ISSN 1815-6770

Міністерство освіти і науки України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Суднові енергетичні установки

Науково-технічний збірник

Випуск 38

Одеса
2018

ББК 39.46
С 306
УДК 629.123.066

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 38. - Одеса: НУ «ОМА», 2018. -306 с.

Збірник присвячений проблемам суднової енергетики, проектування, модернізації й експлуатації суднових енергетичних установок, методам підвищення ефективності й надійності використання суднових технічних засобів. Збірник входить у перелік видань, схвалених ВАК України по розділу технічних наук.

Для науковців і фахівців.

Редакційна колегія: к.т.н., проф. НУ «ОМА» М.О. Колегаєв, (редактор); д.т.н., проф. М.В. Міюсов; д.т.н., проф. В.А. Голіков; д.т.н., проф. В.Н. Захарченко; д.т.н., проф. С.І. Горб; д.т.н., проф. Л.В. Вишневський, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовський, НУК; д.т.н., проф. В. М. Івановський, ОНМУ; д.т.н., проф. П.С. Суворов, секретаріат Дунайської комісії, заступник генерального директора; д.т.н., проф. А.М. Берестовой, АМИ;, к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, НУ «ОМА»; к.т.н, доц. Ю.І. Журавльов, НУ «ОМА».

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

Контактні телефони редакції (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Комп'ютерна верстка Журавльов Ю.І.

Затверджене вченою радою НУ «ОМА», протокол №5 від 27.12.17.

©Національный університет "Одеська морська академія", 2018

Зміст

Аболєшкін С. Є. , Гарагуля Б. А. Оптимізація робочих параметрів суднової утилізаційної парової турбіни 5
Афтанюк В.В., Афтанюк А.В., Даниленко Д.В. Моделювання гідродинаміки вихрових елементів комбінованого скрубера. 15
Богач В.М., Довиденко Ю.М. Характеристики процесу мащення циліндро-поршневої групи двигунів RTA..... 26
Варбанець Р.А., Кучеренко Ю.М., Жолтіков Є.І., Маулевіч В.О., Кріжановська І.П. Застосування методу безградієнтной оптимізації при синхронізації даних моніторингу робочого процесу суднових дизелів 40
Галян І.С., Козьминих М.А.,Ольшамовський В.С. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках 54
Заблоцький Ю.В. Зниження теплової напруженості суднових дизелів за рахунок використання присадок до палива 69
Калугін В. М. Аналіз досвіду експлуатації та поліпшення ефективності дії газотурбокомпресорів суднових дизелів 81
Кардаш В.П., Худенко Г.О. Підвищення ефективності експлуатації суднових пристроїв морських суден..... 91
Кирис А. В., Гарагуля Б. А. Blade profiling for the final stages of powerful ship’s steam turbines 94
Козицький С. В., Кіріян С. В., Швець О. І. Порівняння ефективності демпферів крутильних коливань колінчастого валу суднового дизеля при використанні рідин з різними реологічними властивостями.....100
Мацкевич Д.В. Поновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів суднових дизелів 109
Ольшамовський В.С., Василець Д.І., Гоголь М.І. Аналіз впливу температури кипіння холодильного агента на енергоспоживання холодильного обладнання.....120
Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів 132

Слободянюк І. М., Слободянюк Д. І. Управління змащенням циліндрів суднових дизелів з метою запобігання поломки поршневих кілець при проходження продувних вікон втулок 143
Солодовніков В.Г. Використання ультразвукової обробки в модульних схемах побудови суднових систем паливопідготовки 151
Тетенко В.Ю. Козьміних М.А. Конструктивні та експлуатаційні особливості пропульсивного комплексу lng танкерів з газопаливним обладнанням 162
Черемісін В.І., Бабенчук М.С. Уточнений метод розрахунку газообміну в циліндрі дизеля 172
Buzovsky V.A., Nikulina O.L., Emelyanov S.V. Impact of climatic conditions on ship's refrigeration plant 186
Kolegaev M.O., Brazhnik I.D. Main ways of tanker inert gas system modernization 194
Kuropyatnyk O.A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines.....211
Lebedev B., Evdokimov V,, Melnik A. A., Bogomolov E.P. Influence of the texture direction on the process and quality of frictional application of a copper film on steeL.....222
Malakhov O.V., Gudilko R.G. Use of water-fuel emulsion during operation of vessels 229
Polovinka E.M. Modelling of processes of nitrogen oxides formation in cylinders of diesel engines.....248
Zhuralov Yu.I., Melnik A.A. The optimal choice of the microgeometry of the surface of the ship technical tools' conjugation (STT) 268
РЕФЕРАТИ.....280
Правила оформлення і подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки» 304

УДК 621.165226

Аболєшкін С. Є. , Гарагуля Б. А.
Національний університет «Одеська морська академія»

ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОЇ УТИЛІЗАЦІЙНОЇ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

SYNOPSIS

The search for technical solutions search aimed at improving of the ship steam turbines reliability (in particular utilization), part of the expansion process in which lies in a two-phase zone (wet steam) is a pressing issue for the ship power plants operation. So far, all the practically important problems of mechanics of two-phases medium have been completely solved.

The questions of optimization of grids and shapes of the turbin flow range parts of turbines operating on wet steam remains open. The correct choice of parameters and the distribution of thermal overlaps of turbine stages is also important.

Wet-steam turbines research shows the need to develop specific recommendations on the most effective operation (in terms of energy loss and erosion wear of working blades).

The objective of the study is to develop recommendations on the optimal choice of parameters for steam turbine stages operating on wet steam.

The results of the analysis of the initial vapor pressure influence on the final stages of the wet-steam turbines of the ship make it possible to avoid unfavourable operating conditions in terms of the final humidity and thereby increase their efficiency and erosion reliability.

The most economical operation mode for utilizing steam turbines using low-grade heat of exhaust gases and operating in the field of wet steam with a significant degree of humidity is the mode at a vapor pressure at the turbine inlet of about 0.7 MPa. Pressure increase leads to a significant humidity increase and the to efficiency decrease. Reducing the pressure of less than 0.6 MPa significantly affects the efficiency of the turbine due to the decrease in available heat flow, which makes the use of utilization turbines impractical.

Постановка проблеми. Пошук технічних рішень спрямованих на підвищення надійності суднових парових турбін (зокрема

утилізаційних) частина процесу розширення в яких лежить в двофазній зоні (вологої пари) є актуальним питанням експлуатації суднових енергетичних установок. До теперішнього часу всі практичні важливі завдання механіки двофазних середовищ вирішені в повній мірі. Залишаються відкритими питання оптимізації решіток і форм проточних частин турбін, що працюють на вологій парі. Не менш важливим у цьому зв'язку є правильний вибір параметрів і розподіл теплоперепадів сходами турбіни.

Аналіз досліджень. Науково-дослідні роботи в області вологопарових турбін [1,3,4] показують необхідність вироблення конкретних рекомендацій щодо найбільш ефективної (з точки зору втрат енергії і ерозійного зносу робочих лопаток) їх експлуатації.

Метою даного дослідження є вироблення рекомендації з оптимального вибору параметрів ступенів парових турбін, що працюють на вологій парі.

Протягом тривалого часу двигунобудівники прагнули підняти теплову ефективність дизелів і досягти віхи в 50%. Нарешті ця віха досягнута й навіть перевершена. Біля 50 % теплової енергії, що виділяється при згорянні палива, сьогодні перетворюється на корисну роботу, що забезпечує рух судна. Порядку 50 % відпрацьованого тепла являє додатковий ресурс енергії, який теоретично можна використовувати на судні для виробництва пари й електроенергії в утилизационных турбиных для обігріву й роботи допоміжного устаткування.

Завдяки простоті й низьким капітальним витратам більшість суднових утилізаційних котельних установок працюють на насиченій парі з тиском не вище 0,7 мПа, що використовується для нагрівання приміщень, підігріву важкого палива в танках запасу й видаткових цистернах, перед паливними й масляними сепараторами та для інших технічних завдань.

Схема глибокої утилізації теплоти випускних газів енергетичной установки сучасного контейнеровозу наведена на рис. 1.

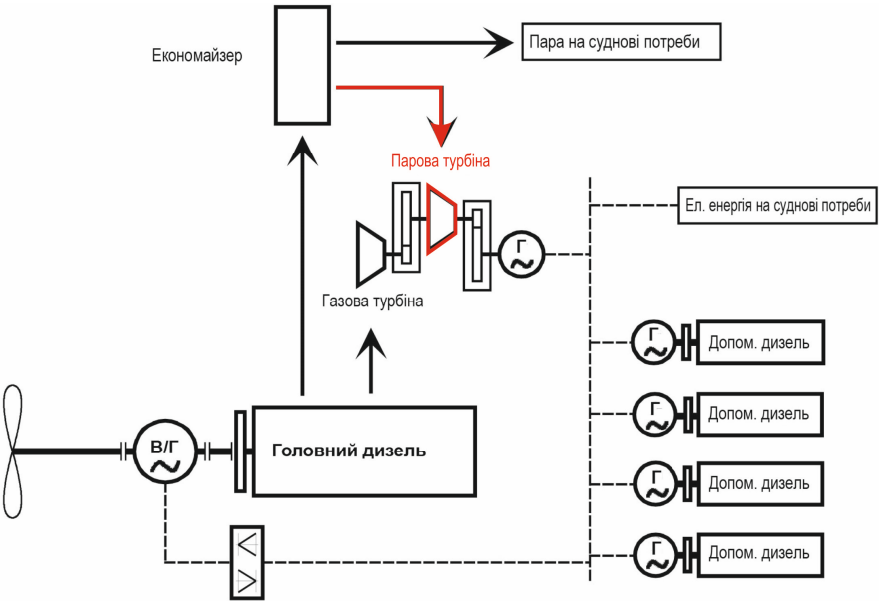


Рис. 1 Схема утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки сучасного контейнеровозу

Робота утилізаційної турбіни може здійснюватися у деякому діапазоні температур і тисків.

