступні: маса кривошипа 4500 кг, маса шатуна 4900 кг, маса поршня, штока та крейцкопфа 6190 кг, хід поршня 3,72 м, частота обертання n = 68 об/хв. циліндрова потужність даного двигуна $N_ц$ = 4450 кВт [1, 5].

Для оцінки приймемо λ =0,4, AC/L =0,5 та, оскільки r = 1,86 м, $\omega = 2\pi n/60$ = 7,12 рад/с, тоді ωr = 13,24 м/ с і отримуємо:

для поршня $\bar{T}_п$ = 0,262·(13,24)^2·6190 = 283,8 кДж,

для шатуна $\bar{T}_ш$ = 0,337··(13,24)^2·4900 = 288,9 кДж,

для кривошипа $\bar{T}_{кр}$ = 0,166··(13,24)^2·4500 = 130,7 кДж.

Отож, в цілому для даного КШМ, втрати енергії на рух деталей протягом періоду складають $\bar{T}$ = 703,4 кДж.

Отримані дані дозволяють визначити втрату потужності двигуна на рух складових КШМ. Період циклу у двигуні складає τ = 60/68 = =0,8824 с, отож, втрата потужності двигуна тільки на рух його деталей становить

$$\bar{N} = \frac{\bar{T}}{\tau} = 797 \text{ кВт},$$

що складає

$$\delta = \frac{\bar{T}}{N_ц} = 797/4450 = 18\%$$

циліндрової потужності двигуна.

Оскільки втрати енергії визначаються масою деталі, то шляхом використання сучасних технологій можна суттєво збільшити коефіцієнт корисної дії двигуна, шляхом використання сучасних технологій. Додавання нанопорошків (підшихтовка) до звичайних порошків при вироб-

ництві сплавів методами порошкової металургії дозволяє отримувати одночасно міцні та пластичні матеріали. Такі сплави алюмінію та титану робить їх перспективним для виготовлення деталей [6], а заміна ними стальних у 2,5 – 3 рази зменшує їх вагу, а отже і втрати енергії на їх рух.

Висновки:

1. Втрати у кожній деталі та у всьому КШМ практично не залежать від сталої Брікса.
2. Максимальна питома витрата енергії у КШМ приходиться на рух шатуна, зменшення його маси найбільш суттєве при зменшенні втрат у КШМ.
3. При заданій масі шатуна витрати енергії на його рух зменшуються при переміщенні центра маси від кривошипа до поршня. Так, при при зміні AC/L від 1/3 до 2/3 втрати зменшуються на 25%
4. Заміна стальних деталей сучасними матеріалами з малою питомою ваги, але високими механічними властивостями – шлях до підвищення ККД двигуна.

Література

1. Суворов П. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст]: Учебное пособие / П. С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2012. – 626 с.

2. Козицький С. В. Оцінка втрат кінетичної енергії у кривошипно-шатунному механізмі / С. В.Козицький, О. І.Швець // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт». – Одеса, 2019. с. 52-55.

3. Козицький С. В. Теоретична механіка. Підручник. / С. В. Козицький // – Одеса: Астропринт, 2014. – 468 с.

4. Козицький С. В. Теоретична та прикладна механіка. Методичні вказівки для виконання розрахунково-графічної роботи // С. В. Козицький, О. І. Швець // – Одеса: НУ «ОМА», 2019 – 41 с.

5. HYUNDAI – MANB&W DISEL ENGINE MAIN ENGINE MANUAL, volume 1.

6. Балоян Б. М. Наноматериалы / Б.М. Балоян, А.Г. Колмаков, М. И. Алимов, А. М. Кротов // Международный университетет природы и общества «Дубна», 2007. – 125 с.

10.31653/smf42.2021. 50-58

Савчук В.П., Зінченко Д.О., Самарін О.Є., Дзигар А.К., Котов А.І.
Херсонська державна морська академія

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОРШНІВ МАЛООБЕРТОВОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА WINGD RT-FLEX50D

Постановка проблеми у загальному вигляді. 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 двигунів внутрішнього згоряння (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 малообертових двигунів (МОД), найбільш досконалим методом дослідження їх напружено-деформованого стану (НДС) є метод скінчених елементів (МСЕ).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Науково-дослідні роботи фахівців в галузі суднобудування і судноремонту, спрямовані на підвищення надійності або ефективності експлуатації корпусу судна, суднових енергетичних установок, суднових систем, проводяться шляхом імітаційного моделювання станів об'єктів досліджень за допомогою прикладних комп'ютерних програм. Аналіз досвіду проектування і експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння [1-5], показує необхідність створення твердотільних моделей, що дозволяють моделювати конструктивні і технологічні параметри агрегатів. Незалежно від конструктивного виконання, важливою якістю, необхідною для надійної роботи двигуна є міцність елементів циліндропоршневої групи. Поршні сучасних МОД мають складну для розрахунку на міцність конструкцію, яка складається з головки або коронки поршня, спідниці поршня та поршневих кілець.

Постановка завдання. Метою роботи є проведення аналізу напружено-деформованого стану поршнів сучасних МОД в їх матеріалах під впливом експлуатаційних навантажень за допомогою сучасних CAD/CAE комплексів. Для досягнення поставленої мети необхідно

розв'язати наступні **задачі:** аналіз конструктивних особливостей та умов роботи циліндро-поршневої групи МОД; розробка твердотільних моделей поршнів двигунів; моделювання складного напружено-деформованого стану поршнів в режимі роботи дизеля з прогнозуванням температурного і термонапруженого стану поршнів дизеля і їх ресурсної міцності.

Виклад основного матеріалу дослідження. Напруження, яким піддається поршень, є стискаючими і розтягувальними, спричиненими згинальною дією внаслідок тиску газу, інерційних ефектів та теплових напружень. Коли головка поршня піддається тиску газу, верхня поверхня поршня знаходиться під стискаючим навантаженням, а нижня поверхня – під розтягуванням. Тоді головка поршня поводиться аналогічно рівномірно навантаженій балці. Коли поршень рухається вгору до кінця свого ходу, відбувається затримка, інерційні ефекти, як правило, призводять до того, що поршень схиляється вгору, так що верхня поверхня поршня разом з спідницею знаходиться під робочим навантаженням, а нижня поверхня головки знаходиться під стискаючим навантаженням. Тиск на верхню частину поршня зводить нанівець інерційні ефекти, коли поршень наближається до верхнього положення при русі у напрямку ВМТ.

Коли поршень загальмований при наближенні його до нижньої середини, головка поршня має тенденцію схилятися вниз, а його верхня поверхня і стінки поршня стискаються. Тоді нижня поверхня головки поршня знаходиться в напруженому стані. Оскільки напруження від інерційних ефектів в тому ж напрямку, що і тиски, викликані тиском газу на поршень, ці два напруження стають додатковими: таким чином, коли поршень наближається до НМТ, напруження інерції збільшують напруження, що викликані тиском газу.

Як вже було сказано, з метою якісного аналізу впливу умов експлуатації сучасного ДВЗ WinGD RT-flex50D [6] на показники працездатності поршнів, нами була розроблена спрощена модель поршня (рис. 1). Спрощення стосуються упущення кріплень та ущільнень, які мало впливають на характер розподілу напружень та деформацій в матеріалах поршня.

Аналіз механічних навантажень буде виконуватись на поршні з використанням поточного матеріалу – кованої сталі марки AISI 4340. Основні властивості матеріалу приведено в табл. 1.

Пропоновані моделі за допомогою програмного комплексу Solid-Works розділено на скінчені елементи формою тетраедру. Показники сітки приведено у табл. 2.

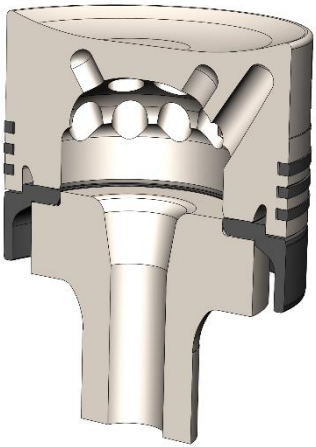


Рис. 1. Твердотільна модель поршня двигуна WinGD RT-flex50D

Таблиця 1. Фізико-механічні властивості матеріалу поршня

Показник	Значення
Модуль Юнга E, МПа	$209 \cdot 10^3$
Коефіцієнт Пуассона μ	0,28
Модуль зсуву, МПа	$85 \cdot 10^3$
Густина ρ, кг/м^3	7800
Межа текучості $\sigma_т$, МПа	500
Межа міцності $\sigma_в$, МПа	750

Таблиця 2. Параметри сітки скінчених елементів розрахунку

Показник	Значення
Тип точок Якобіана	4 точки
Розмір скінченого елементу, мм	12
Загальна кількість вузлів	666429
Загальна кількість елементів	446644
Коефіцієнт пропорціональності	19,826
Відсоток елементів, що мають коефіцієнт пропорціональності <3	95,5
Відсоток елементів, що мають коефіцієнт пропорціональності >10	0,268
Якість сітки	High

Дана модель враховує також дію тиску газів, що виникають в циліндрах двигуна на номінальному режимі навантаження. З метою дослідження напружено-деформованого стану в районі кепів, під дією тиску поршневих кілець, до моделі було включено також поршневі кільця. Матеріал поршневих кілець – високоміцний чавун.

При призначенні умов контакту було застосовано умови глобального контакту «Bonded», що не передбачає можливість взаємного переміщення контактних поверхонь. Це значно спрощує умови розрахунку.

Зовнішні навантаження були змодельовані максимальним тиском згоряння, що складає на номінальному режимі навантаження: p_z = 15,3 МПа. Також цей тиск прикладено до бічних поверхонь головки поршня та до перемичок кепів із урахуванням пропорційного зменшення тиску.

Модель із сіткою скінчених елементів та граничними умовами представлено на рис. 2.

Проведені дослідження розподілу напружень та деформацій в матеріалах деталей поршня представлено у вигляді епюр. Дані епюри мають кольорову мапу, відповідність кольорів якої відповідають градієнтній шкалі, що представлено з правої сторони кожної епюри.

На рис. 3 представлено розподіл сумарних напружень в матеріалах поршня. Із рисунка видно що максимальні напруження складають 310,3 МПа. Зона локалізації максимальних напружень знаходиться в місці контакту штоку поршня та спідниці поршня. Можливо для створення більш рівномірної картини розподілу напружень було б доцільно збільшити площу контакту деталей.

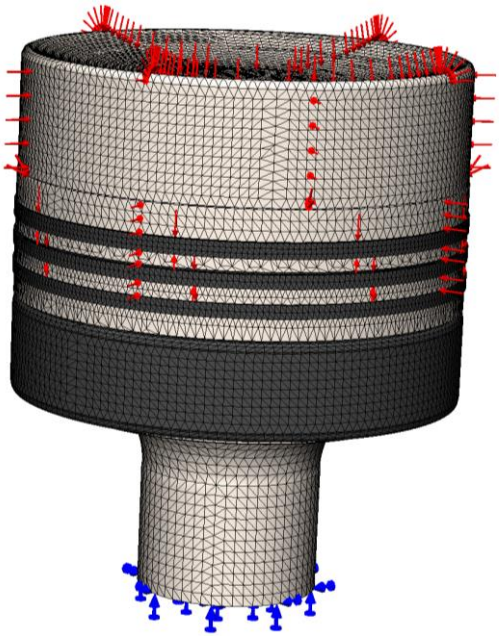


Рис. 2. Модель поршня із сіткою скінчених елементів та силами тиску газів (червоні стрілки) та місцем фіксування (сині стрілки)

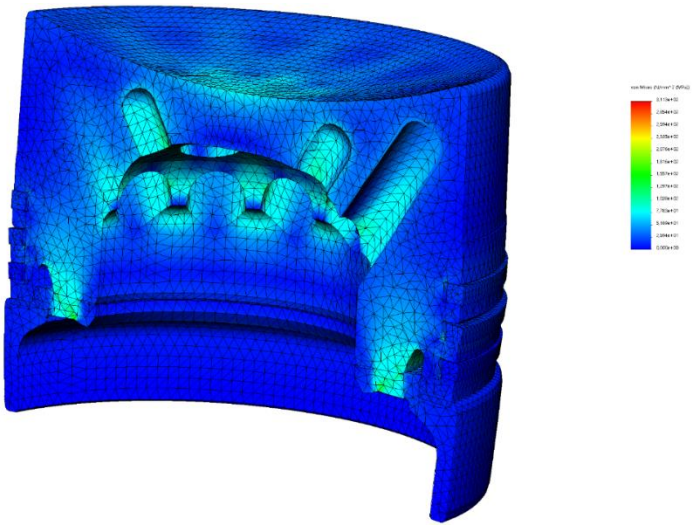


Рис. 3. Розподіл сумарних напружень в матеріалах деталей поршня

Подальший аналіз розподілу напружень в головці поршня показав, що досліджувані значення максимальних напружень знаходяться у діапазоні 60…80 МПа та мають майже 4-хкратний запас по міцності. Цікавим є поведінка зони кепів, що сприймають також силу від поршневих кілець. Епюра розподілу напружень в цій зоні представлено на рис. 4.

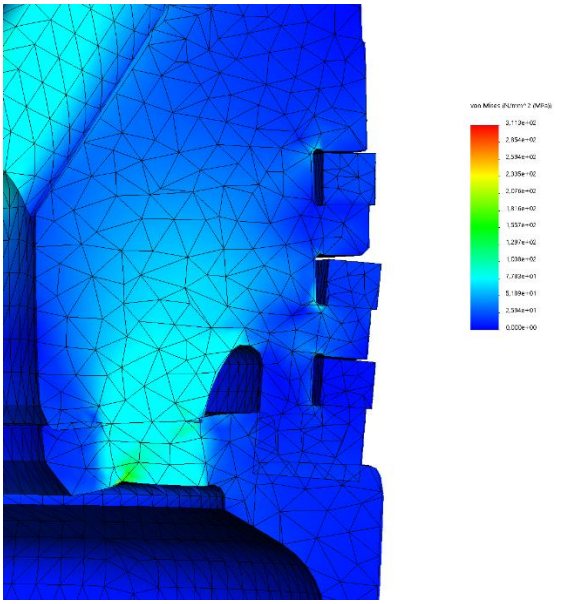


Рис. 4. Розподіл сумарних напружень в зоні пакету поршневих кілець

Дана епюра демонструє відсутність підвищених напружень в матеріалах як головки поршня так і поршневих кілець, але візуальна оцінка вказує на наявність підвищених переміщень поршневого кільця, дослідити які можливо за епюрами переміщень. Дану епюру представлено на рис. 5.

Отримані результати переміщень вказують на незначне, але наявне переміщення опорних площадок кепів поршневих кілець №2 та №3, значення яких складає 0,293 та 0,292 мм відповідно. У верхнього поршневого кільця дані переміщення складають 0,282 мм, що менше на 0,011 мм від максимального значення. Така форма переміщень очевидно має місце внаслідок консольного розташування зони кепів нижніх компресійних кілець та відсутності опорної площадки. Це може

призводити до зміни площі контакту поршневих кілець і робочої поверхні циліндрової втулки, порушуючи таким чином умови мащення. Це може бути також причиною підвищеного зносу робочої поверхні циліндрової втулки в зоні ВМТ. Без зміни конструкції поршня поршневі кільця можуть потребувати попереднього профілювання. Верхнє поршневе кільце має більшу жорсткість та не потребує додаткових конструктивних змін.

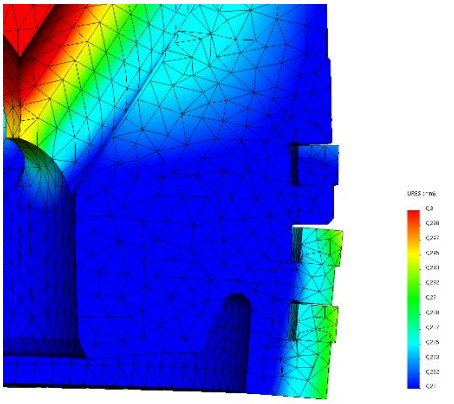


Рис. 5. Деформація кепів

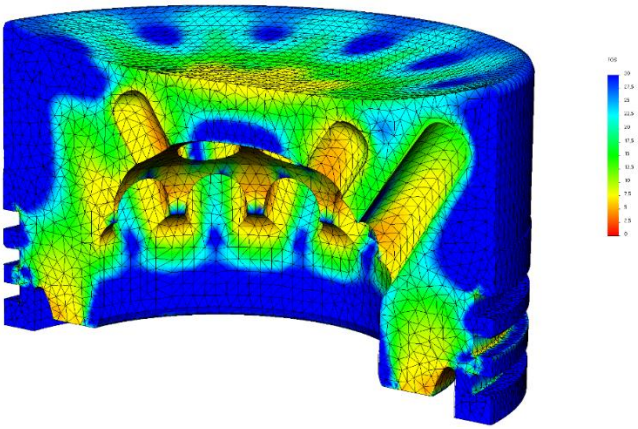


Рис. 6. Розподіл коефіцієнту запасу міцності в матеріалі головки поршня

Зона максимальних пружних переміщень припадає на днище головки поршня, що становлять 0,363 мм.

Дослідження коефіцієнту запасу міцності (КЗМ) в матеріалі головки поршня (рис. 6) вказує на те, що його мінімальне значення становить 2,62, зона матеріалу якого логічно локалізовано в зоні максимальних напружень.

Форма розподілу КЗМ в поперечному перерізі головки поршня надає можливості комплексної оцінки її міцності та визначає напрямки конструктивних змін з метою зменшення металоємності. Враховуючи той факт, що дане дослідження проведено без врахування теплових потоків, що діють на днище поршня, то робити аналіз про можливе зменшення ваги поршня за рахунок головки поршня поки не приходиться. Очевидно, що дана епюра надає можливості обґрунтовано проводити діагностику найбільш напружених елементів головки поршня методами неруйнівного контролю.

Висновки. Приведено аналіз основних напрямків вибору конструктивних та експлуатаційних факторів, що використовуються для моделювання напружено-деформованого стану поршня двигуна. А саме:

– обґрунтування та вибір конструкційних матеріалів деталей поршня;

– обґрунтування та вибір сил, що діють на поршень;

– розробка та побудова 3D моделі поршня.

Проведено твердотільне моделювання напружено-деформованого стану деталей поршня із використанням методу скінчених елементів. Отримані результати дослідження дозволяють зробити висновок про достатню міцність конструкції поршня та виявити наявність пружних деформацій кепів у районі 2-го та 3-го поршневих кілець. Максимальні напруження, що мають місце в зоні контакту штоку та спідниці поршня становлять 310, 3 МПа (межа міцності матеріалу спідниці поршня $\sigma_в = 572{,}17$ МПа), що за можливістю потребує збільшення площі контакту деталей. Аналіз епюри розподілу КЗМ надає можливості обґрунтовано проводити діагностику найбільш напружених елементів головки поршня методами неруйнівного контролю. Мінімальний коефіцієнт запасу міцності матеріалу головки поршня становить 2,62.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Nguyen V.D. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile / V.D. Nguyen, O. Bilohub, Ye. Martseniuk // Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. – 2020. – AISC 1113. – P. 310-324.

2. Pearson S.R. The effect of temperature on wear and friction of a high strength steel in fretting / S.R. Pearson, P.H. Shipway, J.O. Abere, R.A.A. Hewitt // Wear. – 2013. – Vol. 303. – Issues 1–2. – P. 622-631.
3. Gonera M. Thermal Analysis of a Diesel Piston and Cylinder Liner using the Inverse Heat Conduction Method / M. Gonera, O. Sandin // Master's thesis in Applied Mechanics. Chalmers University of Technology. – 2015. – P. 78.
4. Bhagat A.R. Thermal Analysis and Optimization of I. C. Engine Piston Using Finite Element Method / A.R. Bhagat, Y.M. Jibhakate, C.A. Kedar // International Journal of Modern Engineering Research (IJMER). – 2012. – Vol. 2. – Issue 4. – P. 2919- 2921.
5. Матвеенко В.В. Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учётом эксплуатационных режимов работы двигателя / В.В. Матвеенко, В.А. Пылёв, А.Н. Клименко, А.А. Котуха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С. 120-123.
6. WinGD RT-flex50-D: Operation manual. Issue 2019-05. Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD).