Для розглянутої турбіни:

– абсолютний тиск свіжої пари може змінюватися від 0,6 до 1,0 МПа;
– температура свіжої пари від 270 до 300°С;
– тиск пари в конденсаторі від 0,005 до 0,008 МПа;
– частота обертання турбіни постійна й становить 8000 об/хв.

Утилізаційні турбіни сучасних комбінованих енергетичних установок працюють на низькопотенційному теплі, при температурі пари, що не перевищує 300 С, тоді як потужні парові турбіни працюють при температурах понад 400 С. При низькій температурі пари на вході та невисоких параметрах тиску пари (0,6…1,5 мПа) крива її конденсації проходить досить високо, і значна частина ступенів працює на вологій парі.

У конденсаційних турбінах з низькими початковими параметрами пари останні рівні працюють в області нижче за лінію насичення, тобто робочим середовищем в них є волога пара. У турбінах насиченої і слабко перегрітої пари, число рівнів, що працюють вологою парою істотно більше. Є турбіни, в яких у всіх рівнях пар вологий.

Дослідження, що проводилися в експериментальних турбінах [1,2], показали, що при роботі вологою парою економічність рівнів знижується. Це пояснюється наступними причинами:

– збільшенням втрат енергії в решітках;

– втратами енергії на розгін вологи в зазорі у зв'язку з меншою швидкістю вологи, особливо великодисперсної, і тертям між парою і рідкою фазою;

– ударною, гальмівною дією часток рідини, що потрапляють на робочі лопатки;

– додатковими втратами в робочих решітках, що обертаються.

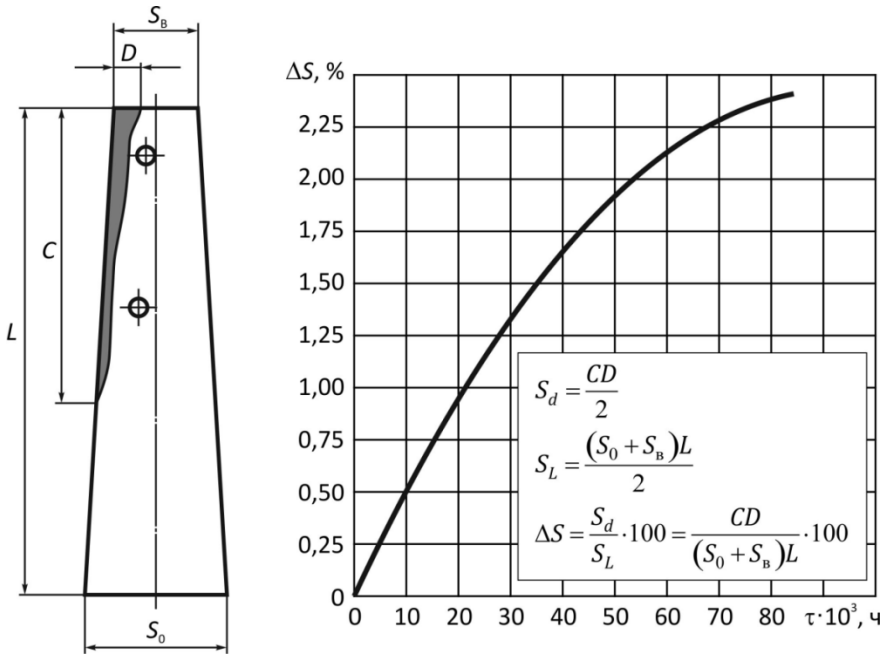


Рис. 2 Залежність площі зносу від тривалості роботи лопатки

Доля окремих складових втрат в загальному зниженні ККД при роботі вологою парою різна і залежить від багатьох фізичних і геометричних чинників. Проте, в більшості випадків в рівнях багатоступінчастих турбін вирішальними є втрати на гальмування і на розгін великодисперсної вологи.

Робота на вологій парі призводить до зносу робочих лопаток. На рис. 2 наведено знос лопатки отриманий в реальних умовах, і залежність площі зносу від тривалості роботи лопатки.

За формулою S_d ми знаходимо площу трикутника форму зношеної частини лопатки. S_L — це площа лопатки яку ми знаходимо по формулі площі трапеції. ΔS дає нам відношення зношеної частини до загальної частини лопатки і показує це у процентному співвідношенню.

Незважаючи на нібито невеликий відсоток зносу, з рисунку видно, що у верхній частині область зносу загрозливо наблизилась до бандажного стрижня, що при наявності коливань повинно призвести до руйнування лопатки задовго до її повного зношування.

Аналізуючи робочі процеси рис.3, ми бачимо, що при збільшенні початкового тиску зростає наявний теплоперепад турбіни, а отже й ККД. В той же час кількість ступенів, що працюють на вологій парі, зростає, що призводить до зменшення строку експлуатації. Турбіна стає менш надійною. Таким чином, вибір початкових показників пари (тиску та температури) є компромісом між потужністю, ККД й надійністю турбіни.

З точки зору ефективності розглянутої в роботі турбіни найкращим режимом є робочий режим при p_0 =1 МПа. Однак слід зважати на те, що при вологості близькою до 12% (яка є критичною) сильно збільшується ерозійне зношування, що знижує надійність турбіни, і скорочує її середній наробіток на відмову, тому в разі потреби забезпечити підвищений ресурс або більш високу надійність турбіни бажано переходити на нижчі параметри пари, з початковим тиском p_0 =0,6…0,7 МПа.

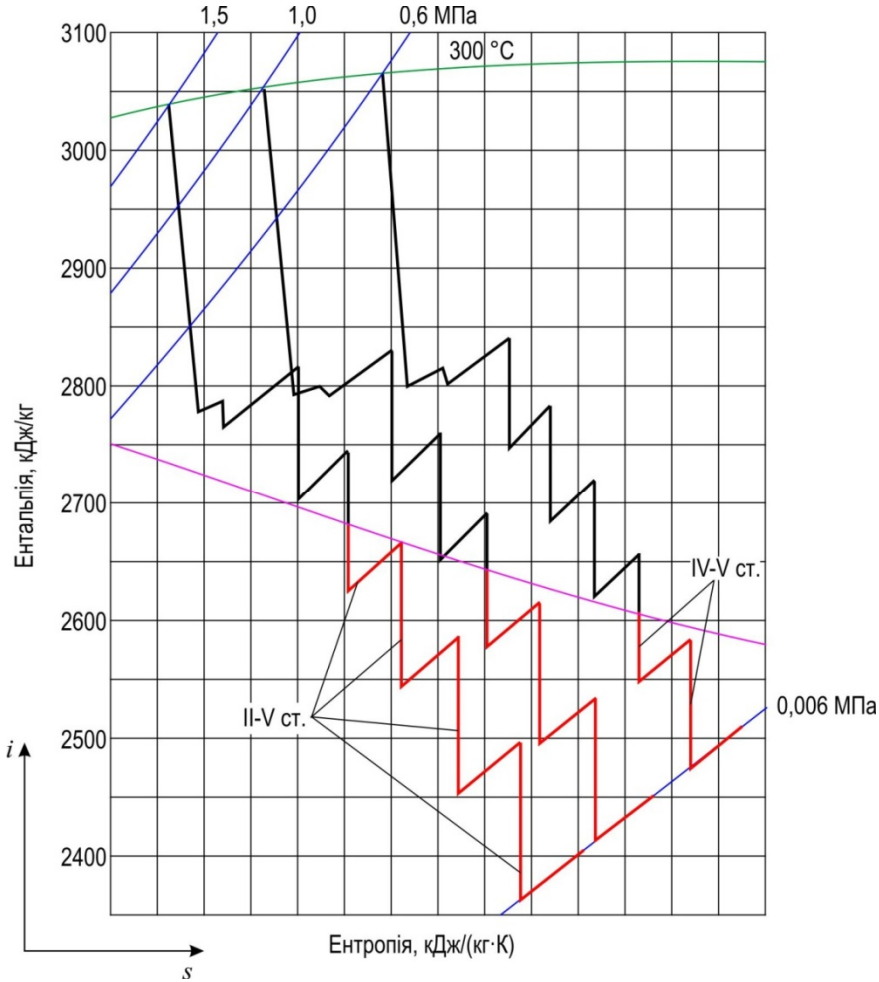


Рис. 3 Робочий процес у турбіні в діаграмі *i* – *s* при різних значеннях тиску пари на вході в турбіну

Більш детально ця тенденція розглянута в табл. 1, де наведено дані щодо залежності вологості пари та лопаткового ККД турбіни від тиску на вході в турбіну p_0. За допомогою даних з таблиці 1, які ми отримали з наведених вище розрахунків, побудуємо графік кривих зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну.