10.31653/smf42.2021.59-69

Черемісін В.І., Бабенчук М.С.
Інститут Військово-Морських Сил
Національний Університет «Одеська Морська Академія»

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОТІЧОК ПАЛИВА ЧЕРЕЗ ПРЕЦИЗІЙНУ ПАРУ РОЗПИЛЮВАЧА ДИЗЕЛЬНОЇ ФОРСУНКИ

Актуальність теми. У паливних системах дизелів без розвантаження нагнітального трубопроводу від залишкового тиску протічки палива в гидравлічно нещільному розпилювачі відбуваються як у процесі упорскування, так і в період між упорскуваннями [2,4]. Проведені експерименти по визначенню цих двох видів протічок і впливу їх на процес паливоподачі [5] дозволили встановити, що при знаходженні голки у верхнього упору корпуса форсунки забезпечується гарне ущільнення, що повністю усуває протічки палива через прецизійну частину розпилювача. Таким чином, на режимах номінальних і середніх навантажень, коли в процесі упорскування голка більшу частину часу перебуває у верхнього упору, протічки палива практично відсутні, а на процес паливоподачі суттєво впливають тільки протічки палива в період між упорскуваннями, які і потрібно досить надійно вміти розраховувати.

Мета роботи. Останнім часом намітилася тенденція до збільшення діаметрального зазору в розпилювачах, що, в остаточному підсумку, приводить до зниження залишкового тиску в паливній системі, а отже, і до збільшення нерівномірності циклових подач палива в багатоциліндровому двигуні, тому що неможливо забезпечити сталість залишкового тиску у паливній системі. У зв'язку із цим необхідна методика розрахунків протічок палива через прецизійну частину розпилювача між упорскуваннями палива.

Виклад основного матеріалу. Пропонований метод заснований на обробці досвідчених даних. Дослідження виконане на розпилювачі дизеля ЧР27,5/36 з набором з п'яти голок ущільнюючі поверхні яких мали наступні довжини l = 32; 25; 22; 17,5 і 11 мм. У всіх випадках було забезпечене якісне ущільнення голок по посадковому пояску розпилювача, а також щільність нагнітального клапана паливного насоса високого тиску. Завдання експериментального дослідження полягало в знаходженні протічок палива між голкою й корпусом розпилювача за одну секунду із системи з об'ємом

V_c = 14,47 см^3 залежно від діаметрального зазору в прецизійній парі, від тиску затяга форсуночної пружини й від довжини ущільнюючого прецизійного сполучення. Кожна серія експериментів проводилася при незмінному зазорі в зазначених п'ятьох прецизійних парах. Змінювався лише тиск затяга пружини форсунки від 35 МПа до 5 МПа через кожні 5 МПа.

Було проведено чотири серії експериментів, у кожній з яких середні діаметральні зазори в прецизійній парі відповідали: δ = 4; 7; 9 і 11,7 мкм. У дослідах здійснювалося одиничне упорскування палива. Зміна тиску в системі реєструвалася тензометричним датчиком і записувалася на осцилографі у функції від часу.

Протічки палива за одну секунду розраховувалися по формулі

$$G = \rho \cdot \alpha \cdot V_c \cdot \Delta p,$$

де ρ - щільність палива;

α - коефіцієнт стискуваності палива;

V_c - об'єм системи;

Δp - зниження тиску в системі за рахунок протічок через зазор у розпилювачі за одну секунду.

У результаті дослідження була отримана сукупність досвідчених даних, що зв'язують чотири змінні

$$G, \delta, p_0, l$$

де p_0 - початковий тиск палива в системі перед витіканням;

l - довжина ущільнюючої частини голки;

δ - діаметральний зазор між голкою й корпусом розпилювача.

Для обробки такого матеріалу найбільш доцільно користуватися методами теорії подібності.

Із загальної системи рівнянь сталої течії в’язкої нестискуваної рідини, [3] випливає, що процес течії в концентричній щілині визначається наступними критеріями подібності:

$$\mathrm{Eu}, \mathrm{Re}, \frac{\delta}{l}, \frac{l}{d}$$

Виконуючи комбінацію критеріїв, приводимо систему до загального вирішення в безрозмірному виді:

$$\mathrm{Eu}\cdot\mathrm{Re}=f_1\left(\frac{l}{d},\frac{\delta}{l}\right)$$

У якості масштабних величин у критеріях Ейлера Eu і Рейнольдса Re прийняті w_0 (середня по перетину кільцевого зазору швидкість палива), ν (кінематична в'язкість рідини перед входом у кільцеву щілину), δ (діаметральний зазор у кільцевій щілині), ρ (щільність рідини перед входом у кільцеву щілину), p_0 (тиск рідини перед кільцевою щілиною за умови, що тиск палива за щілиною дорівнює атмосферному). Заміняючи у $\mathrm{Eu}\cdot\mathrm{Re}$ швидкість w_0 через масову витрату рідини через щілину, одержимо

$$w_0=\frac{G}{\pi\cdot d\cdot\delta\cdot\rho};$$

$$\mathrm{Eu}\cdot\mathrm{Re}=\frac{p_0}{\rho\cdot w_0^2}\cdot\frac{w_0\cdot\delta}{\nu}=\pi\cdot\frac{p_0\cdot\delta\cdot d\cdot\rho}{\mu\cdot G}$$

Опускаючи безрозмірну постійну π й комбінуючи отриманий критерій з параметричними критеріями $\left(\frac{l}{d}\right)$ й $\left(\frac{\delta}{l}\right)$, знайдемо остаточний вид обумовленого критерія

$$\mathrm{Eu}\cdot\mathrm{Re}\cdot\left(\frac{\delta}{l}\right)^2\cdot\left(\frac{l}{d}\right)=\frac{p_0\cdot\delta^4\cdot\rho}{\mu\cdot l\cdot G}$$

Таким чином, розв'язання загальної системи рівнянь представляється як

$$\frac{p_0\cdot\delta^4\cdot\rho}{\mu\cdot l\cdot G}=f_2\left(\frac{l}{d},\frac{\delta}{l}\right)\quad(1)$$

Розв'язання системи рівнянь гідродинаміки в точному виді неможливо, і цю задачу, що стала класичною, вирішують із певними допущеннями: вважається, що течія палива по осі x (спрямована перпендикулярно радіусу концентричної щілини) і по осі y (спрямована по радіусу) відсутня ($u = v = 0$), тиск у щілині змінюється лінійно ($\frac{\partial p'}{\partial z'} = \text{const}$) тільки по осі z (спрямована за напрямком течії рідини). Тоді система приводиться до виду

$$\left.\begin{aligned} w' \cdot \frac{\partial w'}{\partial z'} \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right) &= -\text{Eu} \cdot \frac{\partial p'}{\partial z'} \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right) + \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{\partial^2 w'}{\partial y'^2} \\ \frac{\partial w'}{\partial z'} \cdot \frac{\delta}{l} &= 0 \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Тут штрих у величини означає її безрозмірність. Враховуючи, що

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{dp}{dz} = -\frac{p_0}{l}$$

$$\frac{\partial p'}{\partial z'} = \frac{-p_0 / p_0}{l / l} = -1$$

а також друге рівняння системи (2) процес течії палива в щілині представимо одним безрозмірним рівнянням

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y'^2} = -\text{Eu} \cdot \text{Re} \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right)$$

розв'язок якого

$$w' = \frac{1}{8} \cdot \text{Eu} \cdot \text{Re} \left(\frac{\delta}{l}\right) \cdot \left(1 - 4y'^2\right)$$

дозволяє знайти безрозмірну витрату рідини через кільцеву щілину в розпилювачі:

$$\frac{p_0 \cdot \delta^4 \cdot \rho}{\mu \cdot G \cdot l} = \frac{12}{\pi} \cdot \left(\frac{l}{d}\right) \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right) \quad (3)$$

Очевидно, теоретично f_2 з (1) є лінійною функцією параметричних критеріїв. У розгорнутому виді (3)

$$G = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{p_0 \cdot \delta^3 \cdot d \cdot \rho}{\mu \cdot l} \quad (4)$$

являє собою відому формулу Пуазейля і її похідних [1, 3, 4].

Зіставлення теоретичного рішення по формулі (4) з досвідченими даними свідчить про істотну кількісну і якісну їх розбіжність. На рис. 1 наведена критеріальна залежність протічок палива від параметричного критерію $\left(\frac{\delta}{l}\right)$. Експериментальні дані утворюють сімейство парабол з параметром $\left(\frac{l}{d}\right)$, у той час як за теоретичним розв'язанням має бути сімейство прямих з кутовим коефіцієнтом, пропорційним $\left(\frac{l}{d}\right)$. Слід помітити, що отриманий обумовлений критерій

$$\frac{p_0 \cdot \delta^4 \cdot \rho}{\mu \cdot G \cdot l} / \left(\frac{l}{d}\right)^{2,28}$$

дуже добре "стягає" сукупності дослідів з різними значеннями p_0, яке в дослідах варіювалося в досить широких межах (5-35 МПа).

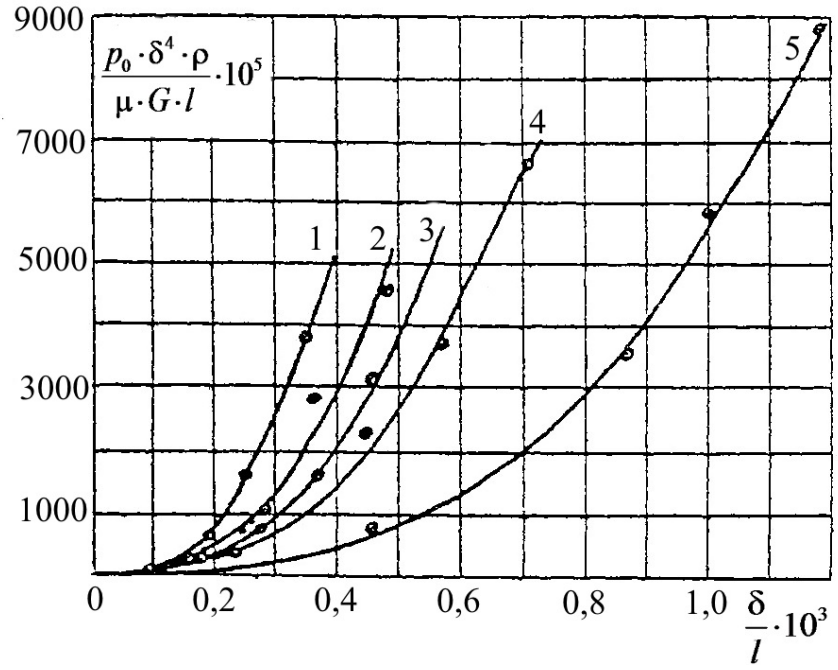


Рис. 1. Критеріальна залежність протічок палива від параметричного критерію $\left(\frac{\delta}{l}\right)$: 1 – при $\left(\frac{l}{d}\right)$=4,57; 2 - при $\left(\frac{l}{d}\right)$=3,58; 3 – при $\left(\frac{l}{d}\right)$=3,14; 4 – при $\left(\frac{l}{d}\right)$=2,5; 5 – при $\left(\frac{l}{d}\right)$=1,57

Обробка експериментальних даних у логарифмічних координатах дозволила встановити дійсні показники ступеня в параметричних критеріях і записати загальну критеріальну формулу протічок через щілину в розпилювачі:

$$\frac{p_0 \cdot \delta^4 \cdot \rho}{\mu \cdot G \cdot l} = 1{,}738 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^{2{,}28} \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right)^{2{,}65} \qquad (5)$$

На рис. 2 зіставлені досвідчені дані з апроксимуючою кривою 1. Максимальне відхилення досвідчених точок від кривої становить 11 %, середньоквадратичне – 3 %. На вищенаведених рисунках точками позначені

середньоарифметичні значення критеріїв по окремих серіях. Усього оброблено 131 досвідчена точка. Максимальне й середньоквадратичне відхилення досвідчених точок розраховувалися за дійсними значеннями наведених критеріїв.

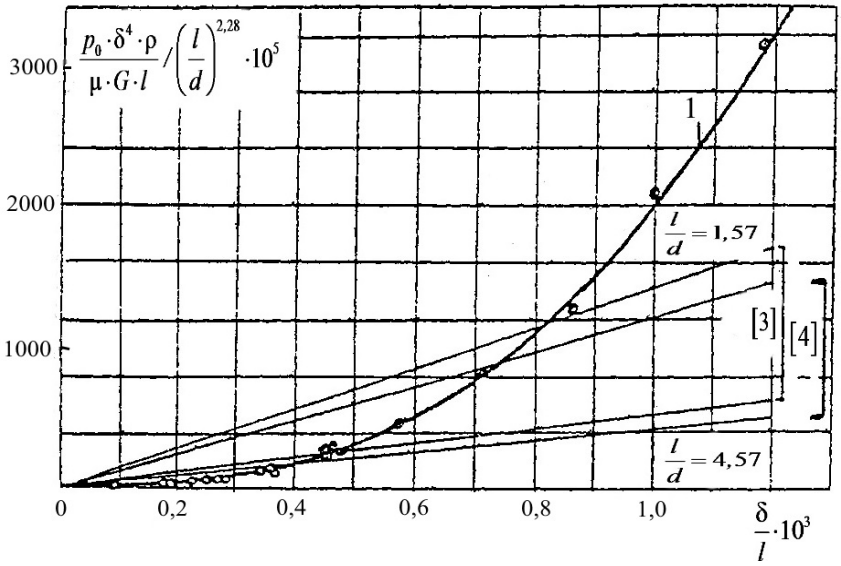


Рис. 2. Узагальнена критеріальна залежність протічок палива в прецизійній парі розпилювача:

1 – апроксимуюча крива по формулі (5); [3] – розрахункова зона по формулі Пуазейля; [4] – розрахункова зона по формулі Г.Л. Соскинда

На рис. 2 також показана ділянка розрахункових значень відносних протічок палива по формулі Пуазейля [3] і Г.Л. Соскинда [4]. Очевидно, результати по формулах цих авторів дуже близькі між собою й суттєво відрізняються від досвідчених даних. У ділянці $\left(\frac{\delta}{l}\right) \le 0,6$ теоретичне рішення у середньому перевищує експеримент у три рази,

а в ділянці $\left(\frac{\delta}{l}\right) \geq 0{,}6$ - теоретичне рішення менше у два рази. Ця розбіжність викликана допущеннями, прийнятими при розв'язанні системи рівнянь гідродинаміки. Очевидно, не можна зневажати поперечною складовою швидкості течії рідини v по осі y. Прохідний перетин щілини по осі z не залишається постійним - він може змінюватися як через геометричні погрішності деталей, так і у зв'язку з явищем облітерації тонких зазорів. "Заростання" щілини полярно-активними молекулами не може бути рівномірним по довжині, тому що найбільш імовірна більша інтенсивність облітерації на вході в щілину. Тоді при строгої геометричної паралельності стінок щілина представить собою дифузор, у якому

$$\frac{\partial w}{\partial z} \neq 0, \quad v \neq 0 \text{ і } \frac{\partial p}{\partial z} \neq \text{const}$$

Але в цьому випадку система рівнянь гідродинаміки виявляється настільки складною, що єдиним методом її розв'язання є метод подібності, який і був застосований для опису досліджуваного процесу.

Формула (5) що вирішена відносно G, має вигляд

$$G = 0{,}575 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{p_0 \cdot \delta^{1,35} \cdot d^{2,28} \cdot \rho}{\mu \cdot l^{0,63}} \quad (6)$$

Як видно, протечки палива в значно меншому ступені залежать від величини діаметрального зазору δ, ніж це надається уформулі Пуазейля: при збільшенні зазору в 2 рази протечки зростають не в 8 разів, а в 2,5 рази, а при збільшенні δ в 3 рази - не в 27 разів, а всього в 4, 4 рази. На менший ступінь впливу δ вказував Гуревич Д.Ф. [2], ґрунтуючись на обробці досвідчених даних по протічкам через гладку плунжерну пару.

Отриманий результат свідчить про можливість зниження жорстких вимог держстандарту на гідрощільність розпилювачів, а також на збільшення терміну служби цих прецизійних пар в експлуатації за рахунок зміни бракувальних ознак по гідрощільності.

Використовуючи формулу (6), можна визначити падіння залишкового тиску в системі між упорскуваннями. З рівняння стискуваності випливає

$$\alpha \cdot V_c \cdot \rho \cdot dp = dG = -G \cdot dt$$

$$p = p_0 - \frac{G \cdot t}{\alpha \cdot V_c \cdot \rho}$$

Враховуючи (6), одержуємо

$$p = p_0 \cdot \left(1 - 0{,}575 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\delta^{1,35} \cdot d^{2,28}}{\alpha \cdot V_c \cdot \mu \cdot l^{0,63}} \cdot t \right) \qquad (7)$$

Як видно, у цьому розв'язанні падіння тиску за часом підпорядковується лінійному закону. Досвідчені дані строго не дотримуються цієї закономірності. З рис. 3 видно, що зміна тиску після посадки голки (якщо відсутні хвильові явища в паливній системі) протікає по лінії невеликої кривизни й заміна її прямою навіть у великому діапазоні часу, що перевищує реальні проміжки між упорскуваннями в малообертовому двигуні в 2-3 рази, приводить до незначної погрішності, що становить не більш 4 %, навіть при $l = 32$ мм і при $\delta = 11$ мкм. При наявності хвильових явищ після посадки голки розрахунок по формулі (7) дасть пряму розташування середніх точок амплітуд тиску.

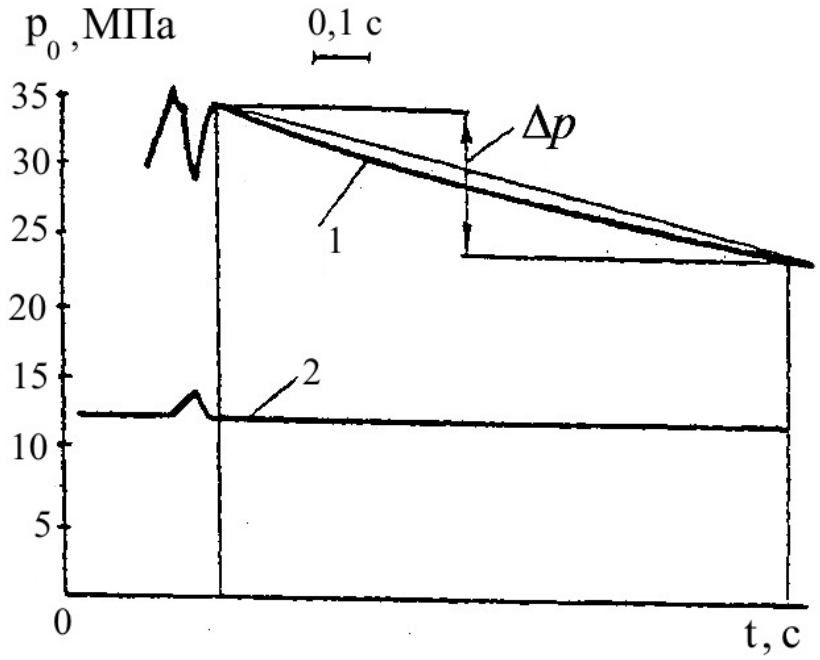


Рис. 3. Осцилограма зміни залишкового тиску в паливній системі після посадки голки при $l = 32$ мм і $\delta = 11$ мкм:

1 – залишковий тиск; 2 – підйом голки форсунки

Висновки. Теоретичне рішення течії палива в щілині дозволяє знайти безрозмірну витрату рідини через кільцеву щілину в розпилювачі, яка у розгорнутому виді являє собою відому формулу Пуазейля і її похідних.

Зіставлення теоретичного рішення по формулі (4) з досвідченими даними свідчить про істотну кількісну і якісну їх розбіжність.

Обробка досвідчених даних у логарифмічних координатах дозволила записати загальну критеріальну формулу протічок через щілину в розпилювачі.

Отримана загальна критеріальна формула протічок через щілину в розпилювачі може бути застосована в гідродинамічному методі розрахунку процесу паливоподачі у дизелях при проектуванні паливних систем високого тиску.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. М., "Машиностроение", 1969. 628 с.

2. Гуревич Д.Ф. Гидравлическая плотность цилиндрических сопряжений с малыми зазорами. - "Весник машиностроения", 1964, №10, с. 33-36.

3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М., Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1957. 784 с.

4. Соскинд Г.Л. Влияние плотности распылителя на утечки топлива вдоль иглы форсунки дизеля. - Труды Таллинского политехнического института. Серия А, № 224, 1965, с. 11-19.

5. Фомин Ю.Я. Распределение утечек топлива через распылитель дизельной форсунки. - Труды ЦНИТА, 1974, вып. 60, с. 8-12.

10.31653/smf42.2021.70-74

Побережний Р. В. кер. доц. Сагін С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛІВ СУДЕН РІЧКОВОГО ТА МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Дизель, виробляючи механічну енергію за рахунок окислення палива повітрям, в процесі роботи здійснює безперервний тепло-масообмін з навколишньою атмосферою. Він забирає повітря і споживає паливо, потім викидає відпрацьовані гази, що складаються з частини повітря і продуктів окислення палива. Таким чином, повітря, що надходить в циліндр дизеля, робить певний термодинамічний цикл, зазнаючи при цьому хімічні зміни, в результаті чого перетворюється в випускні гази (ВГ) – складну газову суміш з безліччю компонентів. Чотири компонента N_2, O_2, CO_2 і H_2O складають понад 99...99,9 % обсягу газу, решта 0,1...1,0 % обсягу відпрацьованих газів складають домішки, які не представляють інтересу з технічної точки зору, але є шкідливими для навколишнього середовища, живої природи і людини. При випуску в атмосферу відпрацьовані гази зазвичай розсіюються і вступають в контакт з людиною вже в сильно розбавленому стані. Концентрація ряду шкідливих компонентів і температура газів в основному знижуються до безпечного рівня, але бувають зони, де ця речовина концентрується в кількостях, що надають шкідливу дію на живий організм і природу. Ця обставина змушує шукати шляхи зниження шкідливих речовин. До найбільш небезпечних речовин можна віднести CO, NO_X, SO_2, альдегіди, вуглеводні, бенз-α-пірен.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструктивні та технологічні заходи щодо поліпшення екологічних показників суднових дизелів полягають в наступних заходах: зниження утворення оксидів азоту, а саме:

- зниження загальних і локальних температур в камері згоряння;
- зниження локального і місцевого вмісту кисню;
- зміна хімічного складу заряду;
- зниження вмісту азоту в паливі;
- зниження утворення вуглеводнів:
- виключення місцевих пере-збагачених зон;
- виключення надмірної гомогенізації;

- збільшення коефіцієнта надлишку повітря;
- підвищення швидкості згоряння;
- зниження утворення СО і диму:
- оптимізація коефіцієнта надлишку повітря;
- оптимізація закону тепловиділення;
- застосування ініціюють і антідимних присадок;
- зниження витрати мастильного матеріалу;
- виключення місцевих пере-збагачених зон;
- зниження утворення альдегідів:
- зниження витрат мастила;
- турбулізація заряду;
- руйнування зон гасіння [1].

Постановка завдання. Екологічні характеристики дизельних двигунів визначаються головним чином вмістом в продуктах згоряння оксидів азоту NO_X, які за індексом токсичності значно перевершують інші шкідливі компоненти ВГ. Згідно з Додатком VI Міжнародної Конвенції щодо запобігання забрудненню із суден (MARPOL) «Обмеження на викиди NO_X», з січня 2016 року всі нові судна повинні будуть відповідати стандартам рівня Tier-III, які передбачають зниження викидів на 80 % в порівнянні з стандартами рівня I, для експлуатації в зонах, позначених як зони контролю викидів NO_X.

Тому завданням досліджень було визначення найбільш оптимального (з точки зору забезпечення екологічних показників морських суден з одночасним мінімальним погіршенням їх енергетичних та економічних показників) методу зниження емісії оксидів азоту.

Виклад основного матеріалу досліджень. В останнє десятиліття системи рециркуляції відпрацьованих газів (Exhaust Gas Recirculation – EGR) все ширше застосовуються в судновій енергетиці для зниження токсичності відпрацьованих газів (в основному для зниження концентрації оксидів азоту NO_X в випускних газах суднових дизелів). Даними системами обладнуються як головні суднові двигуни, що передають потужність безпосередньо на гребний гвинт, так і потужні допоміжні двигуни, що забезпечують енергією суднову електростанцію (останні активно застосовується для круїзних суден великої пасажиромісткості, які часто виконують заходи в прибережні води і райони екологічного контролю). Експериментальні дослідження щодо визначення впливу системи EGR на екологічні, енергетичні та економічні

показники роботи двигуна внутрішнього згоряння, виконувались на дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi, що працює за двотактному циклу і обладнаний штатною системою ERG.

Принципова схема дизеля 7UEC60LS фірми Mitsubishi з системою рециркуляції випускних газів показана на рис. 1 [2, 3].

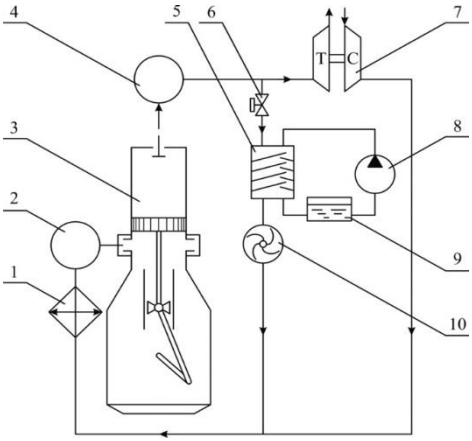


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів для суднового мало-обертового дизеля:

1 – охолоджувач повітря; 2 – повітряний ресивер; 3–циліндр дизеля;

4 – випускний колектор; 5 – скрубер; 6 – керуючий клапан системи рециркуляціївипускних газів; 7 – газотурбонагетач; 8 – водяний насос; 9 – водяна цистерна; 10 – газовий нагнітач з електричним приводом

Випускні гази з циліндра дизеля 3 надходять в випускний колектор 4 і далі до газотурбонагнеча 7, після чого через газовипускну трубу видаляються в атмосферу. Газотурбонагнетач 7 забирає повітря з машинного відділення і після стиснення направляє його через охолоджувач 1 і ресивер 2 до продувальним вікнам дизеля. Система рециркуляції випускних газів складається з керуючого клапана 6, скрубера очищення газів 5, нагнітача 10, водяний цистерни 9 і водяного насоса 8. У разі використання системи рециркуляції випускних газів їх кількість регулюється клапаном 6. Випускні гази очищаються і попередньо охолоджуються в скрубері 5, після чого додатковим нагнітачем подаються на змішання з повітрям (що надходять з газотурбонагнетача 7)

і надходять до охолоджувача 1 і ресивера 2 і далі через продувні вікна в циліндр дизеля 3. Газовий нагнітач 10 – вентилятор з постійною геометрією прохідного перетину. Даний тип нагнітачів найбільш поширений в системах EGR морських суден, при цьому ведуться експериментальні дослідження систем EGR с турбонагнітачами змінної геометрії.

Метою дослідження було визначення зміни концентрації NO_X в випускних газах, Specific Fuel Oil Consumption (SFOC) b_e і ефективної потужності дизеля N_e для різного ступеня рециркуляції випускних газів. При цьому було встановлено, що використання системи EGR сприяє покращенню екологічних показників роботи дизелів суден річкового та морського транспорту, що виявляється у 35…40 %-му зниженні емісії оксидів азоту з випускними газами. Використання системи рециркуляції випускних газів зменшує кількість «чистого» повітря, що надходить в циліндр дизеля, що призводить до зниження ефективної потужності дизеля (рис. 2).

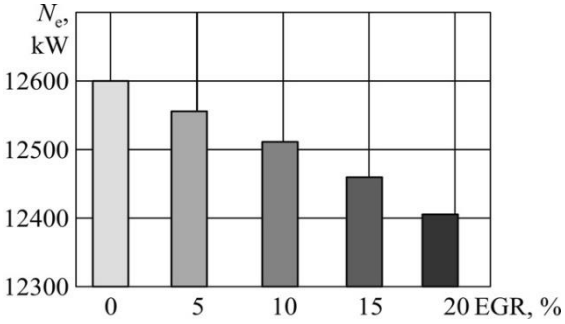


Рис. 2. Зниження ефективної потужності дизеля для різного ступеня рециркуляції випускних газів для експлуатаційного навантаження $0{,}93N_{еном}$

Висновки і перспективи подальших досліджень. Примусове заповнення циліндра дизеля випускними газами, забезпечує системою рециркуляції, призводить до зниження температури в процесі згоряння палива, що сприяє зменшенню кількості оксидів азоту, які утворюються згідно з тепловим механізмом. При цьому концентрація NO_X в випускних газах зменшується з ростом ступеня рециркуляції системи.

Забезпечення екологічних показників роботи дизеля пов'язане з енергетичними та економічними параметрами його роботи. Сприятливий вплив системи EGR на емісію NOX одночасно призводить до зниження ефективної потужності дизеля Ne і збільшенню питомої ефективної витрати палива be. З огляду на це, процес рециркуляції газів повинен здійснюватись з урахуванням забезпечення необхідних швидкісних і потужностних режимів роботи суднового пропульсивного комплексу з одночасним мінімальним погіршенням його економічних показників.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

2. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1.

3. Kuropyatnyk O. A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference "Process Management and Scientific Developments" (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 203-211. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52992.

10.31653/smf42.2021.75-79

Марченко О. О., кер.доц. Сагін С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ СУДНОВИХ ВАЖКИХ ПАЛИВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Накопичений досвід і аналіз роботи двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), які виконують функції головних/допоміжних двигунів суден морського та річкового флоту і експлуатуються на важких сортах нафтового палива, а також результати моніторингу думок фахівців-двигунобудівників свідчать про те, що якість палива може виявитися причиною ряду неполадок: підвищеного утворення вуглецевих відкладень на деталях циліндро-поршневої групи (ЦПГ) ДВЗ і в відцентрових сепараторах, інтенсифікації корозії і подальшого прогара випускних клапанів і їх сідел, погіршення процесу згоряння, підвищення температури випускних газів. Можуть виникати і такі проблеми, як зношування поршневих кілець, інтенсивне утворення відкладень на поршні, порушення гідравлічної щільності в прецизійних парах паливної апаратури високого тиску.

Поглиблення переробки нафти неминуче супроводжується збільшенням концентрації в паливі продуктів вторинних процесів. В останніх міститься значна кількість небажаних з'єднань, що погіршують експлуатацію дизельних двигунів. Цей же недолік характерний і для палив, що отримуються з альтернативної сировини. Пристосування дизелів до роботи на паливі низької якості з одночасним підвищенням їх надійності і економічності - важливе завдання, що виникає при експлуатації ДВЗ суден морського та річкового транспорту. Існують різні технологічні і технічні способи, спрямовані на її рішення. Одним з них (найпоширенішим на суднах річкового і морського транспорту) є очищення важкого палив [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень з підготовки суднового палива до його спалювання в циліндрі дизеля показує, що на теперішній час традиційні методи очищення палива (відстоювання, сепарації, фільтрація) вичерпали свої потенційні можливості, тому використання лише цих методів не дозволяє принципово змінити процес очищення палива та підвищити глибину його використання. Тому на сучасних суднах річкового та морського транспорту

поширюється впровадження додаткових способів очищення палива, які, як приклад, використовують властивості адсорбції, абсорбції, хімічного збагачення та інші [2, 3], але виростання подібних додаткових методів очищення палива, не завжди можливо в судновій енергетиці.

Постановка завдання. Під час експлуатації ДВЗ річкових та морських суден усе більше застосування знаходять порівняно дешеві залишкові сорти палива, у склад яких входять не лише «корисні» елементі водовод Н та вуглець (згоряння яких забезпечую виділення теплоти), але й «паливний баласт», по-перше зола та коксові залишки, згоряння яких перебігає без виділення теплоти, а також механічні домішки, у загальний склад яких можуть входить**: залізо Fe, з концентрацією 2…25 %, кремній Si та його з'єднання, з концентрацією 4…30 %, алюміній Al, вміст якого може досягати – 4,5…5 %, мідь Cu та цинк Zn, вміст яких не перевищує 1,0 %, а також органічні сполуки з концентрацією 20…40 %. Названі компоненті відрізняються від вуглецю та водню електричною провідністю. Саме тому існують методи, що спрямовані на вилучення цих домішок зі складу палива шляхом накладення на нього додаткових електричних полів** [4]. Тому завданням дослідження було вивчення процесу очищення суднового важкого палива нафтового походження за допомогою електричних полів, та визначення впливу цієї обробки на експлуатаційні характеристики палива, процес згоряння палива та технічний стан ДВЗ суден річкового та морського транспорту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Електричні методи очищення палив відносяться до порівняно нового наукового напрямку – електро-гідродинаміки, що вивчає питання взаємодії електричного і гідродинамічного полів у різних багатофазних системах (рідинах, емульсіях, суспензіях і ін.). однак багато вихідних положень електродинаміки поки ще цілком не розроблені й у достатньому ступені не відбиваю фізикові процесу очищення досліджуваної рідини. Це відноситься і до палив, для яких розробка засобів електричного очищення ведеться в основному емпірично з наступним поясненням одержуваних результатів.

Метод очищення палива з використанням електричного поля – найбільш перспективний для суднових умов. Незважаючи на значну кількість вітчизняної і закордонної літератури по даному питанню, жодна з робіт не містить повних теоретичних і практичних рекомендацій для очищення суднових палив за допомогою електричного поля.

У теж час методи очищення суднових палив за допомогою електричного поля (сепарація і фільтрація у електричному полі) не вимагають високих теоретичних знань від обслуговуючого персоналу, досить прості і надійні. [5].

Вуглеводні палива є типовими діелектриками, однак частки забруднень у них можуть бути діелектриками з діелектричною проникністю, відмінної від діелектричної проникності палива, або провідниками.

Електричні властивості палив і водо-паливних емульсій характеризують три параметри: діелектрична проникність ε, Ф/м, питома електропровідність σ, см/м, і напруженість пробою Епр, В/см.

Суднові палива містять у своєму складі дистилятні і залишкові фракції переробки нафти. Відмінною рисою цих палив є утворення складних структурних систем з вуглеводнів і невуглеводних домішок.Структурними елементами неполярних палив служать насичені вуглеводні (алкени, нафтени) з діелектричною проникністю $\varepsilon\approx(1{,}9\ldots0{,}2)\varepsilon_o$ і ароматичні вуглеводні з $\varepsilon\approx(2{,}4\ldots0{,}2)\varepsilon_o$, де ε_o, Ф/м, – діелектрична проникність повітря. На верхній границі неполярних елементів знаходяться й асфальтени з $\varepsilon\approx(3...4)\varepsilon_o$. До структурних елементів палив відносяться механічні домішки, частки карбенів, карбоідів і глобули води, тобто всієї домішки з діелектричною проникністю $\varepsilon\geq\varepsilon_o$. У результаті молекулярних і полярних взаємодій відзначених вище елементів утворяться водо-паливні та асфальто-смолисті структури палива. Дистилятні палива, як правило, містять незначну кількість невуглеводних домішок, вплив яких на електричні властивості палива незначний. У важких суднових паливах асфальто-смолисті домішки істотно змінюють їхні електричні властивості.

Густина і діелектрична проникність суднових палив наступні:

- для дистилятного палива – ρ=830 кг/м^3, $\varepsilon=2{,}204\varepsilon_o$ Ф/м;
- для моторного палива – ρ=880 кг/м^3, $\varepsilon=2{,}442\varepsilon_o$ Ф/м;
- для важкого палива – ρ=940 кг/м^3, $\varepsilon=2{,}579\varepsilon_o$ Ф/м.

Із приведених даних випливає, що діелектрична проникність суднових палив не перевищує $3\varepsilon_o$, тому їх можна віднести до типових неполярних діелектриків.

Таким чином, з огляду на різні електричні властивості самого палива і домішок, що знаходяться в ньому, (насамперед механічних і води), можливо робити обробку палива за допомогою електричного поля. При цьому чисте паливо, яке є діелектриком, не буде піддава-

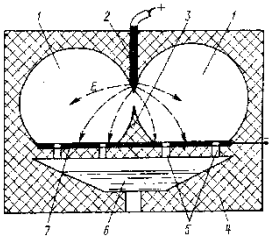
тися впливові електричних полів, а механічні домішки і вода під впливом цих полів і додаткових технічних засобів можуть виводиться з палива.

Очищення важких палив за допомогою електричних полів може здійснюватися у режимах сепарації або фільтрації.

У першому випадку вплив на паливо виявляє система електродів, за допомогою яких можуть створюватися однорідні й неоднорідні електричні поля. Вилучення з потоку палива механічних домішок, здійснюється одночасно з роботою сепаратора, що використовує електричні поля.

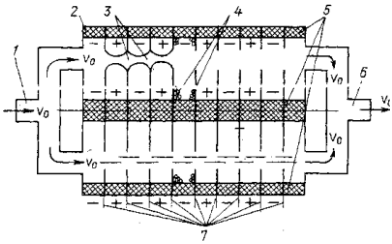
Під час фільтрації палива в пристроях, що забезпечують виникнення електричних полів, здійснюється накопичення механічних домішок на спеціальних осередках, з наступним їх видаленням під час очищення обладнання [5].

Принципові схеми суднових сепараторів та фільтрів, що використовуються під час роботи електричні поля, наведені на рис. 1.



а)

1– робоча область із паливом;
2 – штировий електрод; *3* – діелектрична вставка; *4* – діелектричний корпус сепаратора; *5* – отвори для проходу води; *6* – водозбірник; 7 – пластинчастий електрод з отворами



б)

1 – вхідний отвір для палива;
2 – корпус; 3 – особливі крапки;
4 – механічні домішки;
5 – діелектричні перегородки;
6 – вихідний отвір для палива;
7 – пластинчасті електроди

Рис. 1. Принципова схема сепаратора (*а*), та фільтра (*б*), які забезпечують очищення палива за допомогою електричних полів

Висновки і перспективи подальших досліджень. Під час генерації корисної роботи дизелі суден річкового та морського транспорту споживають величезні обсяги рідкого палива, від структурного стану та експлуатаційних характеристик якого залежить перебіг робочого циклу, технічний стан окремих вузлів дизеля, а також енергетична та економічна ефективність його роботи.

Для забезпечення надійного згоряння палива в циліндрі ДВЗ воно піддається обов'язкової попередньої обробці, мета якої – вилучення із потоку палива води та механічних домішок. Одним зі сучасних методів, за допомогою якого здійснюється обробка палива є забезпечення його очищення – є сепарація та фільтрація у обладнанні, що використовує електричні поля. Це забезпечує покращення структурного складу палива та сприяє покращення процесу згоряння та технічного стану паливної апаратури високого тиску [6].

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S. V. The investigations of the influence of ultrasonic fuel processing on sulfur wear of details in cylinder group of marine diesel engines / S. V. Sagin, Solodovnikov V. G. // European Science and Technology : material of the XVI international research and practice conference, Munich, March 14th – 15th, 2017 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany 2017. – P. 61-74.

2. Занько О. Н. Технология использования рабочих веществ в судовых энергетических установках / О. Н. Занько, В. Н. Калугин, И. В. Логишев. – Одесса : Фенікс, 2005. – 508 с.

3. Солодовников В. Г. Использование в судовых дизелях топлив различного фракционного и структурного состава / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса : ОНМА. – С. 110-117.

4. Кочанов Э. С. Электрические методы очистки и контроля судовых топлив / Э. С. Кочанов. – Л. : Судостроение, 1990. – 216 с.

5. Липантьев Р. Е. Улучшение эксплуатационных свойств дизельных топлив электродуговым способом / Р. Е. Липантьев, В. П. Тутубалина // Проблемы энергетики. – 2011. – № 1-2. – С. 127-131.

6. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів / С. В. Сагін // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 139-149.