Таблиця 1 Залежність вологості пари від початкового тиску

p_0, МПА	Вологість, %				
	1	2	3	4	5
1,5	0,2	2,3	6,0	9,9	14,0
1,4	0,0	2,0	5,7	9,5	13,6
1,3	0,0	1,7	5,3	9,1	13,1
1,2	0,0	1,5	4,9	8,6	12,6
1,1	0,0	1,3	4,5	8,2	12,1
1,0	0,0	1,1	4,0	7,6	11,5
0,9	0,0	0,9	3,5	7,1	10,9
0,8	0,0	0,6	3,0	6,5	10,2
0,7	0,0	0,4	2,4	5,8	9,4
0,6	0,0	0,0	1,7	5,0	8,5

Таблиця 1 показує ефективність та надійність роботи турбіни при різних початкових тисках пари. Так, p_0 от 1,5 до 1 мПа унеможливлює роботу турбіни при таких тисках, тому що останні ступені працюють на парі, вологість якої більша за 12%. Режим p_0 от 1 до 0,8 мПа дозволяє використовувати такий початковий тиск при якому вологість меньше чем 12%, але при цих тисках пари все одно останні ступені працюють на вологості близькій до критичної, що дуже негативно впливає на надійність турбіни. Режим p_0 от 0,7 до 0,6 мПа показує найбільш вдалі режими роботи турбіни.

На рис. 4 показано криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну. Горизонтальна лінія, яка проведена на рівні 12% вологості, визначає область недопустимих режимів роботи. Вертикальна червона лінія показує найбільш ефективний режим роботи, не зважаючи на те, що остання ступінь працює при вологості близькій до критичної. Прямокутником виділена зона недопустимих режимів роботи турбіни.

Можна приймати [1-3], що к.к.д. щаблі турбині, що працює в області вологої пари, визначається по формулі

$$\eta_{oi}^{\text{вл}} = \eta_{oi}^{\text{п}} - \xi_{\text{п}} - \xi_{\text{р}} - \xi_{\text{уд}},$$

де $\eta_{oi}^{п}$ к.к.д. ступени на перегретом паре;

$\xi_п$ потери энергии в ступени от переохлаждения;

$\xi_р$ потери энергии на разнон капель;

$\xi_{уд}$ потери энергии на удар капель о лопатку.

В таблиці 2 і на рис. 5 наведено залежність відносного ККД турбіни від початкового тиску пари. Видно, що максимальний ККД відповідає тиску близько 0,85 МПа.

Однак з попереднього аналізу (див. рис. 7.5) випливає, що при такому тиску на останніх ступенях вологість пари перевищує 10%, що близько до гранично допустимого ступеня вологості (12%). Таким чином, найбільш прийнятний режим роботи відповідає тиску пари 0,6÷0,7 МПа, при якому зниження відносного ККД не перевищує 0,5%. В той же час істотно збільшується довговічність турбіни. Аналогічно попереднім таблиці й рисунку зазначено недопустимі параметри роботи, зеленою заливкою — найбільш сприятливі.

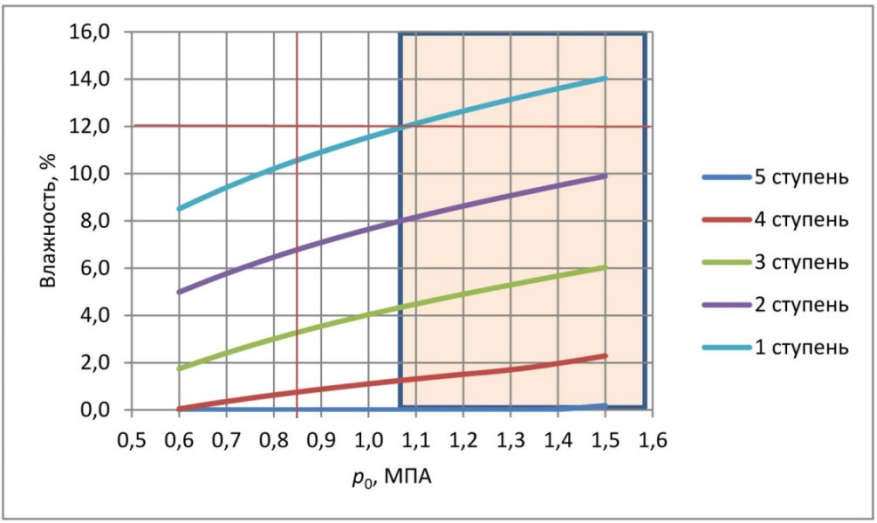


Рис. 4 Криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну

Таблиця 2 Залежність відносного ККД від початкового тиску пари

p_0, МПА	η_{oi}, %
1,5	68,54
1,4	68,95
1,3	69,32
1,2	69,65
1,1	69,93
1,0	70,14
0,9	70,30
0,8	70,28
0,7	70,02
0,6	69,60

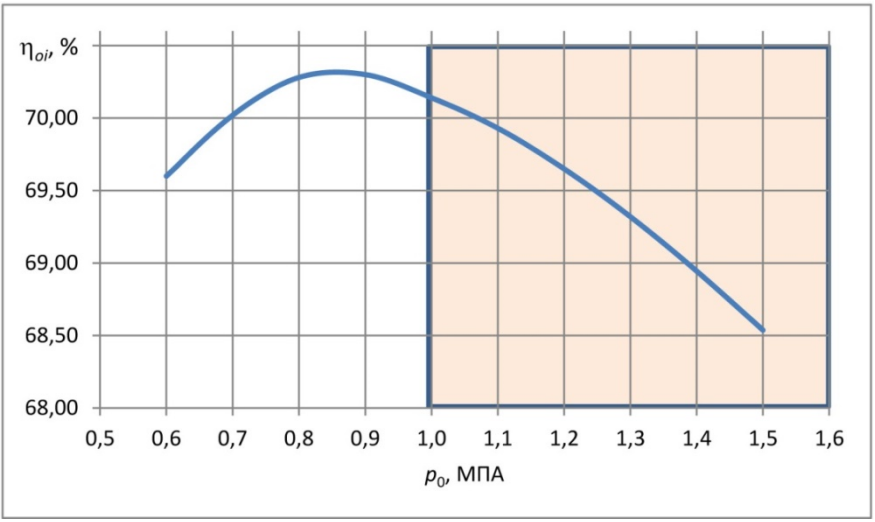


Рис. 5 Залежність внутрішнього відносного ККД турбіни від початкового тиску пари

Висновки

Результати проведеного аналізу впливу початкового тиску пара в останніх щаблях влажнопарових суднових турбін дозволяють уникнути несприятливих (з точки зору кінцевої вологості) режимів роботи і тим самим підвищити їх економічність і ерозійну надійність.Найбільш економічний режим роботи для утилізаційних парових турбін, що використовують низькопотенційне тепло відпрацьованих газів, тобто працюють на вологій парі зі значним ступенем вологості є режим з тиском пари на вході в турбіну близько 0,7 МПа. Збільшення тиску веде до істотного підвищення вологості і зниження ККД через вологість пари. Зниження тиску менше 0,6 МПа істотно позначається на ККД турбіни, до того ж швидко зменшується наявний теплоперепад, що робить застосування утилізаційної турбіни недоцільним.

Тут не розглядався вплив початкової температури T_0 на вологість пари. У якості рорахункової була обрана T_0=300 С, як максимально досяжна на виході з утилізаційного котла. Зменьшення температури пари на вході в турбіну приводить до зменшення розташовуваного теплоперепада турбіни й снижению її ККД, а так само до збільшення вологості пари за турбіною.

ЛІТЕРАТУРА

1. Филиппов Г.А., Парова О.А., Пряхин В.В. Исследования и расчет турбин влажного пара. М.: Энергия, 1993. 212 с.

2. Майорский Е.В., Трояновский Б.М., Гарагуля Б.А. Исследование и совершенствование последней ступени влажнопаровой турбины. М.: Сб.труды МЭИ. 1985, Вып.583. С. 34 41.

3. Матвеев Г.А., Молчанов Ю.С. Расчет КПД турбинной ступени, работающей на влажном паре. Л.: Судостроение. 1982, №7. С. 27 33.

4. Левеннберг В.Д. Судовые малорасходные турбины. Л.: Судостроение. 1986. 183 с.

5. Душин Ю.К. Развитие судовой энергетики. Л.: Судостроение. 1989, №8,9. С. 55 61.

УДК 629.5.064.3

Афтанюк В.В., Афтанюк А.В., Даниленко Д.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІКИ ВИХРОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОМБІНОВАНОГО СКРУБЕРА

ANNOTATION

The article presents a simulation of the vortex element of a combined scrubber for cleaning contaminated gases from SOx emitted into the atmosphere by ship engines.

The complexity of the design of the combined scrubber predetermines the complexity of the simulation of hydrodynamic modes of its operation. Scrubber modeling is divided into several local models. A separate model is considered modeling gas flows in a vortex scrubber element.

To simulate aerodynamics, a solid model of a vortex element was built into a special virtual experimental stand.

To simulate aerodynamics, a solid model of a vortex element was built into a special virtual experimental stand.

The experimental stand includes: a vortex element ∅50 mm; plate section ∅80 mm; flow simulation cylinder ∅ 80 mm, long 150 mm. To simulate the rotation of the flow, the stand included a special element “zone of rotation” which allows changing the speed of rotation of the flow in the swirl.

The algorithm for modeling the flow of gas in a vortex element includes the following steps: the creation of a solid model; setting boundary conditions; definition of restrictions; the task of air flow at the entrance and exit; gas flow analysis (velocity and pressure); visualization of simulation results.

In the course of a numerical experiment, rational installation angles of axial-blade swirlers, installation height of the baffle disk were determined.

Simulation of the speed streamlines showed the presence of a swirling zone of gas flow around the rack of the baffle disk, the minimum gas velocities are observed above the baffle disk and a special channel to ensure internal circulation of the fluid.

Analysis of the pressure diagrams in the experimental test bench allowed us to determine the nature of the pressure distribution; a reduced pressure is observed in the zone of increased turbulence in the flows.