10.31653/smf42.2021.80-85

Звєрьков Д. О., кер.доц. Сагін С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

ЗНИЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ У СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) суден річкового та морського транспорту 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 (ММ). 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. Під час 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. Найпростішим, а тому і найпоширенішим способом відновлення реологічних характеристик ММ є їх очищення (шляхом частково- або повно-проточної фільтрації і сепарації), а також додавання в обсяг ММ, яке вже знаходиться в мастильній системі, свіжого мастила (як чистого, так і зі спеціальними присадками). При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримки екологічних параметрів дизелів суден річкового та морського транспорту, але й мінімальний рівень механічних втрат під час перетворенні вхідної енергії на корисну роботу [1, 2]. Тому зниження механічних втрат у суднових дизелях є актуальним завданням, розв'язання якого сприятиме підвищенню потужності та забезпеченню надійності роботи дизелів річкового та морського транспорту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Механічні втрати енергії при передачі корисної (індикаторної) потужності від суднового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) до споживача лежать у широких межах і можуть становити 6...10 % – у разі експлуатації ДВЗ на номінальному режимі, і до 100 % – під час експлуатації на холостому ходу. Рівень механічних втрат оцінюється механічним коефіцієнтом

корисної дії (ККД). Мінімізації цих втрат і забезпечення мінімальних значень протягом тривалого часу є актуальним завданням, на розв'язання якого спрямовано наукові дослідження, що проводяться як дизелебудівними корпораціями, так і окремими науково-виробничими фірмами та інститутами [3, 4]. Зниження механічних втрат у суднових дизелях може досягатися: зміною мікрогеометрії контактуючих поверхонь, модифікацією поверхонь тертя легованими матеріалами, оптимізацією режиму мащення, використанням поверхнево-активних речовин (ПАР) та присадок, оптимізацією процесу відновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів.

Постановка завдання. 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 у лубрікаторних, так і в циркуляційних системах мащення стали більш жорсткими. Водночас, терміни заміни мастил безперервно збільшуються завдяки поліпшенню їх експлуатаційних властивостей. Передчасна заміна мастил економічно недоцільна, оскільки збільшуються 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 незворотних 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 розв'язання завдання відновлення реологічних характеристик мастила в процесі його роботи, що водночас сприятиме зниженню механічних втрат у суднових дизелях [5].

Виклад основного матеріалу дослідження. 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 па-

лива та інших чинників. Необхідність повної заміни зумовлена втратою основних експлуатаційних якостей мастила, тобто його старінням [6].

Повна заміна мастила в суднових умовах вимагає виведення двигуна з експлуатації, причому цей період включає не тільки саму процедуру заміни мастила, але й очищення поверхонь тертя від експлуатаційних забруднень. Виконання цього завдання для головних двигунів відбувається під час стоянки судна і може бути заздалегідь сплановано з урахуванням рейсового завдання, характеристик вантажу і майбутніх вантажних операцій. У зв'язку з постійною зміною навантаження суднової електростанції, для дизелів, що виконують функції допоміжних, тривалість виведення з експлуатації спрогнозувати досить важко [7]. Тому для їх мастильних систем найбільш ефективним є процес періодичного доливання мастила в систему і застосування ПАР [4, 8].

Вплив інтенсивності доливання моторного мастила в загальний об'єм циркуляційної системи мащення на механічні втрати енергії можливо оцінити за зміною механічного ККД дизеля для різних умов експлуатації (різних умов поповнення системи мащення свіжим мастилом). Для цього виконувалось вимірювання механічного ККД на різних режимах роботи дизелів 6EY22AW (що відповідають 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) за різної інтенсивності поповнення системи мащення: 1-ий дизель – через 100, 2-ий – через 25, 3-ий – через 10 годин роботи. На кожному з досліджуваних режимів ($0{,}35N_{e\text{ном}}$, $0{,}5N_{e\text{ном}}$, $0{,}65N_{e\text{ном}}$, $0{,}8N_{e\text{ном}}$) дизелі експлуатувалися рівний проміжок часу, який залежно від навантаження суднової електростанції становив 1,5...2,5 години. Зміна навантаження на двигуни за цей час не перевищувало ±2,5 %, а отриманий масив значень механічного ККД дозволяв із високою точністю визначити його середнє значення. Принципова схема системи циркуляційного мащення дизелів надана на рис. 1 [9].

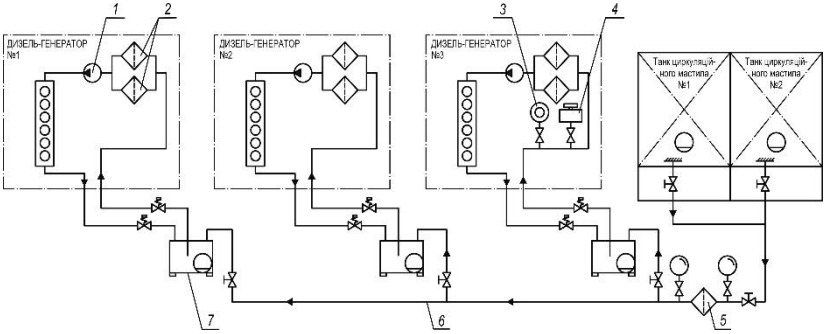


Рис. 1. Схема модернізації циркуляційної системи мащення суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar під час проведення експерименту:

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

У результаті були отримані значення, узагальнені у вигляді табл. 1, за результатами якої побудована діаграма, що наведена на рис. 2 [4].

Таблиця 1. Зміна механічного ККД суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Періодичність поповнення системи	Навантаження на двигун			
	$0{,}35N_{ено}$ м	$0{,}5N_{ено}$ м	$0{,}65N_{ено}$ м	$0{,}8N_{ено}$ м
через 100 годин	0,743	0,803	0,842	0,872
через 25 годин	0,806	0,821	0,862	0,882
через 10 годин	0,823	0,837	0,873	0,891

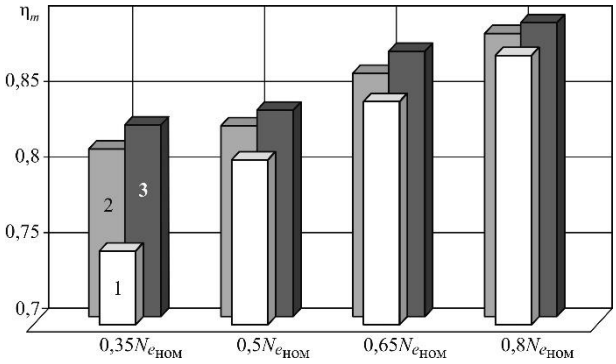


Рис. 2. Зміна механічного ККД суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:

1 – через 100 годин; 2 – через 25 годин; 3 – через 10 годин

Висновки і перспективи подальших досліджень. Наведені в таблиці 1 і на рис. 2 результати підтверджують зниження механічних втрат енергії при скороченні часу між доливанням мастила в обсяг циркуляційної системи. Наступним етапом досліджень передбачається вивчення впливу ПАР на механічні втрати в дизелях суден річкового та морського транспорту та визначення оптимальної концентрації ПАР в обсязі системи мащення.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S. V. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. – Num. 19. – P. 8380-8391.

2. Поповский А. Ю. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2014. – Вып. 20. – С. 74-83.

3. Мацкевич Д. В. Регенерація експлуатаційних властивостей моторних мастил суднових дизелів / Д. В. Мацкевич // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – Вип. 1(61). – С. 121-130. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-121-130.

4. Сагін С. В. Зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення / С. В. Сагін // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

5. Сагин С. В. Обеспечение минимально неизбежных потерь энергии при поступательном движении в узлах трения судовых двигателей внутреннего сгорания / С. В. Сагин // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73). URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/9289.

6. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

7. Поповский А. Ю. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. – 2016. – Вып. 22. – С. 66-74.

8. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат під час експлуатації довгоходових дизелів морських суден / С. В. Сагін, Т. О. Столярик // Матеріали 11-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» , 08-10 вересня 2020 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. – 2020. – С. 174-176.

9. Sagin S. V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils / S. V. Sagin // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991.

10.31653/smf42.2021.86-91

Ратайчук О. В., кер.доц. Сагін С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ НАДДУВА СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робочий цикл суднового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) складається з послідовності окремих, але поєднаних процесів: наповнення циліндра свіжим повітрям; стиснення суміші свіжого повітря та залишкових газів до температури, що забезпечує надійне самозаймання палива; згоряння палива, розширення продуктів згоряння, випуску та продування. Перебіг робочого циклу, та отримання корисної роботи від його здійснення не можливо безупинної подачі повітря у циліндр дизеля, яке забезпечує та здійснює не лише процес згоряння, а також процеси очищення циліндра від випускних газів (ВГ) та його наповнення. Подача повітря у циліндр дизеля здійснюється за допомогою системи наддува и виконується турбокомпресором (ТК).

Потужність, яку може розвивати дизель, безпосередньо залежить від кількості повітря і палива, які надходять в циліндри дизеля. Значить домогтися підвищення потужності двигуна можна шляхом збільшення кількості цих складових. Збільшення кількості палива марно, якщо одночасно не збільшується об'єм повітря, необхідний для його згоряння. Одним з рішень цієї проблеми є збільшення обсягу повітря, що надійшло в циліндри, при цьому спалювання великої кількості палива дає можливість отримати більшу енергію та перетворити її у корисну роботу. Розв’язання цього завдання неможливе без підвищення ефективності процесу наддува дизелів, що встановлені на суднах річкового та морського транспорту [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для підвищення ефективності роботи системи наддува можливо використання таких методів:

1) застосування газотурбінної системи наддуву від вільного турбокомпресора;

2) застосування імпульсної системи наддуву;

3) застосування двохступеневого наддуву;

4) застосування реєстрової системи наддуву;

5) регулювання і вибір раціональної площі перетину соплового апарату турбокомпресора;

6) застосування турбокомпаундних систем (ТКС), що забезпечують розподіл випускних газів суднового дизелю між газотурбонагнетачем та силовою турбіною [2, 3].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення варіантів комплектації турбокомпаундних систем наддуву головних двигунів (ГД), що встановлені на суднах річкового та морського транспорту та оцінка зміни енергетичної ефективності та паливної економічності дизелів під час використання цих систем.

Виклад основного матеріалу дослідження. ТКС повної утилізації тепла складається з силової (СТ) і паровий турбін, з'єднаних між собою редукторами і мотор-генераторами. Як приклад можна привести установку MARC HRS, розроблену фірмою MAN-Diesel&Turbo (рис. 1) [4].

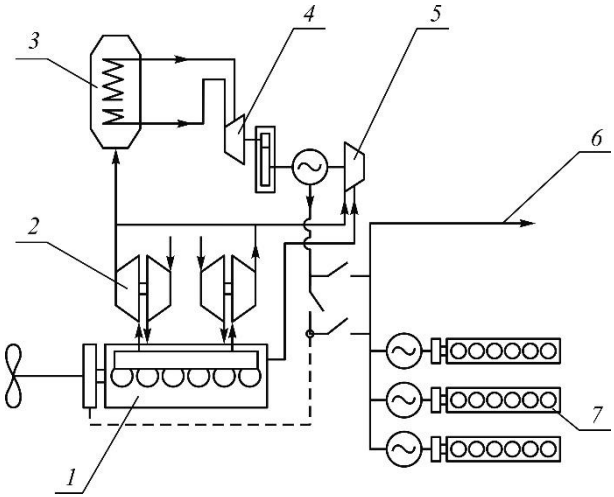


Рис. 1. Принципова схема турбокомпаундної установки

MARC HRS фірми MAN-Diesel&Turbo:

1 – ГД; 2 – ТК; 3 – УК; 4 – парова утилізаційна турбіна; 5 – силова турбіна; 6 – суднова електромережа; 7 – ДГ

Силова турбіна приводиться в рух ВГ, частково відбираються від основного потоку. У парову турбіну надходить пара з утилізаційного котла (УК), розташованого на виході ВГ з ТК ГД. Без редукторний

мотор-генератор на валопроводі головного двигуна включений в загальну систему електрозабезпечення з допоміжними дизель-генераторами. Мотор-генератор може працювати як двигун, передаючи додаткову потужність на гвинт при маневруванні і несприятливої погоди, або як генератор, що передає енергію різним судновим споживачам [5].

ТКС можуть мати різне виконання і принцип дії. Так, у доповіді фірми «Wartsila» для утилізації тепла, що відходить двотактних дизелів запропонована принципова схема турбокомпаундної установки (рис. 2), що застосовується в даний час. У запропонованій схемі відсутнє силова турбіна і мотор-генератор на валопровід ГД [6].

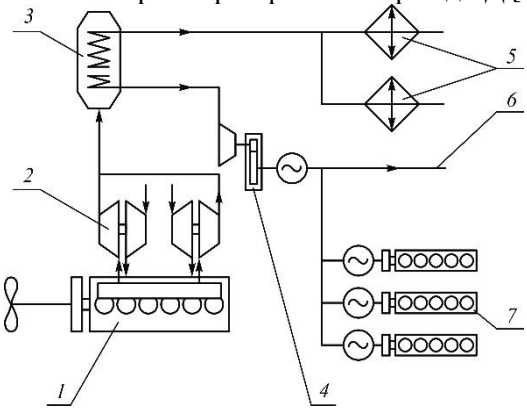


Рис. 2. Принципова схема ТКС, що застосовується фірмою «Wartsila» на двотактних дизелях:

1 – ГД; 2 – ТК; 3 – УК; 4 – утилізаційна парова турбіна; 5 – побутові споживачі пари; 6 – суднова електромережа; 7 – ДГ

Зіставлення параметрів силової та парової турбін, виконане фірмою MAN-Diesel&Turbo, показує, що парова турбіна дає більший виграш, ніж силова (рис. 3).

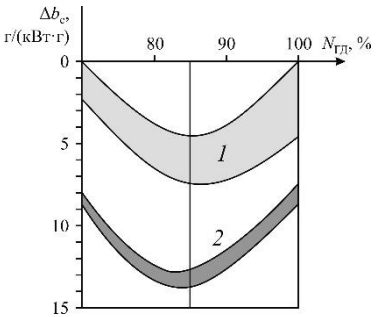


Рис. 3. Порівняння параметрів силової (1) та парової (2) турбін на високому навантаженні

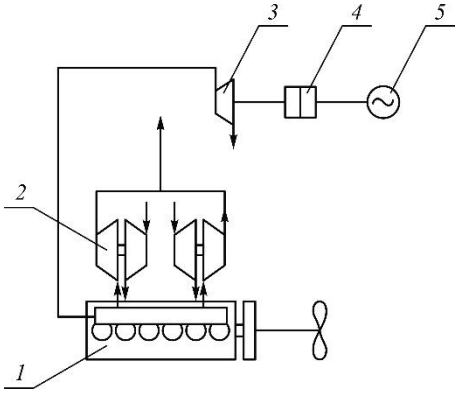


Рис. 4. Схема ТКС з СТ фірми MAN-Diesel&Turbo – система TCS-PTG:
1 – ГД; 2 – ТК; 3 – силова турбіна; 4 – редуктор; 5 – генератор

Незважаючи на термодинамічну перевагу утилізації тепла в паровій турбіні фірма MAN-Diesel&Turbo віддає перевагу ТКС з силовою турбіною TCS-PTG (рис. 4) [7].

Як правило, ТКС використовуються при навантаженні двигуна більше 50 %. На думку фірми «Mitsubishi» в комбінації з регістрової системою наддуву включення в роботу СТ може бути реалізовано при більш низьких навантаженнях, що дозволяє збільшити частку утилізованого тепла (рис. 5.) [8].

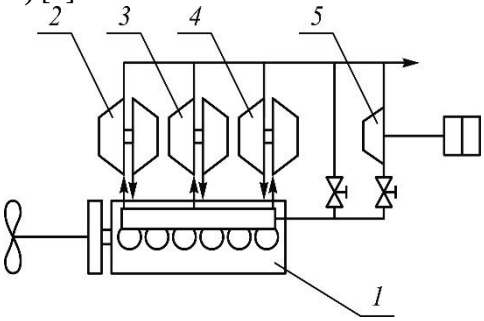


Рис. 5. Регістрова система наддуву з силовою турбіною:
1 – ГД; 2 – малий ТК; 3, 4 – великий ТК; 5 – силова турбіна

Висновки і перспективи подальших досліджень. Виконаний огляд можливих схем комплектації турбокомпаундних систем наддуву суднових дизелів дозволяє висловити думку, що двигуни з турбокомпресорами використовують тільки певну частину енергії ВГ для наддуву, тому залишилася енергія може бути передана системам утилізації тепла. Чим вище ККД турбокомпресора, тим більша кількість енергії може бути утилізовано;

турбокомпаундна система повної утилізації тепла, що складається з силової та парової турбін, з'єднаних між собою редукторами і моторгенераторами, досить дорога і має тривалий термін окупності. Тому двигунобудівні фірми пропонують більш прості технічні рішення з урахуванням досвіду та наявних можливостей виробництва;

впровадження турбокомпаундних систем наддува на суднах річкового та морського транспорту сприятиме підвищення енергетичної ефективності та паливної економічності встановлених на них дизелів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Соловьёв А. В. Повышение эффективности судовых энергетических установок / А. В. Соловьёв, М. М. Чиркова, Н. Ф. Попов // Вестник АГТУ. Сер. : Морская техника и технология. – 2018. – № 4. – С. 101-106. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-4-101-106.

2. Бердник А. Н. Возможность использования двухступенчатой системы воздухоснабжения на судовых четырехтактных дизелях / А. Н. Бердник. – Вестник ТОГУ, 2015. – № 4(39). – С. 81-88.

3. Лашко В. А. Пути совершенствования системы газотурбинного наддува комбинированных поршневых двигателей / В. А. Лашко, А. Н. Бердник. – Вестник ТОГУ, 2010. – № 4(19). С. 91-100.

4. Каминский Р. В. Разработка систем наддува для ДВС различного назначения / Р. В. Каминский. – Извести МГТУ МАМИ, 2014. – Т. 1. – № 4 (22). – С. 22-27.

5. Румянцев В. В. Перспективы развития систем наддува транспортных дизелей / В. В. Румянцев. – Вестник ГУМиРФ им. адм. С. О. Макарова, 2014. – Т. 9. – № 2. – С. 364-372.

6. Лашко В. А. Методы оценки эффективности систем газотурбинного наддува комбинированных двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В. А. Лашко, А. Н. Бердник. – Хабаровск : ТОГУ, 2006. – 118 с.

7. Behr T. Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel Engines / T. Behr, M. Kahi, A. Reichl, M. Hubacher. – Paper № 134, CIMAC 2013, Shanghai.

8. Васильев А. В. Исследование влияния конструктивных параметров турбокомпаундного дизеля на его экономичность / А. В. Васильев, Е. А. Дивинский // Вестник АГТУ. Сер. : Морская техника и технология. – 2010. – № 2. – С. 52-60.

10.31653/smf42.2021.92-96

Шпірна Д. І, кер.доц. Сагін С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

УДОСКОНАЛЕННЯ МАЩЕННЯ ЦИЛІНДРОВОЇ ГРУПИ СУДНОВИХ ДОВГОХОДОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми у загальному вигляді. В даний час світове судноплавство, суднове дизелебудування, а також тенденції в зміні способів переробки нафти і якості палив, що поставляються для флоту, вступили в новий етап розвитку, завдання якого полягають у значному підвищенні економічності енергетичних установок і забезпеченні можливості використання в них надважких палив, отриманих із використанням вторинних продуктів переробки нафти. Наслідком такого розвитку стало створення довго-ходових і понад довго-ходових моделей малообертових дизелів (МОД), для яких характерне відношення ходу поршня до діаметру циліндра до 4,3...4,5, а в самих останніх моделях до 5,0. Висока економічність таких двигунів досягнута і завдяки підвищенню максимального тиску згоряння і поліпшенню індикаторного процесу. Всі ці зміни прямо стосуються формування мастильної плівки на поверхні змащувальних деталей циліндро - поршневої групи (ЦПГ), що сприяє погіршенню процесу мащення циліндрової групи суднових довго-ходових дизелів [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розв’язанню цього завдання було присвячено велика кількість робіт, в яких запропоновувались та впроваджувались методи покращення безперервної заміни відпрацьованого мастила свіжою порцією, і підтримка функцій масляної плівки на дзеркалі втулки циліндру при регулярному вприску мастила через Альфа-лубрикатори. У найвідоміших лубрикаторних системах подача визначеної плунжером кількості мастила відбувається у різні проміжки часу, та її кількість становить лише кілька кубічних міліметрів. Окрім цього, періодичність між двома нагнітальними ходами плунжеру лубрикатора, залежно від конструкції його приводу, становить від 2 до 8 обертів колінчастого валу [2].