The results of the study of the distribution of velocities and pressures in the vortex element allow us to proceed to the study of the following modeling blocks of the combined scrubber.

The simulation results allowed to determine the distribution of velocities and pressures in the vortex scrubber element. The developed model can be used as a separate unit in larger models of cleaning systems, which include several types of scrubbers for various industries.

Keywords: shipboard systems for cleaning emissions of SO_x, solid-state scrubber models, numerical simulation of gas flows.

Постановка проблеми і її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Сучасні вимоги Додатку VI до конвенції MARPOL, з метою захисту навколишнього середовища від викидів сірки (SO_x), встановлюють загальне обмеження максимального вмісту сірки в паливі (1% від загальної ваги). В якості альтернативи можна застосувати систему очищення вихлопних газів для зниження загального викиду оксидів сірки допоміжним і головним пропульсивними двигунами суден, що підраховується як сумарна маса викиду оксидів сірки [1].

Аналіз досліджень і публікацій. Провідними виробниками суднових двигунів (MAN Diesel, Wärtsilä та ін.) в якості стандартизованої, базової системи очистки викидів двигунів від SO_x рекомендується система очищення в якій використаний полий охолоджувальний скрубер з протитечією [2-4].

До переваг полого скрубера слід віднести: простоту конструкції, невелика гідравлічний опір, надійність при експлуатації. Недоліками цих апаратів є громіздкість, мала питома продуктивність, необхідність забезпечення чистоти вихідної промивної води [5].

Для поліпшення технології очищення рекомендується використання комбінованих скруберів (Hybrid Scrubber System) [6], в яких в одному апараті реалізуються послідовно «промивний» і «насадковий» способи очищення газу від SO_x.

З досвіду експлуатації насадкових скруберів [7], відомо, що їх недоліками є забивання каналів між елементами насадки, що різко збільшує гідравлічний опір фільтруючого шару і знижує продуктивність апарату.

Для забезпечення стабільного гідравлічного опору насадки запропонована конструкція вихрової тарілки [8], яку можна використовувати в комбінованих «морських» скруберах для очищення вихлопних газів суднових двигунів від SO_x.

Однак проектування нових технічно складних пристроїв сучасних суднових двигунів або суднових систем неможливо без використання програмного забезпечення яке дозволяє провести модельні розрахунки та оптимізацію обладнання, що розробляється.

Одним з найбільш поширених програм дозволяють проводити комп'ютерне моделювання і аналіз течій рідини в тривимірних моделях пристроїв є програмний комплекс SolidWorks з додатком Flow Simulation [9].

Метою роботи є дослідження конструкції вихрового елемента скрубера шляхом створення за допомогою SolidWorks та Flow Simulation [9] тривимірної твердо-тільної моделі і комп’ютерне моделювання течій газу в ній.

Викладення основного матеріалу дослідження. Для інтенсифікації процесу очистки викидів SO_x від суднових двигунів запропонована конструкція комбінованого скрубера (рис. 1).

Принцип роботи комбінованого скрубера полягає в наступному (рис. 1): забруднений газ, що видаляється від суднових двигунів надходить в I ступінь очистки - полий скрубер (де реагує з рідиною), після чого газ проходить через II ступінь очистки - насадковий скрубер з вихровою тарілкою. Застосування вихрової тарілки дозволяє забезпечити стабільну роботу обох ступенів апарату з постійним гідравлічним опором, виключити забивання насадки, управляти режимом очистки на II-го ступеня (шляхом регулювання кількості зрошуваною рідини і ступенем закручування потоків, що проходять через вихрову тарілку).

Складність конструкції комбінованого скрубера зумовлює складність комп’ютерного моделювання гідродинамічних режимів його роботи. Комплексне моделювання течій газу (в одній моделі) такого апарату вимагає значної потужності «комп'ютерних ресурсів» і часу для здійснення розрахунків. Тому для спрощення моделі раціонально використовуючи кібернетичний підхід до розробки хіміко-технологічної апаратури запропонований в [10] розбити модель апарату на ряд локальних модельних блоків.

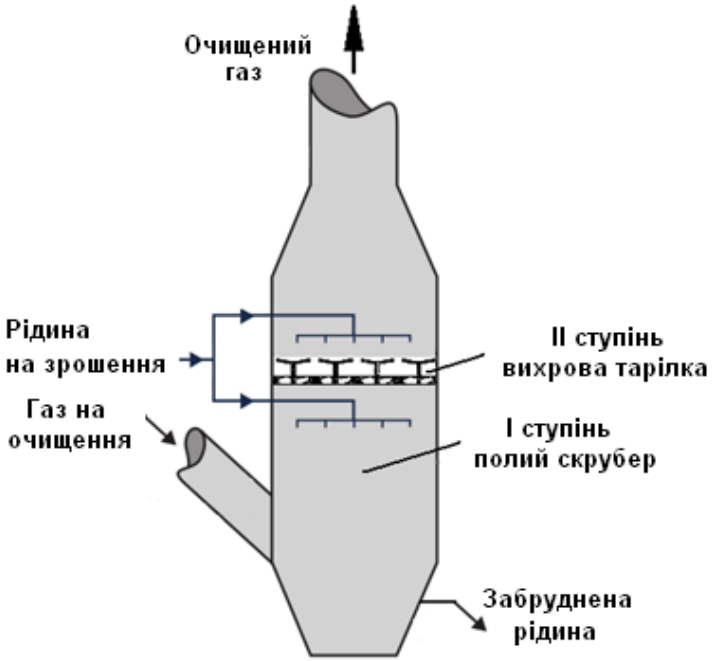


Рис. 1. Принципова схема комбінованого скрубера з вихровою тарілкою.

Комп'ютерне моделювання конструктивного виконання та гідродинамічного режиму роботи комбінованого скрубера з вихровою тарілкою включає наступні модельні блоки:

1. Створення твердо-тільних моделей елементів апарату.
2. Створення твердо-тільної «збирання» апарату.
3. Моделювання гідродинаміки завихрувачів вихрової тарілки II-го ступеня скрубера.
4. Моделювання щільності зрошення I-го ступеня - полого скрубера.
5. Моделювання гідродинаміки вхідного патрубка забрудненого газу.
6. Моделювання фільтрації твердих частинок через рідинний шар вихровий тарілки.
7. Візуалізація течій в «зборці» апарату.

Розділення моделі на ряд перерахованих блоків дозволяє зробити окремий аналіз роботу I та II ступені скрубера, причому аналіз гідродинамічних режимів можна проводити в міру створення твердо-тільних моделей елементів апарату.

На першому етапі моделювання була створена твердо-тільна модель (зборка) вихровий тарілки з завихрювачами (рис. 2).

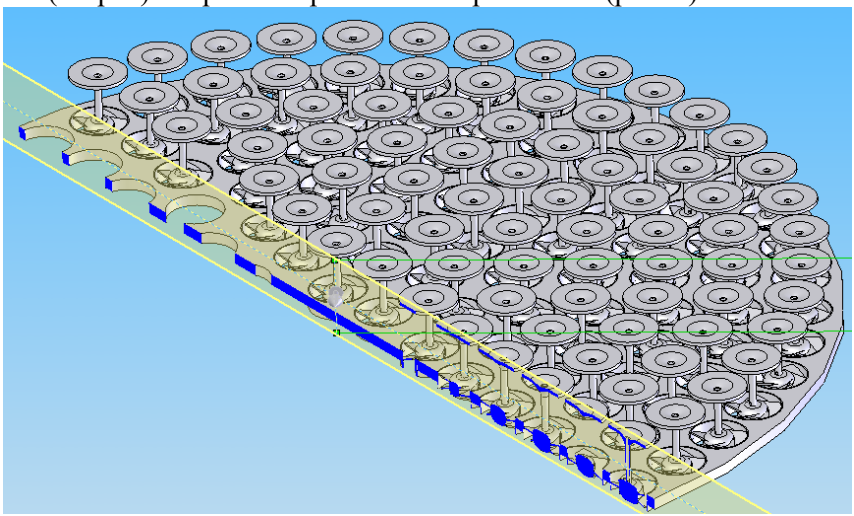


Рис. 2. Переріз вихрової тарілки комбінованого скрубера.

Тарілка скрубера містить 163 вихрових елемента, які представляють собою аксіально-лопатковий завихрувач зі спеціальним відбійним диском всередині якого виконані отвори (рис. 3).

Робота вихрового елемента полягає в наступному: забруднений газ надходить знизу апарату, потрапляє в завихрувач, де закручується і тече вздовж стійки відбійника (рис. 3). Зверху на тарілку надходить зрошувальна рідина (рис. 1). За рахунок взаємодії потоку забрудненого повітря і зрошувальної рідини на поверхні тарілки утворюється пінний фільтруючий шар, через який проходить газ і очищається від твердих частинок і оксидів сірки.

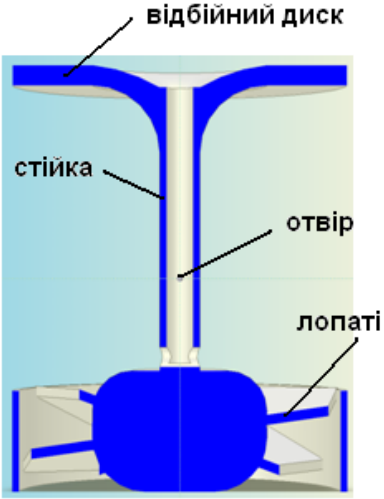


Рис. 3. Переріз твердо-тільної моделі вихрового елемента.

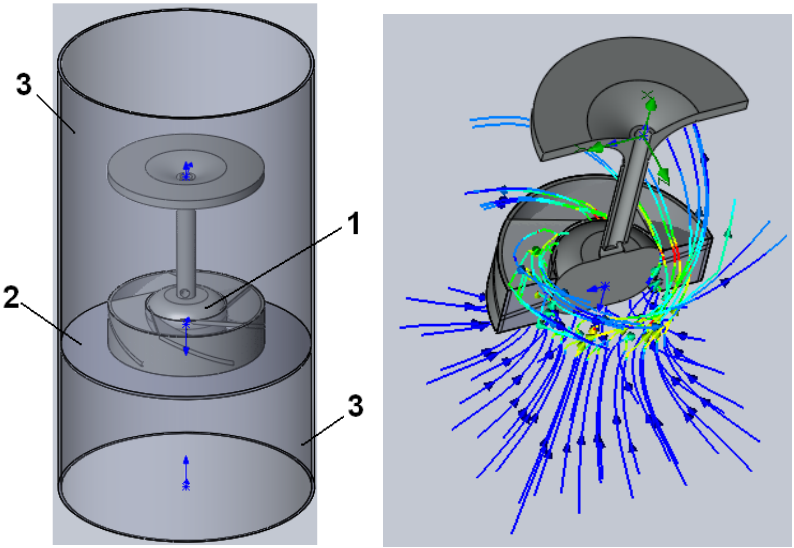
Одним з основних факторів, що впливають на щільність і пористість піни є ступінь закручування газового потоку що проходить крізь завіхрувачі.

Моделювання руху газу в вихровому елементі проводився окремо в процесі числового експерименту визначалися раціональні кути установки, кількість лопатей аксіально-лопаткових завихрувачів (рис. 4*б*) та висоту установки відбійного диска.

Для реалізації такого числового експерименту був створений віртуальний експериментальний стенд (рис. 4а), який включав: вихровий елемент ∅ 50 мм (1); ділянку тарілки ∅ 80 мм (2); циліндр моделювання потоку $\varnothing_{вн}$ 80 мм, довжиною 150 мм (3).

Для моделювання обертання потоку стенд включав спеціальний елемент «зона обертання», що дозволяє змінювати швидкість обертання потоку в завихрювачі (рис. 4*б*).

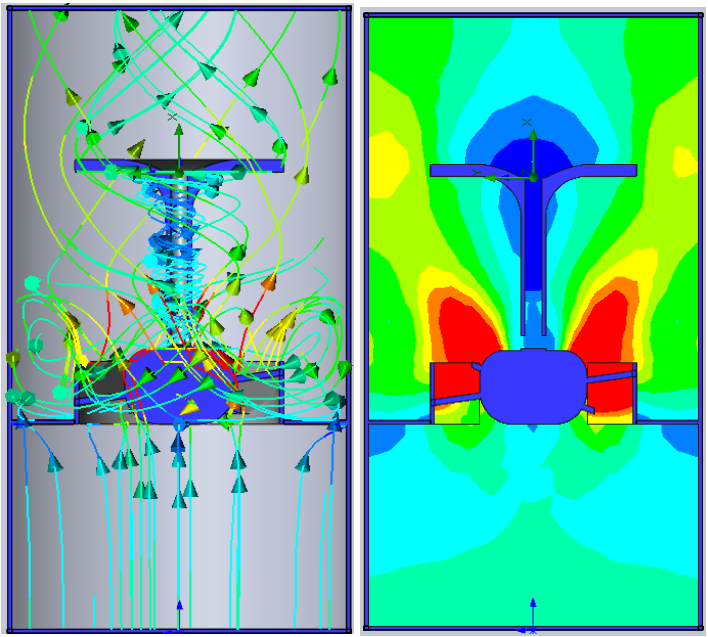
Алгоритм моделювання течії газу в вихровому елементі включає наступні етапи: створення твердо-тільної моделі; завдання граничних умов; визначення обмежень; завдання витрат повітря на вході та виході; аналіз перебігу газу (швидкість і тиск); візуалізація результатів моделювання.



а) *б*)

Рис. 4. Віртуальний експериментальний стенд для дослідження вихрових елементів комбінованого скрубера:
а - загальний вигляд; б - візуалізація зони обертання.

Результати досліджень (рис. 5) розподілення швидкостей показують, що завихрувач забезпечує високу ступінь закручування потоку газу навколо стійки відбійного диска (рис. 5*а*). У центрі відбійного диска і в порожнинах отворів в стійці спостерігаються зони знижених швидкостей газу (рис. 5*б*), що сприяє «втягуванню» рідини з поверхні відбійного диска і подачу її закручений потік, тобто забезпечується внутрішня циркуляція рідини з утворенням стійкого пінного шару.



а) *б*)

Рис. 5. Моделювання течії газу (швидкість) у вихровому елементі комбінованого скрубера: а - лінії струму; б - картина в перерізі.

Візуалізація розподілу тисків (рис. 6) при перебігу газу через вихровий елемент показала, що розподіл тисків у вихровому елементі в основному повторюють траєкторії ліній струму отримані при дослідженні швидкості руху газу. У зоні відбійного диска (після завихрувача) спостерігається знижений тиск, що пояснюється більш високими швидкостями і турбулентністю течій на цій ділянці.

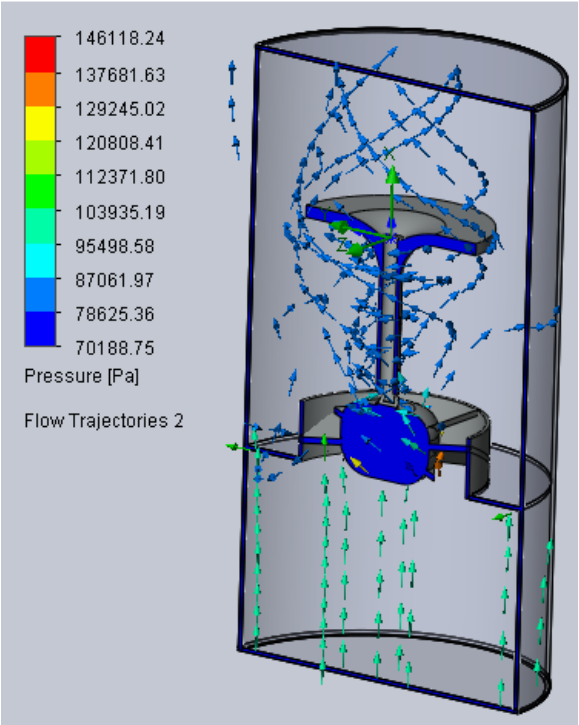


Рис. 6. Моделювання течії газу (тиск) в вихровому елементі комбінованого скрубера.

Висновки

1. Для дослідження течій газу в комбінованому скрубері розроблена твердо-тільна модель вихрового елемента.

2. Розроблено конструкцію віртуального експериментального стенду дозволяє досліджувати течії газу через вихровий елемент з урахуванням обертання потоку газу.

3. Числове моделювання ліній струму швидкості показало наявність зони закручування потоку газу навколо стійки відбійного диска, мінімальні швидкості газу спостерігаються над відбійним диском та спеціальному каналі для забезпечення внутрішньої циркуляції рідини.

4. Аналіз епюр тиску в експериментальному стенді дозволив визначити характер розподілу тисків, знижений тиск спостерігається в зоні підвищеної турбулізації потоків.

5. Результати проведеного дослідження розподілу швидкостей і тисків в вихровому елементі дозволяють перейти до дослідження наступних моделюють блоків комбінованого скрубера.

Закінчення

Розроблена твердо-тільна модель буде використана, як елемент збірки, при створенні моделі комбінованого скрубера для очищення викидів суднових двигунів від сполук SO_x.

Розроблена модель вихрового елемента і віртуальний експериментальний стенд можуть бути використані при проведенні науково-дослідних, дисертаційних робіт магістрантів, аспірантів, наукових працівників для порівняльної оцінки ефективності закручених потоків, дослідження розподілу швидкостей і тисків.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Руководство по средствам защиты окружающей среды компании Wärtsilä // Сайт фірми Вартстиля. Режим доступу: http://www.wartsila.com.

2. WÄRTSILÄ ENCYCLOPEDIA OF SHIP TECHNOLOGY/ Jan Babicz. – Helsinki, 2015. – 663 p.

3. Emission Project Guide. MAN B&W Two-stroke Marine Engines / MAN Diesel & Turbo Teglholmsgade 41 2450 Copenhagen SV, Denmark, 2017. -108 p.

4. HERE. Международный журнал компании «Альфа Лаваль». № 30. 2012. С. 10-13.

5. Афтанюк В.В. К вопросу совершенствования очистки газов в мокрых пылеуловителях./ Афтанюк В.В., Спинов В.М. // Сборник материалов НТК «Энергосбережение в системах отопления, вентиляции и кондиционирования. 23-24 мая 2003 г. – Одесса. -2003 р. – С. 47-49.

6. ABS ADVISORY ON EXHAUST GAS SCRUBBER SYSTEMS / American Bureau of Shipping, 2018. – 52 p. Режим доступу: https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/advisories-and-debriefs/ exhaust- gas-scrubber-systems-advisory.pdf.

7. Зарубежное и отечественное оборудование для очистки газов: Справочное издание/ М.Г. Ладыгичев, Г.Я. Бернер. – М.: Теплотехник, 2004. – 696 с.

8. Пат. 3615 Україна, МПК 7 B01D3/22. Вихрова тарілка для тепломассообмінних апаратів / Афтанюк В.В., Спинов В.М.; заявл. 30.12. 2003; опубл. 15.12.2004, Бюл. №12.

9. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ - Петербург, 2005. – 800 с.

10. Системный анализ процессов химической технологии: основы стратегии: монография / В.В. Кафаров, И.Н. Дорохов; отв. ред. Н.М. Жаворонков. –М.: Издательство Юрайт, 2018. – 499 с.

УДК 621.431.74

Богач В.М., Довиденко Ю.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕСУ МАЩЕННЯ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДВИГУНІВ RTA

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 RTA 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.

By these researches it is defined, that greasing process is accompanied by "emission" a part oil in the cylinder cavity, 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.

The executed experimental researches system greasing have allowed to establish its basic lacks which concern:

- Considerable (to 50 %) non-uniformity the expense oil on turns on constant power setting;
- The jet expiration oil in the cylinder on transitive modes at decrease in capacity the engine;
- Breaks in oil giving on a cylinder mirror at increase capacity the engine;
- Unsatisfactory distribution greasing on a circle the cylinder plug, owing to giving by flutes.

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

Вступ. Широке використання альтернативних енргетичних ресурсів і низькоякісних сортів палив нафтового походження, поряд з підвищенням економічності, вимагає значного збільшення надійності ДВЗ, що являється важливим напрямком поліпшення використання флоту й судноремонтних підприємств.

Одночасно з освоєнням дизелів нових поколінь, особливу значимість здобуває підвищення техніко-економічних показників численного парку суднових двигунів шляхом збільшення ефективності систем, які забезпечують їх роботу.

Відомо, що ці показники й витрати на обслуговування дизелів у першу чергу залежать від працездатності циліндропоршневої групи (ЦПГ), тобто вузла, який є найбільш навантаженим і визначає техніко-економічні показники роботи ДВЗ [1]. Тому, створення нових поколінь або модернізація існуючих дизелів, збільшення їх потужності й підвищення економічності супроводжується необхідністю постійного пошуку можливостей зниження зносів деталей ЦПГ, в першу чергу шляхом вдосконалення процесу мащення.

Одним з перспективних шляхів підвищення ефективності організації процесу мащення деталей ЦПГ є застосування нових систем з електронним регулюванням подачі мастила й керуванням роботою системи за допомогою персональних комп'ютерів. Однак створення й широке використання таких систем обмежується малою вивченістю їх ефективності й суперечливістю існуючих даних про їхню експлуатаційну надійність.

Експлуатаційними випробуваннями підтверджено, що вдосконалення процесів і систем дозованої подачі мастила є ефективним напрямком підвищення економічних показників роботи суднових ДВЗ.

Аналіз публікацій по темі дослідження. Здійснення безперервної заміни мастила, що відпрацювало, свіжою порцією, і підтримка властивостей масляної плівки на дзеркалі циліндра можливо при регулярній, рівномірній і одночасній подачі мастила через мастильні отвори [2,3].

У відомих лубрикаторних системах подача відміряної плунжером порції мастила в штуцери одного циліндра відбувається в різні періоди часу і її величина становить усього лише кілька кубічних міліметрів. Крім того, період між двома нагнітальними ходами плунжера лубрикатора, залежно від конструкції його привода (типу двигуна),

становить від двох до восьми обертів колінчастого вала. Організувати в даних умовах процес регулярного, а тим більше рівномірного виходу мастила в циліндр двигуна існуючими мастильними пристроями досить складно [4].

Розглядаючи систему в цілому, слід зазначити відмінності конструктивного виконання не тільки лубрикаторів, але й інших її елементів. Наприклад, на двигунах, що перебувають в експлуатації, можна зустріти безліч варіантів комбінації штуцерів і каналів у стінці втулки циліндра, що відрізняються основними геометричними характеристиками в десятки разів [5].

У результаті проведених випробувань [6,7] було встановлено, що удосконалені системи мащення поліпшують стан циліндро-поршневої групи й мають можливість підвищення економічних показників роботи двигунів по витраті дорогих мастил. Однак, як показала експлуатація двигунів, застосування модернізованих систем не вичерпало всі можливості поліпшення розподілу й ефективності використання мастил.

Для найбільш форсованих дизелів (особливо останніх випусків), у яких питомі витрати циліндрових мастил лежать у межах 1-1,5 г/кВт·г., розкриття циліндрів проводиться через 10-15 тис. годин, причому часто із заміною всього комплекту кілець через їх зноси й поломки [8].

При сучасних габаритах дизелів ємність нагнітального мастилопроводу в сотні раз перевищує обсяг мастила подаваного за один хід плунжера. Але й ця порція в 10 - 30 раз більше тієї, яку (при розповсюджених питомих витратах) потрібно було б подавати на кожному ході поршня. Природно, що в таких умовах подача мастила на перемичку між першим і другим кільцями, із зазначеною регулярністю, здійсненої бути не може.

Однак все зростаючі циліндрові потужності і використання в сучасних дизелях високов'язких сірчистих палив значно погіршують умови мащення тертьової пари кільце-втулка. У цьому зв'язку особливе значення набувають питання організації якісного мащення ЦПГ, що є одним з основних критеріїв, які визначають надійність і довговічність МОД. Надійність і довговічність роботи ЦПГ не визначається тільки оптимальним вибором сорту мастила і його дозування для конкретного сорту палива, суттєво важливо знати ефективність

використання поданого в циліндр мастила, вивчити динаміку явищ, що відбуваються в каналах системи, які впливають на дійсний момент витікання його у циліндр і ефективність розподілу по поверхні циліндрової втулки.

В сучасних ДВЗ має місце нерівномірність процесу подачі мастила до робочої поверхні циліндрової втулки, яка виникає з причин імпульсної подачі мастила при нагнітанні його лубрикатором. Це призводить до завищеної кількості мастила на початку циклу мастилоподачі і недостатній його кількості в кінці цього циклу, що підвищує вірогідність завищених зносів деталей ЦПГ і раптових зупинок двигуна [9,10]. Таким чином, актуальним є завдання встановлення впливу параметрів роботи системи мащення на довговічність роботи деталей ЦПГ суднового двигуна.

Метою дослідження є визначення гідравлічних характеристик процесу мащення деталей ЦПГ суднових ДВЗ та вивчення характеру руху робочої рідини в лубрикаторній системі.

Результати досліджень. З моменту введення в експлуатацію двигунів RTA на них застосовувалася система мащення циліндрів, багато в чому аналогічна тій, яка використовувалась на двигунах RND. Підведення мастила до штуцерів в таких системах здійснюється за допомогою лубрикаторів, що мають механічний привід.

Ці системи мають невеликі відмінності від попередніх, однак не завжди позитивні. Наприклад, клапан 13 переміщено на максимальне віддалення від дзеркала циліндра, що як правило погіршує процес мастилоподачі. Крім того, як показують дослідження [4] акумулятор у такому виконанні далекий від досконалості. Такі конструктивні особливості даної системи безсумнівно впливають на процес мастилоподачі й вимагають уважного вивчення.

Як показує аналіз систем мащення циліндрів двигунів RTA, що перебувають в експлуатації, розвиток їх з початку випуску й дотепер містив в собі кілька етапів. Перший етап - система мащення (рис.1), нагнітальна частина якої складається з лубрикатора з механічним приводом, коротких штуцерів зі стрижнями (клапан на вході в штуцер), акумуляторів тиску й похилих вихідних каналів у стінці циліндрової втулки, причому розташування вихідних каналів і мастилорозподільних канавок на дзеркалі втулки однорядне (однорядна лубрикаторна система з акумулюванням тиску мастила).

Авторами проведені дослідження системи мащення циліндрів стосовно до двигунів RTA в умовах, що відповідають її роботі на двигуні із частотою обертання колінчатого вала 60 - 200 хв-1. Величина імпульсу тиску при стисканні задавалася в межах 0,8 – 1,5 МПа, а на розширенні - 2,5-3,0 МПа. Хід плунжера лубрикатора змінювався від 3 до 10 мм. Вплив температури мастила в лубрикаторі вивчався для діапазону 20-40°С, а в штуцері - 60-120°С.

Випробування цієї системи, які включали візуальні спостереження, показали, що на постійному режимі роботи двигуна весь мастилопідводящий канал практично постійно заповнений мастилом. Дана обставина пояснюється акумулюванням порції мастила й виходом її в штуцер протягом усього періоду між нагнітальними ходами плунжера лубрикатора, а також геометрією заклапанної порожнини.

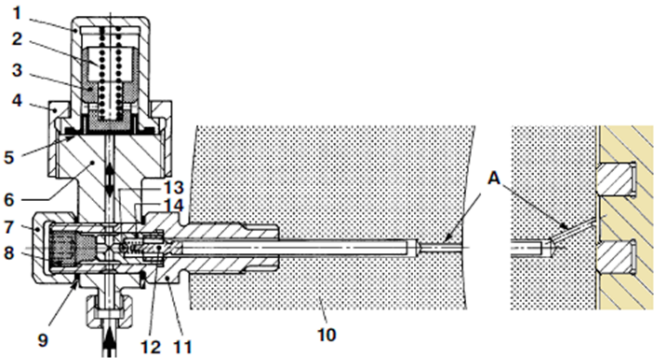


Рис.1. Складові лубрикаторної системи двигунів RTA: 1-кришка акумулятора; 2-пружина; 3-поршень; 4-накидна гайка; 5-мембрана; 6-корпус акумулятора; 7-гайка штуцера; 8-заглушка; 9-прокладка; 10-циліндрова втулка; 11-корпус штуцера; 12-стрижень; 13-кульковий клапан; 14-пружина клапана.