У результаті проведених випробувань [3,4] встановили, що вдосконаленні системи змащення поліпшують стан ЦПГ та мають можливість зниження економічних витрат на роботу двигунів при витраті дорогих мастил. Однак попри все, як продемонструвала експлуатація

двигунів, використання модернізованих систем не вичерпало усі можливості покращення розподілу й ефективності використання мастил.

Постановка завдання. З урахуванням вище викладеного, завданням виконаних досліджень було визначення характеристик процесів змазування деталей ЦПГ суднових дизелів на морському флоті.

Виклад основного матеріалу дослідження. Світове дизелебудування з гідністю оцінило розробки фірми Hans Jensen. Безліч двигунів світових суден були модернізовані шляхом встановлення системи вприскування циліндрового мастила SIP. Водночас провідні дизелебудівні корпорації працювали над створенням власних високоефективних систем лубрикаторного змащення ЦПГ крейцкопфних мало обертових двигунів. Найпершою в цьому питанні досягли успіхів корпорація MAN Diesel, котра розробила, успішно випробувала і стала використовувати на усіх своїх двигунах систему «Альфа-лубрикатор». Корпорація MAN-Diesel з 2000-х років використовує альфа-лубрикатори на двигунах серії MC.

ЦПГ дизелів відносяться до об'єктів постійного контролю технічного стану. В сучасних умовах експлуатації суднових дизелів виконання частих візуальних інспекцій циліндрових втулок не завжди представляється можливим. Перш за все, це пов'язано з періодом невпинної роботи головних двигунів морських суден (наприклад, тривалість океанських переходів може досягати 20 ... 30 діб), а також з великими затратами на їх виконання.Тому для діагностування технічного стану циліндричної групи застосовуються непрямі методи. Найпоширенішим і доступним для умов морського судна є визначення лужного числа і кількості металевих домішок в маслі, взятому з підпоршневу просторів дизеля. Для цієї мети використовуються суднові лабораторії, такі як Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Unimarine Cylinder Scrape-Down Oil Analysis, Shell Analex Alert, Signum onboard test kit of ExxonMobil, Parker Kittiwake Cold Corrosion Test Kit, Digi TBN Test Kit і багато інших.

Сучасні методи діагностування, аналізують рівень корозії циліндрових втулок суднових дизелів, на основі визначення залишкового лужного числа мастила (base number - BN), взятого з підпоршневу просторів. При цьому за величиною BN можливо дати оцінку стану ЦПГ. Стан корозії циліндрових втулок, розділяється на три основні групи:

BN=17...45 – циліндрові втулки експлуатуються в допустимому режимі, їх знос не перевищує допустимого значення;

BN=10...16 – циліндрові втулки піддаються підвищеному корозійного впливу, що може сприяти інтенсифікації процесу зношування;

BN – до 10 – в циліндрі дизеля відбувається сірчиста корозія, що сприяє збільшенню зносу ЦПГ.

При експлуатації дизеля в умовах 1-го режиму (BN=17...45) циліндрова система мащення не піддається регулюванню, і питома витрата циліндрового мастила вважається оптимальним для даного режиму роботи.

Умови 2-го режиму (BN=10...16) свідчать про недостатню кількість мастила, що надходить на поверхню циліндричної втулки і для відновлення належного значення BN необхідно регулювання подачі циліндрового мастила

Робота дизеля на третьому режимі (з показником BN<10) відноситься до аварійних умов, свідчить про підвищений знос циліндричної групи і вважається неприпустимою. При цьому необхідно не тільки регулювання подачі циліндрового мастила, але і регулювання інтенсивності охолодження циліндрових втулок, а також переклад дизеля на режим зниженого навантаження. Основними показниками кількості подачі циліндрового мастила на циліндрові втулки є ACC фактор (Adaptive Cylinder oil Control) і витрата мастила FR (Feed Rate). Величина ACC фактора береться за експериментальними даними, в залежності від значень PQI (Particle Quantity Index) – кількості металевих частинок і BN в аналізах мастила, взятого з підпоршневjцj простору. Для суднових малооборотних дизелів ACC=0,2...0,35 [2, 3].

Підвищення надійності й довговічності деталей ЦПГ, як одне з найбільш навантажених та важливих вузлів двигуна, в значній мірі визначається не тільки поєднанням конструктивних характеристик, параметрів робочого процесу використовуваного і застосовуваного палива, а й правильним вибором марки циліндрового мастила. Змащування циліндрів суднових двигунів здійснюється лубрикаторними системами подачі мастила.

Одними з розповсюджених суднових лубрикаторих систем мащення є система «Альфа-лубрикатор». У альфа-лубрикаторах мастило поступає з системи гідроприводу (40 бар) завдяки поршню до плунжера, який під тиском нагнітає мастило до відповідних форсунок, встановлених в циліндрових втулках замість традиційних штуцерів (безповоротних клапанів). Форсунки розпилюють мастило на поверхні поршневих кілець та втулок у момент, коли пакет поршневих кі-

лець проходить повз форсунки при русі поршня від НМТ до ВМТ. Таким чином, мастило рівномірно розподіляється по поверхні тертя, що значно покращує умови формування надійної плівки мастила на цих поверхнях, дозволяючи істотно скоротити витрати циліндрового мастила при хорошому стані поверхонь тертя.

Управління альфа-лубрикатором електричне (рис. 1) система управління регулює дозування мастила відносно вмісту сірки в паливі.

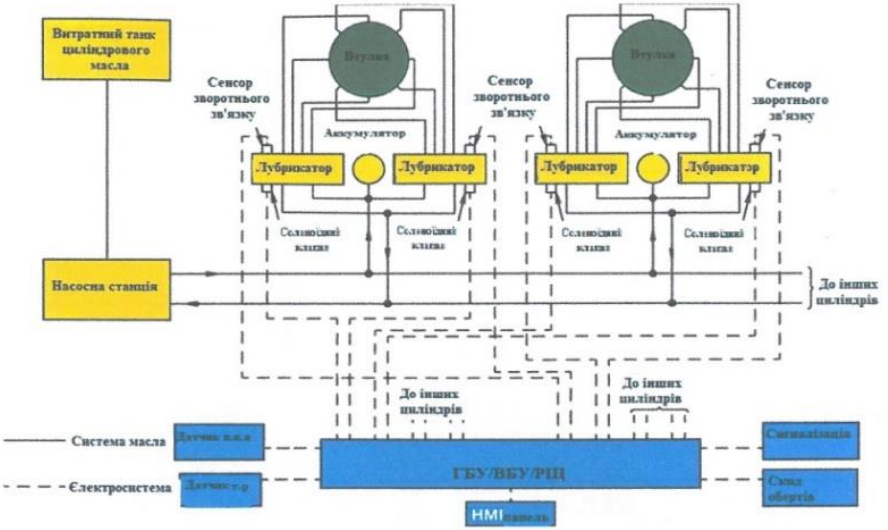


Рис. 1. Система управління альфа-лубрикатора

До складу системи мащення (рис. 1) циліндрів входить насосна станція, що розподіляє мастило під тиском 45 бар, і за допомогою лубрикаторних плунжерів вприскується мастило у форсунки змазки циліндрової втулки. У станції знаходяться два робочих насоси і один момент уприскування мастила регулюється за допомогою електронного пристрою так, що мастило вприскується у момент, коли поршневі кільця поршню йдуть вгору через мастильні форсунки.

Своєчасна і дозована змазка циліндрів дозволяє найкращим чином використовувати дорогу циліндрове мастило, скоротити знос поршневих кілець та циліндрової втулки [5].

Висновки і перспективи подальших досліджень. Виконані експериментальні дослідження дозволили встановити її основні недоліки, до яких можна віднести:

значну нерівномірність витрати мастила по обертам протягом усього періоду масло подачі при постійному режимі роботи двигуна

перерви в подачі мастила на дзеркало циліндрів при підвищенні потужності двигуна

стрімке протікання мастила у порожнину циліндру при зниженні потужності двигуна

незадовільне розподілення мастила по окружності циліндрової втулки, унаслідок подачі повз масло розподільних канавок.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сагін С. В. Зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення / С. В. Сагін // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць, 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

2. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

3. Sagin S. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 5. – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.

4. Sagin S. V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils / S. V. Sagin // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991

5. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей / С. В. Сагин // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2019. – Вип. 1(58). – С. 89-100.

6. Сагин С. В. Обеспечение минимально неизбежных потерь энергии при поступательном движении в узлах трения судовых двигателей внутреннего сгорания / С. В. Сагин // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2020. – № 4(73). URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/9289 (дата обращения: 25.04.2020).

10.31653/smf42.2021.97-103

Богданов М.С., кер. проф. Голіков В.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МОРСЬКОГО СУДНА В РІЗНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТАНСФОРМАЦІЄЮ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ

Актуальними проблемами експлуатації суден річкового та морського транспорту, на данний період, стали: розроблення технічних заходів для підвищення надійності і енергетичності транспортних систем та створення умов для високоефективного використання суден з дотриманням вимог охорони навколишнього середовища.

В першу чергу, це стосується проблеми екологічності судна, яке для просування під час перевезень вантажів та пасажирів викидує в навколішне середовище значну кількість шкідливих вихлопних газів та скидної теплоти від роботи теплових двигунів.

Останні три десятиріччя Міжнародна Морська Організація (IMO) та Міжнародна організація стандартів (ISO) неухильно постійно підсилюють вимоги до граничних норм викидів CO_x, NO_x і SO_x та кількості скидного тепла.

У зв'язку з викладеним, розробка технологічних схем засобів по утилізації скидного тепла для підвищення енергетичної ефективності силової установки судна лежить в основі представленних результатів дослідження.

За своїм змістом робота повністю відповідає шостому пункту наукових напрямків досліджень за спеціальністю 05.22.20 – «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» і направлена на удосконалення методів паливної економічності та поліпшення екологічних показників судна в умовах експлуатації, а також розроблення ресурсозберігаючих екологічно чистих технологій експлуатації судна.

На відміну від уже захищених дисертаційних досліджень Голубева Максима Віталійовича, пов'язаного з фільтруванням вихлопних газів дизеля під час їх абсорбції шляхом іх «борботажу», та Тарасенко Тетяни Владиславовни, присв'яченого підвіщеню енергоефективності суден при роботі на коротких морських лініях, які виконувались на кафедрі ТЕФ, представлене дослідження відрізняє: тривалість процесу експлуатації судна у різних кліматичних зонах світового оке-

ану; необхідність утилізації скидної теплоти вихлопних газів та створення способу її трансформації направленних на збільшення питомного вагового заряду надувного повітря у судновому малообертовому дизелі (МОД).

Об'єктом дослідження став процес тривалого руху морського судна у різних кліматичних районах світового океану.

Предметом дослідження – тепломасообмінні процеси трансформації скидної теплоти вихлопних газів суднового МОД для збільшення циклової подачі надувного повітря від турбокомпресора шляхом охолодження (рис.1) [1].

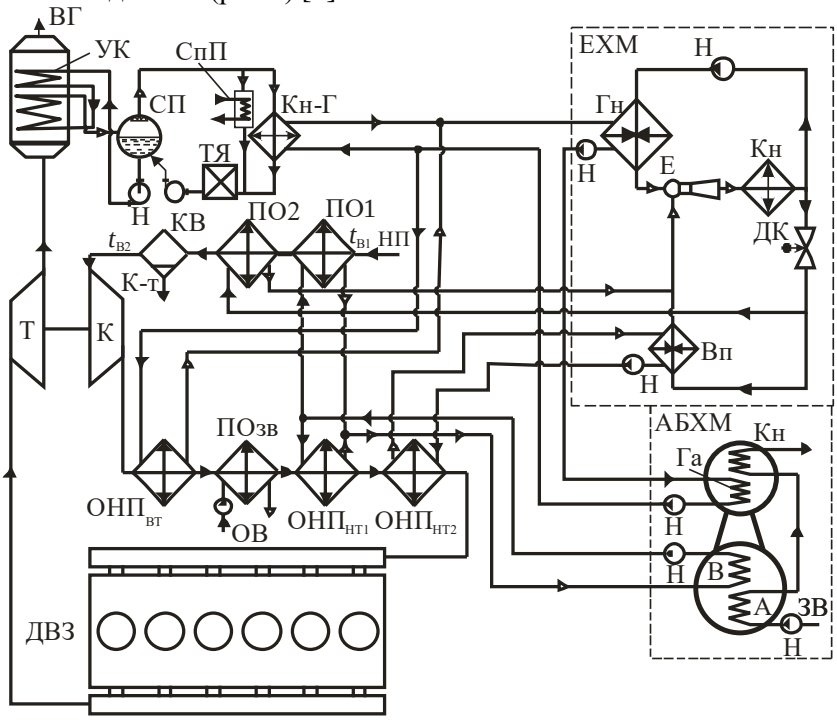


Рис. 1. Схема системи **комбінованого** охолодження циклового повітря на вході ТК МОД в АБХМ і наддувного повітря в ЕХМ утилізацією теплоти відповідно випускних газів і наддувного повітря: К і Т – компресор і турбіна ТК; ОНП$_{ВТ}$ – високотемпературний (когенераційний) ступінь охолодження наддувного повітря ОНП; ОНП$_{зв}$ – ступінь охолодження наддувного повітря забортною водою; ОНП$_{НТ}$ – низькотемпературний ступінь охолодження наддувного повітря;

СП – сепаратор пари; Кн-Гв (Кн-ВН)– конденсатор водяної пари – нагрівач води для випарної секції генератора ЕХМ; Ек – економайзерний нагрівач води конденсатом; ОК-Ге – охолоджувач водяного конденсату-економайзерна секція генератора ЕХМ (нагріву конденсату); СТ – споживач тепла; КВ– конденсатовідвідник; ТЯ – теплий ящик; Н – насос; ВГ – випускні гази; НП – навколишнє повітря на вході ТК; К-т – конденсат; Е – ежектор; Г – генератор; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач; ДК – дросельний клапан; Кн – конденсатор хладону; $Г_а$ – генератор АБХМ; Кн – конденсатор АБХМ; $В_а$ випарник АБХМ; А – абсорбер; ЗВ – забортна вода

Метою наукового дослідження стало підвіщення енергоефективності судна під час океанських переходів шляхом впливу на режим роботи суднового МОД.

Згідно **робочої гіпотези**, мета досягається шляхом комплексного охолодження циклового повітря МОД тепловикористовуючими холодильними машинами, які живляться від утилізаційного котла дизеля та/або інших суднових систем теплопостачання.

Головною задачею наукового дослідження стало визначення раціональних параметрів процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД, які забезпечують високу тривалу паливну економічність морського судна при підвищеніх температурах навколишнього середовища.

Для вирішення головної задачі здійснене рішення наступних **допоміжних задач:**

формалізація математичної моделі для розрахунку параметрів тепломасообмінних процесів комплексного охолодження циклового повітря МОД для змінних теплових навантажень;

встановлення характеру взаємозв'язоку між паливною економічностью судна, зовнішніми здбуреннями, пов'язаними зі зміною температури навколишнього повітря та забортної води упродовж рейсу, та параметрів процесів охолодження циклового повітря МОД з утилізацією горячої води системи теплопостачання;

створення способу рациональної організації процесів в системах комплексного охолодження циклового повітря МОД, який забезпечує стабілізацію його низької температури незалежно від зміни температурних збурень по лінії маршрута.

Для перевірки адекватності процесів трансформації скидної теплоти

шляхом верифікації викликала додаткова науково-прикладноа практична задача пов'язана з розробкою схемно-конструктивних рішень систем комплексного охолодження циклового (надувочного) повітря МОД при експлуатації судна на відповідній океанській лінії [2,3].

Методіка і методи дослідження передбачає застосування системного аналізу, який передбачає параметричну і кількісну визначеність показника енергоефективності судна, параметризацію та формалізацію математичної моделі процесів, які пов'язані з предметом дослідження, аналіз процесів направлений на перевірку робочої гіпотези з подальшим синтезом його результатів для створення способу утилізації скидної теплоти для стабілізації низької температури циклового повітря МОД. Такий методологічний підхід дозволів розробити схемно-конструктивні рішення по підтвердженню робочої гіпотези.

Наукові результати, що захищаються автором, та їхня новизна:

1. Вперше розроблені:

- системи комплексного охолодження циклового повітря (повітря на вході наддувного ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри) суднових МОД когенераційного типу утилізацією скидної теплоти наддувного повітря і випускних газів у вигляді теплоти гарячої води системи теплопостачання, що за холодного клімату витрачається на теплофікаційні потреби, тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ) різного типу, які забезпечують високу паливну економічність МОД при підвищених температурах повітря і забортної води упродовж рейсу;

- способи раціональної організації процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД трансформацією теплоти гарячої води системи теплопостачання сумісно ТХМ різного типу, які забезпечують підтримання стабільно низької температури циклового повітря незалежно від зміни кліматичних умов експлуатації упродовж рейсу шляхом перерозподілу теплового навантаження між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД;

- математична модель для розрахунку параметрів процесів комплексного охолодження циклового повітря суднового МОД когенераційного типу з використанням теплоти гарячої води системи теплопостачання, що враховує зміну теплових навантажень когенераційного високотемпературного і низькотемпературних ступенів охолодження

циклового повітря та дає змогу визначати надлишок/дефіцит холодопродуктивності і способи її раціонального розподілу між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря;

- схемно-конструктивні рішення тепловикористовуючих систем комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД когенераційного типу, які реалізують розроблені способи організації процесів охолодження повітря з перерозподілом холодопродуктивності відповідно до кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії і забезпечують високу паливну економічність МОД за рахунок підтримання стабільно низької температури циклового повітря упродовж рейсу.

2.Запропонований принципово новий підхід до підвищення ефективності охолодження циклового повітря суднового МОД, згідно з яким раціональну холодильну потужність ТХМ вибирають з урахуванням зміни співвідношення поточних теплових навантажень при охолодженні повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД на конкретній рейсовій лінії.

3. Виявлені:

- особливості процесів охолодження циклового повітря МОД, зумовлені зміною температури повітря і забортної води упродовж рейсу і обмеженим температурним рівнем скидної теплоти (води системи теплопостачання), який визначає ефективність її трансформації в холод (тепловий коефіцієнт ТХМ), відповідно й холодопродуктивність ТХМ і глибину охолодження циклового повітря та паливну ефективність МОД, виходячи з яких розподіляють холодопродуктивність ТХМ різного типу між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД;

- раціональні параметри процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД (температурні напори в апаратах охолодження, теплові навантаження на апарати, встановлена холодильна потужність ТХМ), які забезпечують зниження температури наддувного повітря до 20…25 ºС і скорочення питомої витрати палива на 2,0…3,0 г/(кВт·год) у порівнянні з традиційною системою охолодження забортною водою при підвищених температурах повітря і забортної води та температури повітря на вході ТК до 15…20 ºС і скорочення питомої витрати палива на 2,5…3,5 г/(кВт·год) упродовж експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії.

Достовірність результатів дослідження забезпечена застосуванням для розрахунку паливної економічності МОД з охолодженням циклового повітря програми виробника суднових МОД фірми "MAN",

апробованої даними стендових випробувань МОД, збереженням встановлених закономірностей в широкому діапазоні режимів суднової експлуатації, результатами порівняння показників паливної економічності МОД з охолодженням циклового повітря в ТХМ і без нього.

Теоретичне значення мають наступні результати дослідження:

– новий підхід до підвищення ефективності охолодження циклового повітря суднового МОД, в основу якого покладено гіпотезу визначення раціональної холодильної потужності ТХМ з урахуванням зміни співвідношення поточних теплових навантажень при охолодженні повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД на рейсовій лінії;

– особливості процесів охолодження циклового повітря МОД, зумовлені зміною температури повітря і забортної води упродовж рейсу і обмеженим температурним рівнем скидної теплоти (води системи теплопостачання), який визначає ефективність її трансформації в холод (тепловий коефіцієнт ТХМ), відповідно й холодопродуктивність ТХМ і глибину охолодження циклового повітря та паливну ефективність МОД, виходячи з яких розподіляють холодопродуктивність ТХМ різного типу між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД;

– способи раціональної організації процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД трансформацією теплоти гарячої води системи теплопостачання в ТХМ різного типу шляхом перерозподілу теплового навантаження між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД.

Практичну цінність становлять результати дослідження:

– системи комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД когенераційного типу з утилізацією скидної теплоти наддувного повітря і випускних газів тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), які забезпечують високу паливну ефективність МОД при підвищених темпер теплопостачання атурах повітря і забортної води упродовж рейсу;

– схемно-конструктивні рішення тепловикористовуючих систем комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД когенераційного типу, які реалізують розроблені способи організації процесів охолодження повітря з перерозподілом холодопродуктивності від-

повідно до кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії і забезпечують високу паливну ефективність МОД за рахунок підтримання стабільно низької температури циклового повітря упродовж рейсу;

– методика розрахунку параметрів процесів комплексного охолодження циклового повітря суднового МОД когенераційного типу з використанням теплоти гарячої води системи теплопостачання, що враховує зміну теплових навантажень когенераційного високотемпературного й низькотемпературних ступенів охолодження циклового повітря і дає змогу визначати надлишок/дефіцит холодопродуктивності і способи її раціонального розподілу між контурами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря;

– рекомендації з раціональних параметрів процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД (температурних напорів в апаратах охолодження, теплових навантажень на апарати, встановленої холодильної потужності ТХМ), які забезпечують зниження температури наддувного повітря до 20…25 ºС і скорочення питомої витрати палива на 2,0…3,0 г/(кВт·ч) у порівнянні з традиційною системою охолодження забортною водою при підвищених температурах повітря і забортної води та температури повітря на вході ТК до 15…20 ºС і скорочення питомої витрати палива на 2,5…3,5 г/(кВт·ч) упродовж експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1.Голиков.В.А. Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля когенерационного типа [текст] /В.А. Голиков, Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов. Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2015. – Вып. 36. – С. 16-23.

2.Голиков В. А., Радченко Р. Н., Богданов Н. С. Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля когенерационного типа [Текст] Голиков В. А., Радченко Р. Н., Богданов Н. С// Матеріали науково-технічної конференції «Суднові енергетичні установки».Одеса: ОНМА, 2015. - № 36-с.16.

3. Радченко А.Н. Богданов Н.С. Тепловые нагрузки теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля на рейсовой линии [Текст] Радченко, А.Н. Богданов Н.С // авиационно-космическая техника и технология. - 2011. - № 5 (82).- с. 61-67.

10.31653/smf42.2021.104-110

Микоїд Г. В., кер. проф. Корбан В. Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КОНТРОЛЮ ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО МАСТИЛА ВИСОКООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ СПОСОБОМ ПОЛЯРИЗАЦІЇ

ABSTRACT

The analysis of the possibility of improving the quality of control of circulating oil of high-speed diesel by polarization is carried out. Remote quality control of circulating oil is based on irradiation of the oil surface with an electromagnetic wave of linear polarization and reception of the reflected wave of vertical or horizontal polarization. Based on the result of measuring the reflected power, a decision is made regarding the internal structure of the oil to which this signal corresponds, by comparing its value with the criterion value for the quality structure of the oil.

Keywords: circulating oil, high-speed diesel, dielectric constant of oil, emitted and reflected waves, criterion value.

РЕФЕРАТ

В роботі проведено аналіз можливості підвищення якості контролю циркуляційного мастила високообертового дизеля способом поляризації. Дистанційний контроль якості циркуляційного мастила заснований на опроміненні поверхні мастила електромагнітною хвилею лінійної поляризації і прийомі відбитої хвилі вертикальної або горизонтальної поляризації. На підставі результату вимірювання відбитої потужності виноситься рішення щодо внутрішньої структури мастила якої відповідає цей сигнал, шляхом порівняння його значення з критеріальним значенням для якісної структури масла.

Ключові слова: циркуляційне мастило, високообертовий дизель, діелектрична проникність мастила, випромінена і відбита хвилі, критеріальне значення.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

Дистанційний безперервний контроль якості циркуляційного мастила високообертового дизеля є необхідною умовою його безаварійної роботи і сприяє ефективній роботі системи змащення. Вимірювання фізичних параметрів структури циркуляційного мастила, в процесі ро-

боти дизеля і контроль їх зміни дозволяє забезпечити безвідмовну роботу всієї системи змащення дизеля, а при різкій зміні структури мастила вжити необхідних заходів до його заміни з метою збереження працездатності системи змащення дизеля. Великими можливостями для вирішення даної проблеми дистанційного безперервного контролю циркуляційного мастила суднового дизеля мають радіохвильові поляризаційні методи.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

До теперішнього часу виконані дослідження щодо забезпечення безвідмовної і ефективної експлуатації суднових дизелів за параметрами відпрацьованого мастила [1], за оптимізацією режимів сепарування моторного мастила в суднових дизелях методами варіаційного обчислення [2], за ресурсозберігаючому мастиловикористанню в суднових дизелях [3], за практичними рекомендаціями змащування суднових дизелів [4], за технічною експлуатацією суднових дизельних установок [5]. Однак розглянуті методи не спрямовані на дистанційний контроль внутрішньої структури циркуляційного масла, тобто молекулярної.

Формулювання мети статті (постановка задачі)

Метою даної роботи є обґрунтування поляризаційного дистанційного метода підвищення якості контролю циркуляційного мастила високообертового дизеля.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

До фізико-хімічних показників мастил, крім щільності і в'язкості, відноситься молекулярна структура, відповідна формі його молекул. У разі однорідної структури мастила інформативним параметром його якості може служити щільність, а при наявності присадок одного або двох компонентів середня щільність мастила буде складатися з однорідної структури мастила і присадок. При переміщенні масла в працюючій системі двигун - картер середня щільність, тобто його внутрішня структура змінюється і виникає необхідність здійснювати дистанційний контроль його фізичних властивостей, критеріальні параметри яких безперервно визначають якість мастила. Таким критерієм може бути суцільність мастила, яка залежить від його діелектричної проникності, яка і сигналізує про погіршення змащувальних властивостей циркуляційного масила в двигуні.

Дистанційний контроль якості циркуляційного мастила в працюючому високообертовому дизелі зводиться до вирішення задачі розпізнавання по ототожненню сукупності вимірюваних параметрів циркуляційного мастила з параметрами чистого мастила до його заливання в систему змащення дизеля. Таким чином при поляризаційному розпізнаванні внутрішньої структури циркуляційного мастила проводиться вимірювання відбитого від суцільностної структури мастила сигналу представленого поляризаційною матрицею при умові опромінення циркуляційного мастила електромагнітною хвилею лінійної поляризації:

$$\begin{bmatrix} P_1(t) \\ P_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1(t) + n_1(t) \\ S_2(t) + n_2(t) \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де $P_{ik}(t)$ – потужність відбитої хвилі від суцільності циркуляційного мастила;

$S_{ik}(t) = \varepsilon_{ik}^{S}(t)$ - діелектрична проникність чистого мастила;

$n_{ik}(t) = \varepsilon_{ik}^{n}(t)$ - діелектрична проникність мастила, суцільність якого відрізняється від суцільності чистого мастила.

Для визначення критеріального значення якості циркуляційного мастила використовують правила максимуму правдоподібності, і відповідності з яким перевіряється виконання умови:

$$\frac{W(P_1 / A)}{W(P_1 / B)} \geq 1. \quad (2)$$

Розподіл відбитої потужності від поверхні циркуляційного мастила можуть бути описані логарифмічно нормальним законом:

$$\frac{W(P_1 / A)}{W(P_1 / B)} = \frac{\frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_A}} \cdot e^{-\frac{(P_1 - m_A)^2}{2\sigma_A^2}}}{\frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_B}} \cdot e^{-\frac{(P_1 - m_B)^2}{2\sigma_B^2}}}, \quad (3)$$

де *A* - відбитий сигнал, створений поверхнею мастила з діелектричною проникністю $\varepsilon_{ik}^{S}(t)$;

B - відбитий сигнал, створений поверхнею мастила з діелектричною

проникністю $\varepsilon_{ik}^{n}(t)$;

P_1 - потужність відбитого сигналу, прийнятого антеною вимірювального пристрою (можна використовувати P_2);

m_A і m_B - математичні очікування відбитої потужності від поверхні циркуляційного мастила (визначається за результатами лабораторних спостережень);

σ_A і σ_B - дисперсії відбитої потужності від поверхні циркуляційного мастила (визначається за результатами лабораторних спостережень).

Після перетворення умова (2) з урахуванням (3) зводиться до наступного:

$$\frac{\sigma_B}{\sigma_A} e^{aP_1^2+bP_1+c} \geq 1, \quad (4)$$

де *a, b, c* - коефіцієнти, які розраховуються за формулами:

$$a = \frac{\sigma_A^2 - \sigma_B^2}{2\sigma_A^2\sigma_B^2}; \quad (5)$$

$$b = \frac{m_A\sigma_B^2 - m_B\sigma_A^2}{\sigma_A^2\sigma_B^2}; \quad (6)$$

$$c = \frac{m_B\sigma_A^2 - m_A\sigma_B^2}{2\sigma_A^2\sigma_B^2}. \quad (7)$$

Якщо виміряне значення потужності P_1 таке, що умова (4) стає справедливою, то приймається рішення *A,* в іншому випадку приймається рішення *B*.

Вираз (4) логарифмуючи при підставі *e*, запишеться у вигляді:

$$aP_1^2 + bP_1 + c \geq ln\frac{\sigma_A}{\sigma_B}. \quad (8)$$

Вирішуючи нерівність (8) щодо P_1, знаходиться критеріальне значення $P_{1кр}$. Тоді практичне правило дистанційного визначення якості

циркуляційного мастила високообертового дизеля зводиться до автоматичного вимірювання відбитої потужності P_1 і порівнянню її значення з критеріальним $P_{1кр}$.

Якщо $P_{1вим} \geq P_{1кр}$, приймається рішення *А*, тобто мастило відповідає експлуатаційним параметрам. При $P_{1вим} < P_{1кр}$, приймається рішення *В,* тобто мастило не відповідає експлуатаційним параметрам і необхідна його заміна, або додавання у його склад чистого мастила певної кількості .

Для реалізації способу дистанційного контролю якості циркуляційного мастила високообертового дизеля розроблена функціональна схема НВЧ пристрою, яка представлена на рис.1.

Робота пристрою дистанційного контролю якості циркуляційного мастила відбувається наступним чином. Генератор 9 випромінює високочастотні коливання, які модулюються модулятором 8 в прямокутні імпульси, що слідують із частотою повторення 300 імпульсів в секунду, які через циркулятор 6 і антенний перемикач 2 опромінюють циркуляційне мастило 4 за допомогою все поляризаційної антени 3. Відбитий від поверхні циркуляційного мастила 4 сигнал приймається антеною 3 і через антенний перемикач 2 надходить в приймач 1, де посилюється і перетворюється в потужність постійного струму, яка надходить в пристрої порівняння з критеріальним значенням потужності, отриманим лабораторним шляхом для чистого мастила. Результат порівняння надходить в комп'ютер для прийняття рішення про подальшу експлуатацію або заміну циркуляційного мастила в дизелі.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

1 Проведено аналіз існуючих методів контролю якості циркуляційного мастила в дизелі.

2 Представлена методика і пристрій дистанційного контролю якості циркуляційного мастила, засновані на радіофізичному безконтактному способі контролю.

Подальші дослідження будуть спрямовані на удосконалення певних вузлів розробленого пристрою.

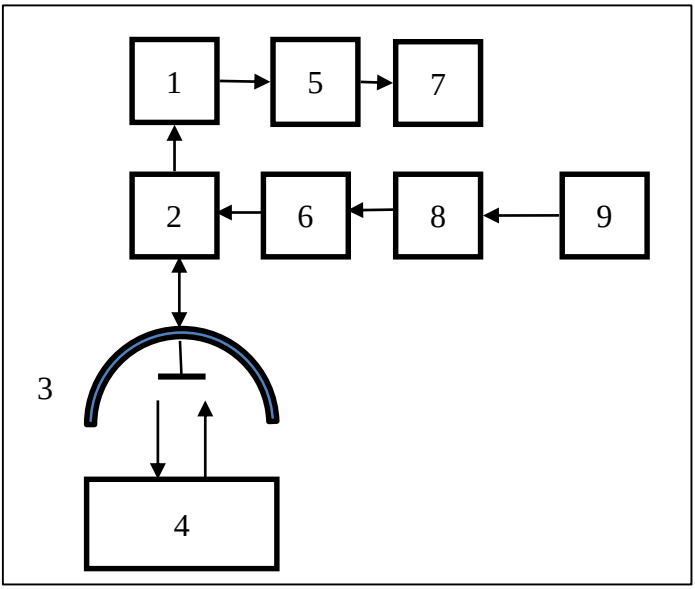


Рис.1. Функціональна схема пристрою дистанційного контролю якості циркуляційного мастила високообертового дизеля, де:

1 - приймач для посилення і перетворення відбитого від поверхні циркуляційного мастила сигналу; 2 - антенний перемикач; 3 - всеполяризована антена; 4 - циркуляційне мастило в картері дизеля; 5 - пристрій порівняння; 6 - циркулятор; 7 - дисплей комп'ютера; 8 - модулятор; 9 - генератор сінусообразних коливань.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Надежкин, А.В. Подходы и критерии для обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации судовых крейцкопфных дизелей по параметрам отработанного цилиндрового масла / А.В. Надежкин, В.Н. Даничкин, А.В. Безвербный // Судостроение, 2011. - № 2. - С. 30-33.

2. Надежкин, А.В. Оптимизация режимов сепарирования моторного масла I судовых дизелях методами вариационного исчисления / Г.П. Кича, А.В Надежкин, Н.К. Пак // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальней Востока. - 2011. - № 1. - С. 112-116.

3. Кича Г.П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях / Г.П. Кича . - Владивосток: Мор. гос. ун-т., 2011. - 372 с.

4. Возницкий, И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей / И.В. Возницкий - СПб.: Моркнига, 2007. - 135 с.

5. Захаров, Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок /Г.В. Захаров. - М.: Транслит, 2009. - 256 с.

10.31653/smf42.2021.111-115

Павлович В.М., кер. проф. Корбан В. Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИСТАНЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ ВОЛОГОВМІСТУ ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО МАСТИЛА В КАРТЕРІ МАЛО ОБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ

Abstract

Method of remote control of moisture content of circulating oil in crankcase of small recycled diesel engine is considered and analyzed, based on measurement of phase difference between orthogonal components of electromagnetic wave reflected from oil surface, which turns into voltage proportional to moisture content by volume of controlled oil in arber. The functional diagram of the moisture meter implementing the remote method, monitoring the moisture content of the circulating oil in the crankcase of the moloborous diesel engine is presented.

Key words: moisture content, circulating oil, the dielectric permeability, the difference of phases, orthogonal components of an electromagnetic wave, the reflected signal, emitted signal radiated and the accepted system, a moisture content analzator.

Реферат

В роботі розглянуто та проаналізовано метод дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері малооборотного дизеля, заснований на вимірюванні різниці фаз між ортогональними компонентами відбитої від поверхні мастила електромагнітної хвилі, яка перетворюється в напругу, пропорційну вологовмісту за обсягом контрольованого мастила в картері.

Представлена функціональна схема вологоміра, що реалізує дистанційний метод контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері малооборотного дизеля.

Ключові слова: вологовміст, циркуляційне мастило, діелектрична проникність, різниця фаз, ортогональні складові електромагнітної хвилі, відбитий сигнал, сигнал випромінюваний, випромінювана і приймальна система, НВЧ пристрій.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

Залежність різних параметрів радіохвильових датчиків від електромагнітних параметрів контрольованих об'єктів дозволяє отримати

інформацію про їх фізичні властивості. Радіохвильові методи і НВЧ пристрої, що їх реалізують, набули найбільшого розвитку і практичного застосування завдяки високій чутливості радіохвильових вологомірів в діапазоні СВЧ, можливості досягнення високої точності безконтактних вимірювань і інтегральної оцінки вологовмісту за обсягом контрольованої речовини.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

Питання теорії і застосування вологомірів викладені в багатьох наукових публікаціях і патентах [1-5]. Один з напрямків застосування радіохвильових методів для вологометрії заснований на відмінності діелектричної проникності води від діелектричної проникності циркуляційного мастила у картері малооборотного дизеля.

Однак розглянуті методи мають невисоку точність, так як на одержувані результати впливають неінформативні параметри - зміна температури, густини речовини, кута Брюстера і інше. Тому виникає необхідність в розробці радіохвильових методів та технічних засобів вологометрії, що забезпечують інваріантність результатів вимірювань до збурюючих факторів.

Формулювання мети статті (постановка задачі)

Метою даної роботи є обґрунтування методу і НВЧ вологоміра, заснованих на вимірюванні різниці фаз між ортогональними компонентами відбитої від поверхні циркуляційного мастила електромагнітної хвилі в картері малооборотного дизеля, в залежності від змінювання діелектричної проникності мастила.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Наявність вологи в циркуляційному мастилі картера дизеля відображається на зміні його діелектричної проникності ε по відношенню до значення діелектричної проникності безводного циркуляційного мастила.

Наявність вологи в циркуляційному мастилі відображається на значеннях як дійсної ε', так і мінімальної ε'' частин його діелектричної проникності $\varepsilon = \varepsilon' - i\varepsilon''$.

Вологовміст W в діапазоні НВЧ є лінійною функцією $\varepsilon'(W)$ -1 і $\varepsilon''(W)$ і не залежить від щільності циркуляційного мастила в картері.

Розглянемо зв'язок діелектричної проникності циркуляційного мастила з різницею фаз між ортогональними складовими відбитої від поверхні мастила електромагнітної хвилі 3,2 см діапазону, з урахуванням їх коефіцієнта відбиття $m = \eta - jp$ (дійсної та мінімальної частин). Встановимо зв'язок коефіцієнтів відбиття η і p з діелектричними проникністями ε' і ε'' циркуляційного мастила:

$$\eta = \sqrt{\frac{\varepsilon` + \sqrt{(\varepsilon`)^2 + (\varepsilon``)^2}}{2}} \quad (1)$$

$$\rho = \sqrt{\frac{-\varepsilon` + \sqrt{(\varepsilon`)^2 + (\varepsilon``)^2}}{2}} \quad (2)$$

Тоді різниця фаз між ортогональними компонентами E_x і E_y відбитої від поверхні циркуляційного мастила електромагнітної хвилі запишеться у вигляді:

$$\varphi = arctg\frac{\rho}{\eta} = \frac{\sqrt{\frac{\varepsilon` + \sqrt{(\varepsilon`)^2 + (\varepsilon``)^2}}{2}}}{\sqrt{\frac{-\varepsilon` + \sqrt{(\varepsilon`)^2 + (\varepsilon``)^2}}{2}}} = arctg\frac{\frac{\varepsilon` + \sqrt{(\varepsilon`)^2 + (\varepsilon``)^2}}{2}}{\frac{-\varepsilon` + \sqrt{(\varepsilon`)^2 + (\varepsilon``)^2}}{2}} = \frac{\frac{\varepsilon` + \sqrt{(\varepsilon`)^2 + (\varepsilon``)^2}}{2}}{\frac{-\varepsilon` + \sqrt{(\varepsilon`)^2 + (\varepsilon``)^2}}{2}}$$

(3)

У діапазоні температур циркуляційного мастила від 0°С до 40°С ε' змінюється від 45,08 до 65,81, а ε'' від 41,31 до 21,02 або в перерахунку на коефіцієнти відбиття, їх значення змінюються від 7,9 до 8, 21 для η і від 2,83 до 1,28 для коефіцієнта ρ.