На постійному режимі роботи двигуна в результаті заповнення всього каналу мастилом вихід його за зріз отвору відзначався без струминного витікання в порожнину циліндра з відривом від дзеркала. Вихід мастила на дзеркало циліндра відбувається регулярно, минаючи мастилорозподільні канавки, двічі на кожному оберті двигуна. Однак протягом перших 3-х обертів, що слідують за нагніталь-

ним ходом плунжера лубрикатора, подача мастила здійснюється відносно великими порціями, що піднімаються над дзеркалом циліндра на відстань до 5 мм (рис.2).

На наступних обертах до чергового робочого ходу плунжера лубрикатора величина порції й висота масляного валика суттєво зменшуєтьсяся. Осцилографування процесу акумуляторної мастилоподачі супроводжувалося реєстрацією ходу плунжера лубрикатора (Хп), ходу клапана штуцера (Хк), тиску газів (Рг), моменту виходу мастила на дзеркало (Мв), оцінки часу (Т), відмітки верхньої мертвої точки (ВМТ), ходу мембрани акумулятора (Хм).

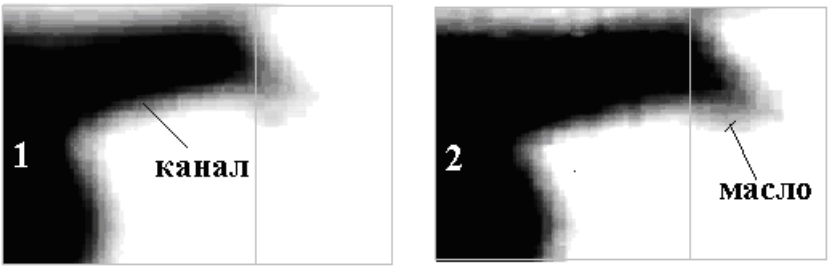


Рис.2. Кінокадри мастилоподачі

Приклад осцилограми цього процесу на постійному режимі роботи двигуна, при частоті обертання колінчатого вала 105 хв$^{-1}$, ході плунжера 7 мм, температурі мастила в штуцері 80°С наведений на рис.3. З осцилограми випливає, що заповнення акумулюючої порожнини відбувається одночасно з нагнітальним ходом плунжера лубрикатора (Хп), а розвантаження акумулятора здійснюється протягом усього періоду часу до чергового робочого ходу плунжера.

Періоди виходу мастила на дзеркало циліндра (Мв) збігаються з періодами відкриття зворотного клапана штуцера (Хк), що пояснюється досконалою конструкцією заклапанної порожнини. Витікання мастила з акумулятора в штуцер і вихід його на дзеркало циліндра відбувається регулярно, двічі на кожному оберті двигуна.

Суміщення осцилограми з рухом поршня дозволяє визначити у які періоди й на які поверхні відбувається подача мастила. У першій фазі витікання здійснюється, коли нижнє поршневе кільце перебуває

вище мастильних отворів, приблизно з 310^0 п.к.в. до 40^0 п.к.в., а в другій фазі - коли поршень перебуває нижче лінії розташування мастильних отворів з 85^0 п.к.в. до 270^0 п.к.в. Даний процес повторюється на всіх обертах двигуна між двома нагнітальними ходами плунжера лубрикатора, за рахунок постійного розвантаження акумулятора (Хм).

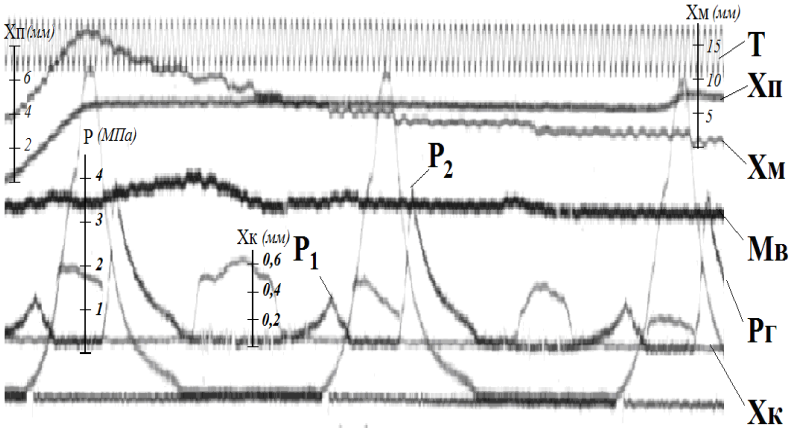


Рис.3. Осцилограма процесу мастилоподачі

Разом з тим розподіл порції мастила як по однойменних фазах, так і по обертах характеризується значною нерівномірністю. Виміром витрати мастила на різних режимах роботи двигуна було встановлено, що в першій з розглянутих фаз здійснюється подача від 30% до 35% мастила, а в другий - 70%, тобто при русі поршня нижче мастильних отворів надходить в 2 рази більше мастила, чим під кільця. Слід припускати, що при висхідному ході поршня ця частина порції підхоплюється кільцями й розподіляється переважно в районі отворів і верхній частині втулки.

Подача 30-35% мастила, що залишилися здійснюється наприкінці стискання й припадає на район тронка, що визначає його розподіл по поверхні втулки яка перебуває нижче пояса мастильних отворів і становить 70% площі всього дзеркала.

Представлений для даної системи мастилоподачі розподіл витрати мастила по фазах залишається практично, незмінним на всіх

режимах роботи двигуна, тому що визначається постійною тривалістю періоду між імпульсами тиску газів P_1 і P_2 (рис.3), а також постійною величиною їх співвідношення, що обумовлюється рівнем розташування пояса мастильних отворів.

Вихід мастила за зріз каналу концентрованими порціями при висхідному русі поршня навіть без явища "викиду", приводить до зустрічі її з бічною поверхнею головки поршня, температура якої перевищує 400°С, і утворенню на ній доріжок нагару, рис.4.

Локалізація нагару на бічній поверхні поршня напроти каналів мащення супроводжується, як правило, наступним заповненням зазору між головкою й дзеркалом, що приводить до руйнування масляної плівки й підвищеному зношуванню втулки у вертикальних напрямках, що проходять через точки мащення.

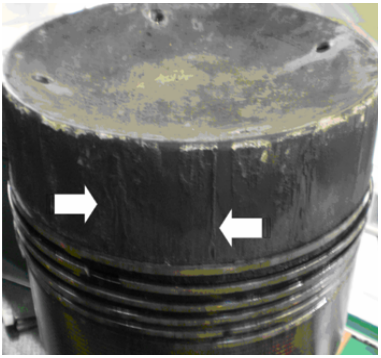
Крім того, при ході поршня вгору доріжки нагару, що мають форму клина, орієнтують плин мастила по їхніх бічних сторонах, що збільшує шлях і час руху мастила по гарячій поверхні поршня. При завищених дозуваннях це може приводити до повного закоксовування зазору над першим компресійним кільцем, а також значної інтенсифікації загального процесу нагароутворення й зношування в циліндрі.

Після проходження останнім поршневим кільцем мастильних отворів поступаючий валик мастила може заповнювати зазор між тронком і дзеркалом циліндра. Враховуючи значну довжину тронка й геометрію його поверхні ("зебру"), можна вважати, що одна частина цієї порції буде використовуватися по призначенню, а інша - стікати по дзеркалу циліндра в напрямку вікон. Це буде тривати до перекриття нижнім кільцем (при русі поршня вниз) мастильних отворів.

При цьому значна частина мастила, що стікає вниз, буде, безсумнівно, скидатися кільцями у вікна, підпоршневу порожнина й попадати в ресивер продувного повітря. Отже, вихід мастила в циліндр зосередженими порціями на перших обертах двигуна після нагнітального ходу плунжера лубрикатора приводить не тільки до його нераціонального використання, але й до погіршення стану деталей ЦПГ.

На останніх обертах циклу мастилоподачі кількість поданого у двигун циліндрового мастила буде мінімальним і, найімовірніше, не-

а)



б)

Рис.4. Стан головки поршня:
до установки на двигун (а) і після розкриття (б)

достатнім для забезпечення нормальних умов роботи пари тертя "кільце-втулка". У більшій мірі це буде проявлятися в нижній частині втулки, якщо враховувати також перерозподіл мастила по фазах.

Локалізація натирань на нижній частині дзеркала циліндра над вікнами й нижній частині тронка є ознаками, що вказують на недолік мастила на цих поверхнях. Імовірно, тому, останнім часом на двигунах RTA застосовують додатково другий ряд мащення.

Встановлену в результаті досліджень нерівномірність подачі по обертах можна пояснити такиь чином: в існуючої конструкції системи акумулююча порожнина підключена до нагнітального тракту паралельно й з'єднана зі штуцером за допомогою каналу, що має відносно великий прохідний перетин. Тобто, подача мастила з нагнітального тракту в штуцер і в акумулятор відбувається одночасно.

Оскільки нагнітальний хід плунжера починається в момент росту імпульсу протитиску P_2, коли зворотний клапан закритий, а пружина мембрани акумулятора перебуває, практично, у вільному стані, то мастило, надходячи в обмежений обсяг між зворотним клапаном і мембраною, буде заповнювати акумулюючу порожнину, (рис.5).