Різниця фаз між ортогональними компонентами відбитої від поверхні циркуляційного мастила електромагнітної хвилі є однозначною функцією вологовмісту мастила. Зазначена різниця фаз практично не буде залежати від змінювання температури циркуляційного мастила в картері дизеля, оскільки при її змінюванні фази ортогональних амплітуд E_x і E_y змінюються однаково. Оскільки на виході пристрою НВЧ вимірюється напруга u відповідна різниці фаз φ, то розглядаючи відношення $\Delta\varphi / \Delta u$, як функцію від W, можна отримати шуканий процентний вологовміст циркуляційного мастила в картері малооборотного дизеля, тобто

$$W = \frac{\Delta\varphi}{\Delta u}\% \ . \ (4)$$

Для реалізації дистанційного методу контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері малооборотного дизеля розроблена і проаналізована функціональна схема НВЧ пристрою, яка представлена на рис.1.

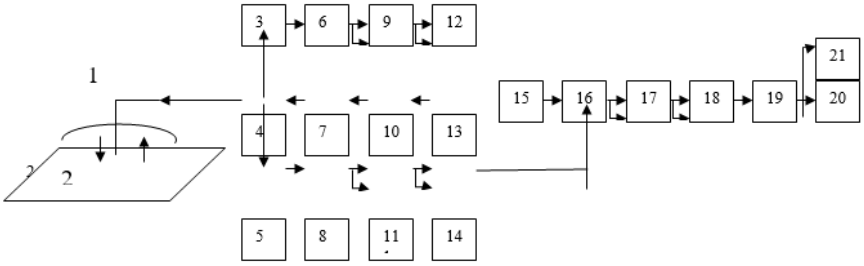


Рис.1. Функціональна схема НВЧ пристрою для дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері малооборотного дизеля де:

1 - приймально-передавальна антена; 2 - опромінювана поверхня циркуляційного мастила в картері дизеля; 3, 5 - антенні перемикачі, 4 - поляризаційний селектор; 6, 8 - приймачі ортогональних компонент відбитої хвилі; 7 – циркулятор; 9,11,12,14,15 - формувачі обмежувачі; 10 – модулятор; 13 - генератор СВЧ; 16 - фазовий детектор; 17, 18 – інвертори; 19 – диференційний підсилювач; 20 - дисплей комп'ютера; 21 - реєстратор.

Робота НВЧ пристрою відбувається наступним чином. Генератор НВЧ 13 генерує синусоїдальні коливання високої частоти, які модулятором 10 модулюються в імпульси певної тривалості і частоти повторення, які через циркулятор 7 і поляризаційний селектор 4 надходять на антену 1 і випромінюються на поверхню 2 циркуляційного мастила в картері дизеля.

Відбиті від поверхні мастила дві ортогональні складові електромагнітної хвилі з певною різницею фаз φ між ними в залежності від діелектричної проникності ε мастила, надходять на вхід антени 1 і через поляризаційний селектор 4, антенні перемикачі 3 і 5 на приймачі 6 і 8, де відбувається їх посилення і перетворення в чистоту 4 мГц.

З виходу приймачів 6, 8 відбиті сигнали ортогональних компонент E_x і E_y електромагнітної хвилі надходять на каскади 9, 11, 12, 14, 15, 16, 17, 18 формування різниці фаз φ між ними і перетворення її в постійну напругу u. З виходу диференційного підсилювача 19 постійна

напруга, відповідна різниці фаз між ортогональними складовими відбитої від поверхні мастила електромагнітної хвилі і яка відповідає вологовмісту мастила в картері дизеля, надходить на реєстратор 21 постійної напруги і дисплей комп'ютера 20.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

1 Розглянута методика і пристрій дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері малооборотного дизеля.

2 Вимірювання вологовмісту мастила засноване на залежності різниці фаз між ортогональними складовими відбитої від поверхні мастила електромагнітної хвилі.

3 Розглянутий пристрій дозволяє здійснювати автоматичний дистанційний контроль вологовмісту циркуляційного мастила в картері малооборотного дизеля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.Kraszewski A.Microwave aguametry - abibliograhy 1955-1979//journal of Microwave Power.1980.Vol.15,№4.P298-310

2.Бензарь В.К. Техника СВЧ влагометрии /В.К. Бензарь. - Минск: Высшая школа,1974. - 153 с.

3. Берлинер М.А. Новые разработки в области СВЧ измерений влажности материалов / М.А. Берлинер, А.А. Демьянова, Л.Г. Малорацкий и др. // Приборы и системы управления. -1974. - №9. - С. 22-25.

4. Крачевский Е.С. Контроль влажности твердых и сыпучих материалов / Е.С. Крачевский, А.Г. Волченко, С.С.Галушкин. - М.: Энергоатомиздат,1987. - 130 с.

5.Европейский нат.0069969,МКИ[4]:GOI №22/00, GOI №33/22.Microwave alcohol fuel sensor/K.Kimura,A.Endo,T.Shibata,H.Morozumi. 1982.

10.31653/smf42.2021.116-121

Мацерук В. В., кер. проф. Корбан В. Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

ДИСТАНЦІЙНИЙ КОНТРОЛЬ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ ДИЗЕЛЯ

ABSTRACT

The paper considers and analyzes the radio wave method and device for remote control of the crankshaft speed of a marine diesel engine, based on measuring the actual Stokes parameters, the value of which determines the phase difference between the orthogonal components of an electromagnetic wave reflected from the rotating crankshaft of a marine diesel engine.

Keywords: speed, crankshaft, marine diesel, Stokes parameters, electromagnetic wave, phase difference, horn antenna, orthogonal components.

РЕФЕРАТ

В роботі розглянуто та проаналізовано радіохвильовий метод і пристрій дистанційного контролю частоти обертання колінчастого валу суднового дизеля, заснованих на вимірі дійсних параметрів Стокса, за значенням яких визначається різниця фаз між ортогональними складовими електромагнітної хвилі, відбитої від обертового колінчастого валу суднового дизеля.

Ключові слова: частота обертання, колінчастий вал, судновий дизель, параметри Стокса, електромагнітна хвиля, різниця фаз, рупорна антена, ортогональні складові.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими і практичними завданнями

Важливі переваги НВЧ вимірювачів частоти обертання колінчастого валу дизеля полягає в безконтактності вимірювань, відсутності впливу на контрольований об'єкт, можливості дистанційних вимірювань.

Більшість відомих методів вимірювання [1-5] пов'язані з зондуванням обертового об'єкта електромагнітними хвилями, прийомом відбитих хвиль і вимірюванням їх характеристик. Внаслідок видалення одних відбиваючих елементів обертового об'єкта по відношенню до передавальної і приймальної антен і наближенні інших елементів має місце модуляція відбитих хвиль, яка і дозволяє отримати інформацію про частоту обертання [6].

Для отримання відбитого від обертового об'єкта сигналу можуть бути використані різні неоднорідності: асиметрія форми об'єкта, щілини, штирі, шорсткості, наявність плям фарби на гладкій поверхні об'єкта або будь-якого діелектрика для штучного створення неоднорідностей.

НВЧ вимірювачі дозволяють реєструвати частоти обертання валів порядку $5 \cdot 10^6$ об / хв.

При обертанні колінчастого валу дизеля відбувається як зміна його частоти обертання, так і напрямку зі змінною навантаження на гребний гвинт судна, що тягне за собою виникнення небажаних вібрацій валу. Тому важливим завданням є постійний дистанційний контроль частоти обертання валу і його вібрацій.

Аналіз останніх досягнень і публікацій, в яких розпочато розв'язування даної проблеми та висвітлювання нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми

Вельми різноманітні можливості за діапазонами контрольованих частот і умов контролю, дозволяють застосовувати розглянуті пристрої для вимірювання частоти обертання роторів, турбін, валів та інших обертових вузлів і механізмів. Однак розглянуті в них методи і пристрої володіють певними недоліками. Так в частоті відбитого сигналу, в якому проводиться виділення і перетворення доплерівських сигналів, отриманих в результаті зсуву відбитих і зондуючих вал, що обертається, електромагнітних хвиль, а також амплітудна модуляція відбитих хвиль, такий метод не забезпечує досить високу точність вимірювання, тому що не враховується розподіл гармонійних складових в спектрі відбитого сигналу, що призводить до помилок в вимірюванні частоти обертового валу [1,2]. Облік гармонійних складових в спектрі відбитого сигналу проводиться в роботах [3,4], що дозволяє отримати більш високу точність вимірювання частоти обертання валу, проте отримання низькочастотного сигналу з кратними частоті обертання гармоніками отримати важко через вимірювання напрямку обертання і швидкості обертання валу. В роботі [5] принцип вимірювання частоти обертання валу заснований на використанні інерційного характеру площини поляризації електромагнітної хвилі. Однак через незначний кут між площинами поляризації на вході і виході резонатора, точність вимірювання кругової частоти невелика. Розглянуті методи і їх недоліки в вимірюванні кругової частоти обертання валу дизеля не задовольняють вимогам практики експлуатації суднових дизелів.

Формулювання мети статті (постановка задачі)

Метою даної роботи є обґрунтування радіохвильового методу і пристрою дистанційного вимірювання частоти обертання колінчастого валу суднового дизеля, заснованого на вимірюванні параметрів Стокса відбитої хвилі, який має більш високу точність, надійність і оперативність вимірів як частоти обертання колінчастого валу, так і його вібрацій.

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Для вирішення поставленого завдання можна використовувати чотири дійсні величини, які називаються параметрами Стокса, кожен з яких має розмірність інтенсивності плоскої електромагнітної хвилі. Чотири параметра Стокса позначаються через *I, Q, U, V* і визначаються через декартові компоненти поперечного електричного поля хвилі, відбитої від обертового колінчастого валу суднового дизеля

$$\begin{aligned} I &= \left\langle E_x^2(t)\right\rangle + \left\langle E_y^2(t)\right\rangle; \\ Q &= \left\langle E_x^2(t)\right\rangle - \left\langle E_y^2(t)\right\rangle; \\ U &= 2\left\langle E_x^2(t)E_y^2(t)\cos\left[\varphi_x(t)-\varphi_y(t)\right]\right\rangle; \\ V &= 2\left\langle E_x^2(t)E_y^2(t)\sin\left[\varphi_x(t)-\varphi_y(t)\right]\right\rangle. \end{aligned} \quad \textbf{(1)}:$$

З рівнянь (1) видно, що параметр *I* є повною інтенсивністю електромагнітної хвилі, відбитої від обертового валу дизеля і завжди позитивний. Параметр Q дорівнює різниці інтенсивностей ортогональних компонент E_x і E_y електромагнітної хвилі уздовж осей *X* і *У* декартової системи координат, відбитої від обертового колінчастого валу суднового дизеля і може дорівнювати нулю в залежності від співвідношення між лінійними E_x і E_y компонентами відбиті хвилі. Третій і четвертий параметри Стокса *U* і *V* визначають кореляційний зв'язок між амплітудами і фазами ортогональних компонент E_x і E_y відбитої від обертового валу електромагнітної хвилі. З третього і четвертого параметрів Стокса випливає, що вони пов'язані з різницею фаз між відбитими компонентами електромагнітної хвилі, яка чутлива до кутової швидкості обертання колінчастого валу суднового дизеля, а отже і з його частотою, і числом оборотів колінчастого валу за хвилину, тобто :

$$\varphi_{1xy} = cos\left(\varphi_x - \varphi_y\right) = \frac{U}{2E_xE_y}; \quad (2)$$

або

$$\varphi_{2xy} = \sin\left(\varphi_x - \varphi_y\right) = \frac{V}{2E_x E_y}. \quad (3)$$

З урахуванням (2) і (3) частота обертання колінчастого валу суднового дизеля f_{KB} визначається з умови:

$$f_{KB} = \frac{\varphi_{1xy} \cdot n}{60} = \frac{\varphi_{2xy} \cdot n}{60}, \text{ об/хв.} \quad (4)$$

де n - кількість обертання колінчастого валу за 1 хвилину.

Для вирішення поставленого завдання була розроблена функціональна схема пристрою дистанційного контролю частоти обертання колінчастого валу і його вібрацій, яка представлена на рис.1.

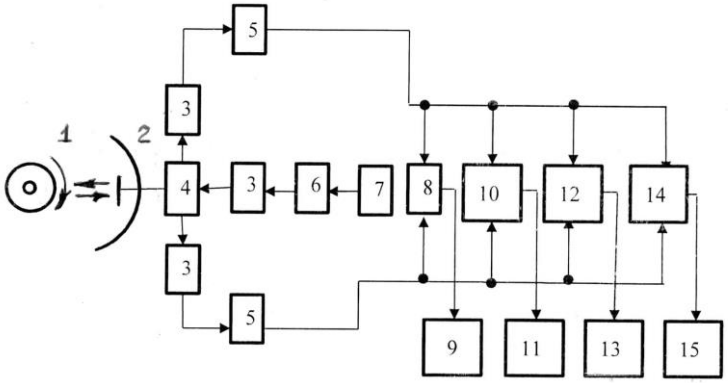


Рис.1. Функціональна схема приладу дистанційного контролювання частоти обертання і вібрації колінчастого валу суднового дизеля, де: 1 - колінчастий вал суднового дизеля; 2 - рупорна антена; 3 - антенні перемикачі; 5 - приймачі ортогональних E_x, E_y компонент відбитої від колінчастого валу суднового дизеля електромагнітної хвилі; 6 - модулятор; 7 - НВЧ генератор; 8 - пристрій формування першого параметра Стокса; 9 - дисплей комп'ютера; 10 - пристрій формування другого параметра Стокса; 11 - реєстратор вібрації колінчастого валу; 12, 14 - формувачі третього і четвертого параметрів Стокса; 13, 15 - реєстратори частоти і напрямку обертання колінчастого валу.

Робота пристрою відбувається наступним чином. Електромагнітна хвиля лінійної поляризації з кутом нахилу вектору хвилі під кутом 45 градусів, що сформована пристроями 4, 3, 6 і 7 за допомогою рупорної антени 2 опромінює колінчастий вал суднового дизеля, що обертається. Відбиті від обертового валу дві ортогональні складові хвилі приймаються тією ж рупорної антеною 2 і через поляризаційний роздільник 4 і антенні перемикачі ортогональних каналів 3 надходять на приймальні пристрої 5, де відбувається їх перетворення і посилення, необхідне для формування чотирьох параметрів Стокса *I, Q, U, V*. Перший параметр Стокса *I* використовується для контролю рівня потужності відбитої від обертового колінчастого валу електромагнітної хвилі. Другий Q параметр Стокса дозволяє контролювати і вимірювати вібрацію колінчастого валу, яка виникає. Третій і четвертий параметри Стокса *U* і *V* дозволяють по різниці фаз між ортогональними складовими відбитої від обертового валу електромагнітної хвилі вимірювати частоту обертання колінчастого валу і напрямок обертання.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

1 Розглянуто радіохвильовий метод дистанційного контролю частоти обертання колінчастого валу суднового дизеля при змінному навантаженні на гребний гвинт судна.

2 Розроблено функціональну схему пристрою, що реалізує радіохвильовий метод дистанційного контролю частоти обертання колінчастого валу суднового дизеля.

Подальші дослідження будуть спрямовані на удосконалення певних вузлів розробленого пристрою.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Пат. 3593136. США, НКИ: 324-175. Sensing rotational speed by amplitude modulating a continuous microwave signal / F. W. Chapman, F.E. Jamerson, N.L. Muench, 1971.

2. А. с. 1045128 СССР. МКИ[4] G01P 3/48. Устройство для измерения скоростей вращения валов двигателей / Т. И. Щеломенцев, В.А. Константинов,А. М. Боглов и др. // Открытия. Изобретения. 1983, №36.

3. А. с. 278263 СССР. МКИ[4] G01P 3/48. Радиолокационный способ измерения частоты вращения / Б.М. Петров// Открытия. Изобретения. 1974, №45.

4. Обидовский В.Г. Радиолокационный измеритель частоты вращения / В.Г. Обидовский, В.В. Савельев, В.В. Петров // Рассеяние электромагнитных волн. Межвуз. тематический сб. – Таганрог: Таганрогский радиотехнический ин-т им. Калмыкова, 1978. – Вып. 2. – С. 77-81.

5. Янг Л. Сверхвысокочастотный датчик вращения / Л. Янг, А.ДЖ. Бар // ТИИЭР, 1968. – Т. 56. – №11. - С.343-344.

6 Константинов В.А. Измерение малых перемещений и вибраций радиотехническими методами / В.А. Константинов, С.Г. Трубникова // Метрология, 1972. - №5. – С. 16-23.

10.31653/smf42.2021.122-127

Петровський В.Р., кер. доц. Козьміних М. А.
Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СУЧАСНИХ ХЛАДОНІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Холодильна установка – це невід'ємна частина морського транспорту. Холодильні машини використовуються для транспортування вантажів, кондиціонування повітря, збереження провізійних запасів судна. Одним з найбільш актуальних у галузі СХУ є питання застосування холодоагентів, що відповідають сучасним екологічним вимогам.

Досліджуючи концентрацію озону в земній атмосфері, вчені звернули увагу на зниження на початку 80 -х рр.. загального змісту стратосферного озону (ЗЗО). Виявилося, що кожної весни протягом 1986-1991 рр. ЗЗО над Антарктидою було в середньому на 30-40% нижче, ніж за період 1967-1971 рр., а в 1993 р. цей показник знизився більш ніж на 60 %.

Наступний крок до захисту озонового шару Землі був зроблений в жовтні 1987 р. в Монреалі, де 36 країн підписали Протокол по речовинах, що руйнують озоновий шар. Наша країна приєдналася до Монреальського протоколу в 1988 р. Ця міжнародна угода передбачала заморожування виробництва п'яти найбільш використовуваних ХФУ на рівні з 1986 до 1993 р. Їх виробництво мало скоротитися на 20 %, а до 1998 р. - на 30 %. До червня 1995 Монреальський протокол підписали близько 150 країн, а на ювілейній монреальскій зустрічі у вересні 1997 р. таких країн було вже 163

У листопаді 1992 року в Копенгагені були прийняті нові поправки, відповідно до яких з'явилася вимога про поетапне виведення з виробництва метилброміду і гідрохлорфторвуглеводів (ГХФВ).

Сьогодні найбільш розповсюдженним холодильним агентом, який підлягає подальшій заміні є холодоагент R134a. У зв'язку з цим постає гостра необхідність дослідження нових холодоагентів, їх властивостей та їх впливу на експлуатаційні показники ХУ.

Альтернативні холодоагенти групи ГФВ мають різний хімічний склад, фізичні властивості, а отже у кожного з них є безліч термодинамічних особливостей. Тому для дослідження можливості заміни хо-

лодоагенту за схемою «drop-in» або його використання у новому обладнанні необхідно знати як впливає на експлуатаційні показники ХУ кожен з холодоагентів.

Для рішення питання пошуку найбільш оптимального альтернативного холодильного агенту для ретрофіту було проведено порівняльний аналіз енергетичних характеристик при умові використання холодильних агентів R134a, R407c, R410a, R401a в інтервалі температур випарювання -25 ÷ -5 ℃, який охоплює практично майже весь діапазон роботи суднових холодильних установок, провізійних камер та рефрижераторних контейнерів, впритул наближуючись до режимів роботи холодильних установок, систем комфортного кондиціювання повітря.

Для оцінки теплової ефективності використовуються дійсний холодильний коефіцієнт та дійсний електричний холодильний коефіцієнти. Для оцінки енергетичних затрат на експлуатацію використовується показник ефективної потужності компресора.

По зазначеним показникам аналіз результатів розрахунків показує наступне:

На рис. 1 показані Графічні залежності величин розрахованих експлуатаційних показників від холодильного агента при температурі t_0 = -25 ℃

Найбільше значення холодильного коефіцієнту характерне для R410a та R401a, а найбільша потуга КМ характерна для R410a, найменша для R401a

У діапазон температур випарювання -25 ÷ -5 ℃ можна зробити інші висновки :

На рис 2, 3,4,5 показані графічні аналізи експлуатаційних показників

для окремих холодильних агентів при різних температурах випарювання.