При падінні тиску з боку циліндра приблизно до 0,25 МПа відкривається зворотний клапан (Хк) і починається витікання мастила зі штуцера. Однак, враховуючи незначний час й триваюче переміщення

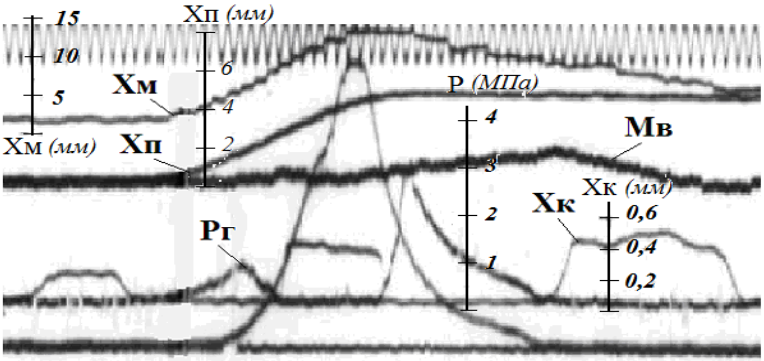


Рис.5. Період наповнення акумулятора (Хм)

плунжера (Хп), можна припускати, що відбудеться поділ потоку мастила на дві складові. Одна частина порції буде надходити в акумулятор, а інша - на дзеркало циліндра.

Таким чином, при здійсненні плунжером нагнітального ходу спочатку відбувається акумулювання деякої кількості мастила під мембраною, а потім, при падінні тиску газів, одночасний вихід однієї частини порції мастила в акумулюючу порожнину, а іншої - у циліндр, минаючи акумулятор.

Вихід мастила зі штуцера (Мв) під дією нагнітального ходу плунжера лубрикатора обумовлює подачу його за зріз мастильного каналу концентрованою порцією (див. рис.2).

У результаті досліджень встановлено, що швидкість витікання мастила в циліндри двигунів RTA при розглянутій конструкції нагнітального тракту системи перевищує 1,0 м/с (рис.6). При цьому траєкторія польоту мастила за межі каналу, досягає 15-20 мм і більше.

При завершенні плунжером нагнітання, пружина мембрани буде максимально стиснута, що залежить від значення протитиску газів, й значна частина циклової порції мастила заповнить акумулятор.

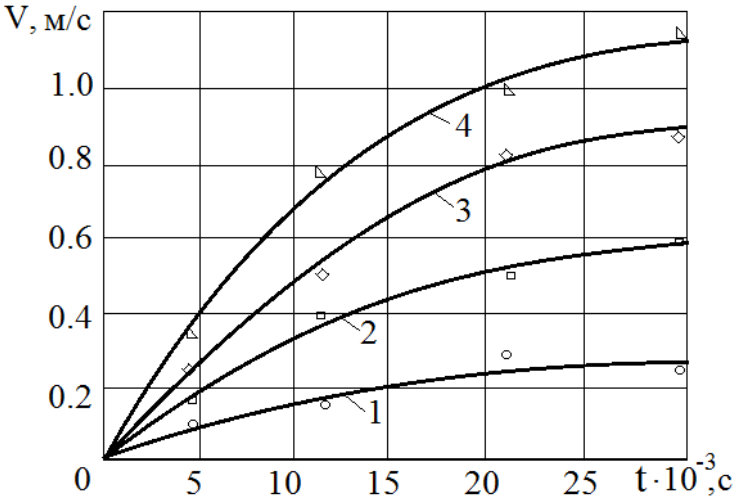


Рис.6. Швидкості витікання мастила на різних режимах роботи двигуна:
1 - n=90 хв$^{-1}$; **2** - n=110 хв$^{-1}$; **3** - n=134 хв$^{-1}$; **4** - n=168 хв$^{-1}$;

Внаслідок досить великого прохідного перетину каналу, з'єднуючого акумулюючу порожнину зі штуцером, між мембраною й зворотним клапаном буде підтримуватися деякий тиск, що визначається зусиллям стискання пружини акумулятора. На наступних обертах, при падінні тиску з боку циліндра до величини меншої, ніж тиск мастила в штуцері (тобто за рахунок перепаду тиску), буде відбуватися відкриття зворотного клапана (Хк), витікання мастила в циліндр (Мв) і часткове розвантаження акумулюючої порожнини (Хм).

Слід зазначити, що найбільше переміщення мембрани акумулятора, а отже, і більша витрата мастила відбувається на перших трьох - чотирьох обертах циклу, що пояснюється максимальним зусиллям стискання пружини в цей період часу й безперешкодним виходом мастила з акумулюючої порожнини у штуцер, з наступним виходом на дзеркало.

У міру ослаблення зусилля стискання пружини (від оберту до оберту) величина переміщення мембрани зменшується. Відповідно буде зменшуватися й кількість мастила, що витісняється акумулятором (рис.7).

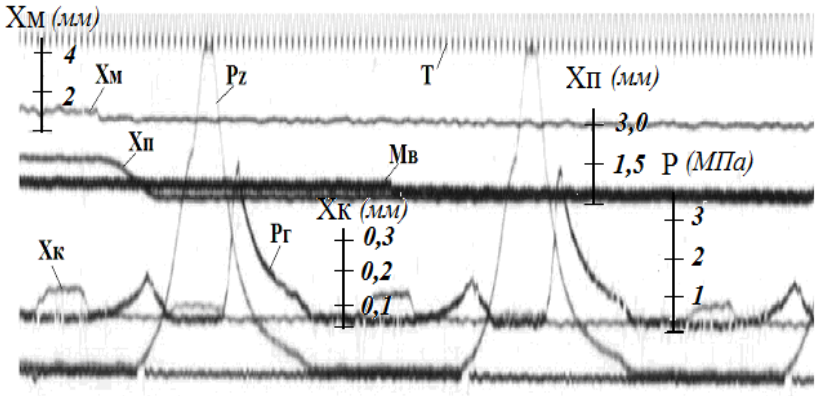


Рис.7. Останній період циклу мастилоподачі

У результаті на останніх обертах циклу мастилоподачі витрата мастила досягне мінімальних значень, а акумулююча порожнина виявиться розвантаженою. При здійсненні плунжером чергового нагнітального ходу процес заповнення й розвантаження акумулятора повториться.

На режимах зниження потужності відзначалося струминне витікання мастила (рис.8) за межі мастильного отвору із траєкторією, що досягає декількох десятків міліметрів, що й обумовлює його попадання на голівку поршня. Такий характер витікання є наслідком зменшення протитиску газів з боку циліндра і різким розвантаженням акумулятора.

Підвищення потужності двигуна й відповідне цьому збільшення тиску газів, що протидіють витіканню мастила в циліндр, супроводжувалося появою періодів поповнення акумулюючої порожнини, протягом яких спостерігалися перерви в подачі мастила.

Отже, при маневруванні судном (швартування, прохід узкостей і т.д.) умови мащення деталей ЦПГ двигунів RTA можуть погіршуватися.

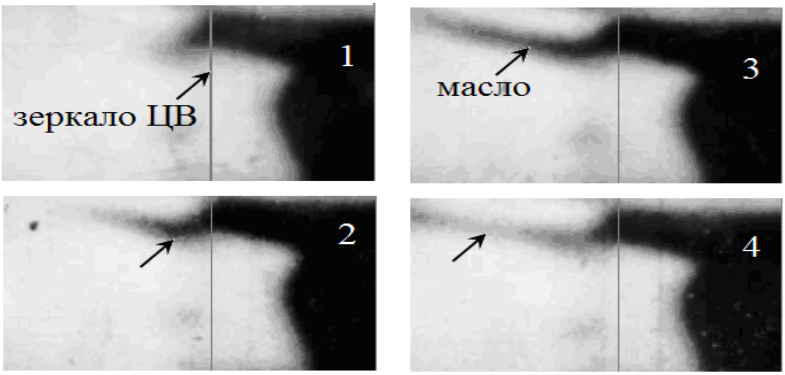


Рис.8. Кінокадри процесу витікання мастила

Висновки

Виконані експериментальні дослідження акумуляторної системи мащення дозволили встановити її основні недоліки, до яких відносяться:

- значна (до 50%) нерівномірність витрати мастила по обертах протягом усього періоду мастилоподачі на постійному режимі роботи двигуна;
- струминне витікання мастила в порожнину циліндра на перехідних режимах при зниженні потужності двигуна;
- перерви в подачі мастила на дзеркало циліндра при підвищенні потужності двигуна;
- незадовільний розподіл мастила по окружності циліндрової втулки, внаслідок подачі повз маслорозподільних канавок.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Богач В.М. Оптимизация процесса маслоподачи системой смазывания длинноходовых двигателей WARTSILA / В.М. Богач // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. - 2013. - № 32. - Одесса: ОНМА. - С. 18-28.
2. Богач В.М. Эксплуатационная проверка эффективности модернизированной системы смазывания цилиндров двигателей RTA/ В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. – 2016.- Вып. 36 - Одесса: ОНМА. - С.37-45.

3. 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.
4. Богач В.М. Исследование процесса маслоподачи двухрядной системой "Puls" без аккумулирования давления масла / В.М. Богач, А.Н. Шебанов// Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. - 2014. - № 34. - Одесса: ОНМА. - С. 113-120.
5. Bogach V. Performance efficiency lubricator systems of marine diesel engines / V. Bogach, A. Shebanov // European Applied Sciences, November, №11, 2016 - pp. 24-29.
6. Богач В.М. Прогнозирование условий маслоподачи в цилиндры судовых дизелей [Текст] / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, А.А. Задорожный // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. – 2006.- Вып. 15- Одесса: ОНМА.- С.10-16.
7. Богач В.М. Повышение эксплуатационной эффективности судовых технических устройств [Текст] / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, А.В. Сотников // Судовые енергетические установки: науч.- техн.сб.- 2007.-№ 20.-