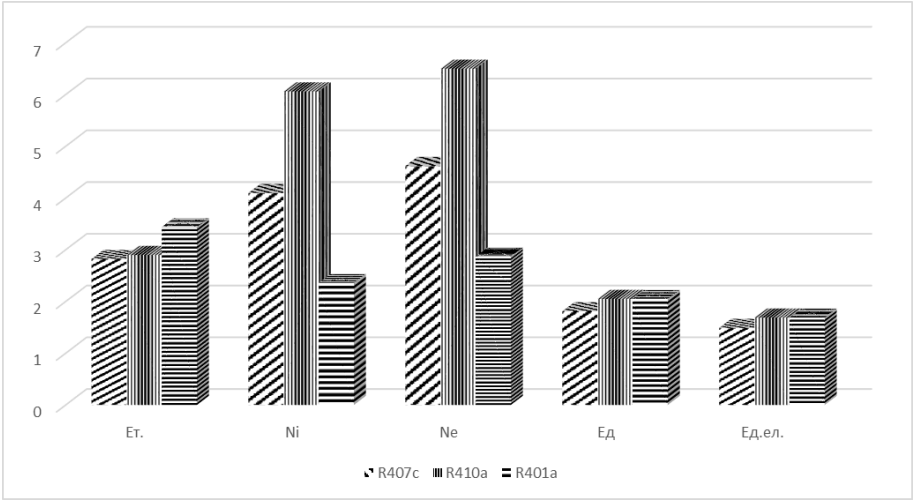


Рис. 1. Графічні залежності величин розрахованих експлуатаційних показників від холодильного агента при температурі t_0= -25 °C

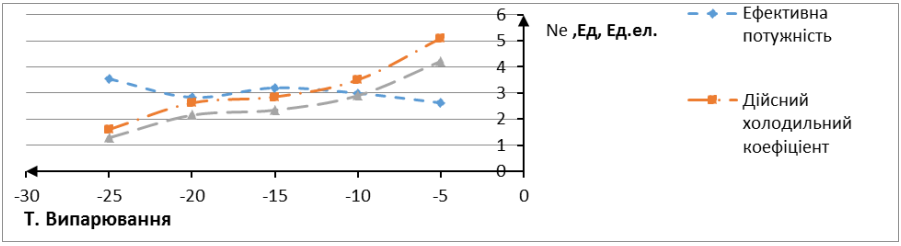


Рис. 2. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агенту R134a у діапазоні температур випарювання -25 ÷ -5 °C

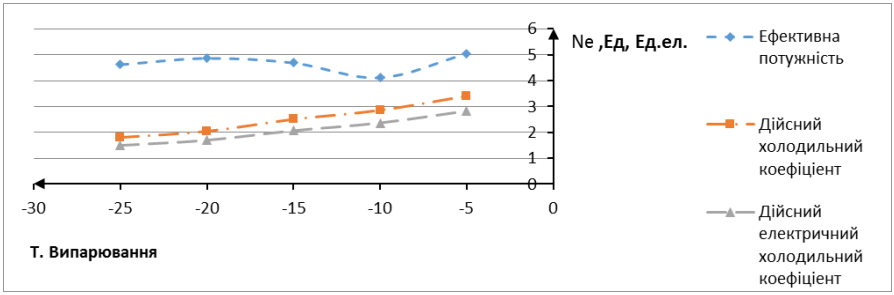


Рис. 3. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агенту R407c у діапазоні температур випарювання -25 ÷ -5 °C

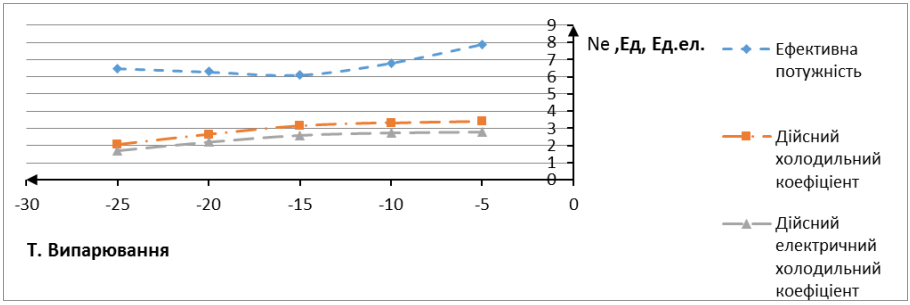


Рис. 4. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агенту R410a у діапазоні температур випарювання -25 ÷ -5 °C

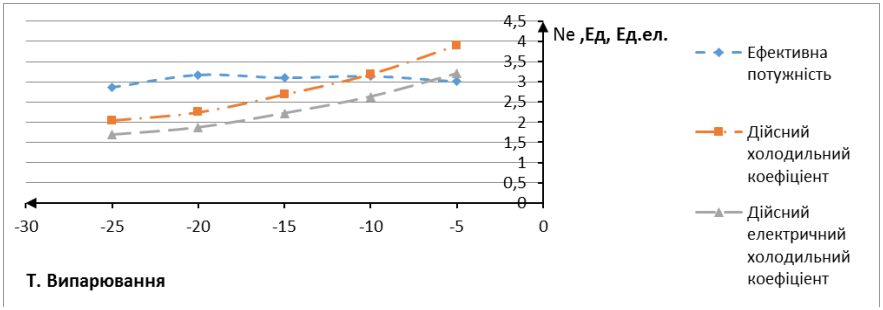


Рис. 5. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агенту R401a у діапазоні температур випарювання -25 ÷ -5 °C

З наведених графіків можна зроби наступні висновки :

По величинам холодильних коефіцієнтів спостерігається зростання пропорційно зростанню температур кипіння, що повністю відповідає основним теоретичним положенням. Однак для R134a при підвищенні температури випарювання до величини -15 ℃ швидкість росту холодильного коефіцієнту відчутно зростає, а для R401a вона вище ніж для R407c та R410a

По величині ефективної потужності компресора :

-для R134a – в інтервалі температур випарювання -25 ÷ -20 ℃ наблюдається зниження, потім деякий зріст, а при перевищенні відмітки -15 ℃ стабільно повільне зниження

-для R401a можна вважати ефективну потужність в даному діапазоні температур відносно постійною, так як її зміна не перевищує 4 %.

Таким чином, одразу здається, що холодильний агент R401a на основі представлених гістограм має перевагу. Але при виборі рекомендуємого до використання холодильного агенту необхідно враховувати температурний режим роботи установки та простоту проведення операцій ретрофіту.

Так, для температур кипіння близьких до -25 ℃, для нових холодильних установок безумовно можна рекомендувати до використання R401a, але у випадку проведення заміни холодильного агенту в установці, яка вже находилась у експлуатації до чинного часу використовується холодильний агент R134a, у зв’язку з спрощеною процедурою заміни холодильного агенту.

На основі вищесказаного можна зробити наступні висновки :

В наш час задача захисту навколишнього середовища при експлуатації технічних систем, у тому числі судових холодильних установок є задачею надзвичайної важливості.

. В якості холодильних агентів, які можна використовувати у нових холодильних установках, доцільно розглядати холодильні агенти R407c, R410A и R401a

Результати проведеного у роботі аналізу свідчать про те, що при проектуванні нових установок доцільно розглядати R401A, а при організації ретрофіту діючих установок може бути використаний холодильний агент R134a

ЛІТЕРАТУРА

1. Бабакин Б.С., Стефанчук В.И. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. - М.:”Колос”, 2000.
2. Белозеров Г.А., Медникова Н.М., Кусляйкин Г.А., Немчинова Н.И. Рекомендации по применению хладоносителей на предприятиях АПК. - М.: Россельхозакадемия, 2007.
3. Харлампиди Д.Х., Братута Э.Г., Шерстюк А.В., Крупова Е.Г. Эколого-энергетические аспекты перевода действующих холодильных машин и тепловых насосов на современные хладагенты. – Харьков, 2012.
4. Тетенко В. Аналіз можливостей використання альтернативних хладонів у суднових холодильних установах. – матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», Одеса, ОНМА, 2013.
5. Монреальский протокол 1987г. по веществам, разрушающим озоновый слой, Монреаль, 1987 г.

РЕФЕРАТИ

10.31653/smf42.2021.16-24

Богач В.М. Аналіз умов подачі масла в циліндри дизелів морських суден

/ В.М. Богач, І.М. Слободянюк, А.М. Шебанов //Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 41. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. – С…

Анотація. Дослідження присвячені вирішенню актуальної прикладної задачі підвищенню ефективності експлуатації суднових дизелів за рахунок удосконалення систем мащення циліндрів. У роботі виконано аналіз стану питання по досліджуваній проблемі, в результаті якого визначені основні недоліки систем мащення циліндрів дизелів.

Ключові слова: судновий дизель, система мащення, лубрикатор, мастилопідводящий канал, процес мастилоподачі, циліндрова втулка, поршень, поршневе кільце, знос, нагар.

10.31653/smf42.2021.16-24

Богач В.М. Анализ условий подачи масла в цилиндры дизелей морских судов

/В.М. Богач, И.М. Слободянюк, А.Н. Шебанов //Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 41. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. – С…

Аннотация. Исследования посвящены решению актуальной задачи по повышению эффективности эксплуатации судовых дизелей путем определения недостатков систем смазывания цилиндров. Выполнен анализ состояния вопроса по исследуемой проблеме, в результате чего установлены основные недостатки существующих лубрикаторных систем судовых дизелей. Определены характеристики процесса маслоподачи, и их взаимосвязь с конструкцией маслоподводящих устройств.

Ключевые слова: судовой дизель, система смазывания, лубрикатор, маслоподводящий канал, процесс маслоподачи, цилиндровая втулка, поршень, поршневое кольцо, износы, нагарообразование.

10.31653/smf42.2021.16-24

Bogach V.M. The analysis of conditions giving oil in cylinders of diesel engines the sea ships /Bogach V.M, Slobodianiuk I.M., Shebanov A.M.//Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 41. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. – С…

The summary. The publication is devoted the decision of an actual problem increase efficiency operation of ship diesel engines by perfection processes greasing of cylinders. The analysis a condition of a question on an investigated problem is made and lacks systems greasing of diesel engines are defined.

Experimental researches on studying processes greasing of cylinders of ship engines that has allowed to receive representation about an overall performance these systems are spent. Modern methods researches, such as oscillograms and high-speed filming are thus used.

Keywords: ship diesel engine, greasing system, greasing channel, greasing process, cylinder, piston, a piston rings.

10.31653/smf42.2021. 42-49

Kozytskyi S.V., Shvets A.I., Kiriian S.V.

Estimation of kinetic energy losses in the crank mechanism

The estimation of the losses of mechanical energy on the kinetic energy of motion of the components of the crank mechanism has been considered in this paper. For this purpose, the formula for the reduced kinetic energy of moving parts has been devised, and its dependence on the crank angle has been analyzed for engines with different crank-connecting rod ratios.

The calculations of the average reduced values of the kinetic energy for the period at different values of crank-connecting rod ratio have allowed for an arbitrary IC engine to estimate energy losses for the movement of the crank mechanism and its components. It has been set that energy losses in the crank mechanism and its components are almost independent of the crank-connecting rod ratio. The maximum specific energy consumption is due to the movement of the connecting rod. It has been shown that at a given mass of the connecting rod energy consumption for its movement decreases if the centre of mass is shifted in the direction from the crank to the piston.

Significant reduction of energy losses for the movement of the crank mechanism can be achieved when nanopowders are added to the conventional powders with low density in the production of alloys characterized by high strength and ductility.

10.31653/smf42.2021. 42-49

Козицкий С.В., Швец А.И., Кириян С.В.

Оценка потерь кинетической энергии
в кривошипно-шатунном механизме

В статье рассмотрена оценка потерь механической энергии на кинетическую энергию движения составляющих кривошипно-шатунного механизма. Для этого предложена формула приведенной кинетической энергии движущихся частей и проанализирована ее зависимость от угла поворота кривошипа для двигателей с различным значением постоянной Брикса и положения центра массы шатуна.

Расчеты средних приведенных значений кинетической энергии за период позволили для произвольного двигателя внутреннего сгорания оценить потери энергии на движение составляющих кривошипно-шатунного механизма и для всего кривошипно-шатунного механизма.

Установлено, что потери энергии в кривошипно-шатунном механизме и его компонентах практически не зависят от постоянной Брикса. Максимальный удельный расход энергии обусловлен движением шатуна. Показано, что при заданной массе шатуна затраты энергии на его движение уменьшаются, если центр масс смещен в направлении от кривошипа к поршню.

Значительное снижение потерь энергии на движение составляющих кривошипно-шатунного механизма может быть достигнуто при замене металлических составляющих кривошипно-шатунного механизма на изготовленные из современных материалов с низкой удельной плотностью, которые получают методом порошковой металлургии, путем добавления нанопорошков к обычным порошкам и характеризуются высокой прочностью и пластичностью

10.31653/smf42.2021.60-70

Черемісін В.І., Бабенчук М.С.

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОТІЧОК ПАЛИВА ЧЕРЕЗ ПРЕЦИЗІЙНУ ПАРУ РОЗПИЛЮВАЧА ДИЗЕЛЬНОЇ ФОРСУНКИ

Наведено виведення розрахункової формули для визначення протічок палива в прецизійній парі розпилювача форсунки в період між упорскуваннями палива. Викладено новий підхід до побудови формули протічок з використанням експериментальних даних на основі теорії подібності. Результати гідродинамічного розрахунку процесу впорскування палива з урахуванням отриманої формули узгоджуються з досвідченими даними роботи дизелів.

Ключові слова: дизелі, паливна апаратура, розпилювач, розрахунки протічок палива

10.31653/smf42.2021.60-70

Черемисин В.И., Бабенчук Н.С.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОТЕЧЕК ТОПЛИВА ЧЕРЕЗ ПРЕЦИЗИОННУЮ ПАРУ РАСПЫЛИТЕЛЯ ДИЗЕЛЬНОЙ ФОРСУНКИ

Приведен вывод расчетной формулы для определения протечек топлива в прецизионной паре распылителя форсунки в период между впрыскиваниями топлива. Изложен новый подход к построению формулы протечек с использованием опытных данных на основе теории подобия. Результаты гидродинамического расчета процесса впрыскивания топлива с учетом полученной формулы согласуются с опытными данными работы дизелей.

Ключевые слова: дизели, топливная аппаратура, распылитель, расчет протечек топлива

10.31653/smf42.2021.60-70

Cheremisin V.I., Babenchuk M.S.

DETECTION OF FUEL LEAKS THROUGH A PRECISION PAIR OF A DIESEL NOZZLE

The calculation formula for determining the leakage of fuel in the precision pair of the nozzle atomizer in the period between fuel injections is presented. A new approach to constructing a leak formula using experimental data based on the theory of similarity is presented. The results of the hydrodynamic calculation of the fuel injection process, taking into account the obtained formula, are consistent with the experimental data of the operation of diesel engines.

Keywords: engines, the fuel equipment, the atomizer, calculation of leakages of fuel

ANNOTATION.

In fuel systems, without discharge from the residual pressure, fuel leaks and a hydraulically leaking atomizer occur both during the injection process and between injections. The experiments on the determination of these two types of leaks and their influence on the fuel supply process made it possible to establish that when the needle is located at the upper stop of the nozzle body, a good seal is provided that completely eliminates fuel leakage through the precision part of the atomizer. Thus, at nominal and medium

load conditions, when the needle is most of the time in the injection process at the upper stop, fuel leaks are practically absent, and only fuel leaks in the period between injections, which must be reliably calculated, affect the fuel supply process.

Recently, there has been a tendency to increase the diametrical clearance in atomizers, which, ultimately, leads to a decrease in the residual pressure in the fuel system, and, consequently, to an increase in the unevenness of the cyclic fuel supply in a multi-cylinder engine, since it is impossible to ensure a constant residual pressure. In this regard, a methodology for calculating fuel leaks through the precision part of the atomizer between fuel injections is necessary.

The theoretical solution of the fuel flow in the gap allows you to find the dimensionless flow rate of the liquid through the annular gap in the atomizer, which in expanded form represents the well-known Poiseuille formula and its derivatives.

A comparison of the theoretical solution with the experimental data indicates a significant quantitative and qualitative discrepancy between them.

Processing the experimental data in logarithmic coordinates allowed us to record the general criterion formula for leaks through the slot in the atomizer.

The obtained leakage formula can be applied in the hydrodynamic method for calculating the diesel fuel supply process in the design of high pressure fuel systems.

Keywords: diesel engines, fuel equipment, atomizer, calculation of fuel leaks.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕННЯ І ПОДАННЯ РУКОПИСІВ ДЛЯ ЗБІРНИКА «СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

Науково-технічний збірник національного університету «Одеська морська академія» «Суднові енергетичні установки» є науковим виданням, в якому можуть публікуватись основні результати дисертаційних робіт з профілю суднової енергетики.

Стаття повинна відповідати правилам оформлення наукових статей і містити постановку проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими або практичними завданнями, аналіз останніх досліджень і публікацій за темою статті, формулювання цілей статті (постановку завдання), виклад основного матеріалу з необхідними обґрунтуваннями, висновки та перспективи подальших досліджень.

Рукопис подається на електронному носії у форматі *.doc з паперовою копією і рефератами на українській, російській та англійській мовах, розміром не більше 2 МБ, підписаною всіма авторами, з контактною інформацією: адреси, телефони. Обсяг статті — до 0,5 авторського аркуша з урахуванням ілюстрацій, підмалюнкових підписів і реферату.

Формат паперу А5 (148×210) Усі поля — 16 мм. Текст - через 1 інтервал, Times New Roman, 11 пт; таблиці, заголовки таблиць, підмалюнкові підписи — 10 пт.

На першій сторінці рукопису повинні бути вказані наступні елементи: індекс УДК; ФІО авторів; найменування закладу, в якому виконувалася робота; назва статті, адреса електронної пошти авторів. Заголовок статті оформляти за стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переносу, усі прописні, інтервал: перед — 8 пт, після — 2 пт.

Наприкінці рукопису наводиться реферат на трьох мовах – українській, російській, англійській, що містить ФІО авторів, назву статті, скорочений зміст та ключові слова.

Якщо рукопис не є повністю англомовним, він супроводжується анотацією на англійській мові обсягом не менше 1800 знаків, включаючи ключові слова.

Змінні, функції, вектори, матриці і т.п. оформляються латинським шрифтом. Змінні виконуються похилим шрифтом, вектори — напівжирним, без нахилу; грецькі символи — у всіх випадках без нахилу; індекси: латинські — з нахилом, кириличні — без нахилу. Розміри в Mathtype: основний — 11 пт, збільшений — 16,5 пт, індекс — 7 пт, субіндекс — 6 пт. У всіх випадках розмітка формул у копії

рукопису обов'язкова. Нумеруються тільки ті формули, на які є посилання в тексті. Формули відділяються від тексту рядками висотою 2 пт. Усі формули повинні бути набрані в Mathtype. Одиниці фізичних величин повинні відповідати ДСТУ 3651.0-97, ДСТУ 3651.1-97, ДСТУ 3651.2-97 "Метрологія. Одиниці фізичних величин" і мати загальноприйняті позначення.

Таблиці слід розташовувати на одній сторінці крім випадків, коли таблиця займає більше 1 сторінки. Заголовок — 10 пт, без переносу, інтервал перед — 8 пт, після — 2 пт, основний шрифт таблиці — 10 пт. Малюнки відділяються від тексту зверху інтервалом 8 пт, від назви — 2 пт. Назва малюнка — кегль 10 пт, без переносу, інтервал після — 8 пт. На всі таблиці і малюнки повинні бути посилання в тексті статті у скороченому вигляді (табл.).

Ілюстрації, які підготовлені в графічних редакторах, додаються в якості окремих файлів у вихідному форматі. Розмір написів повинен забезпечувати їхню читаність (8-10 пт). Для сканованих малюнків додається оригінал у туші на білому папері достатньої щільності. На звороті вказується номер і приналежність до статті.

Бібліографічні описи повинні відповідати діючим вимогам. Посилання на літературні джерела у тексті оформлюються у квадратних дужках з вказанням номера джерела.

Контактна інформація - e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Суднові енергетичні установки:
науково-технічний збірник.
Випуск 42.

Підписано до печатки 30.11.2013. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зауводити, увести до ладу. № И12-12 52.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свідчення ДК № 1292 від 20.03.2003
65029, м. Одеса, вул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua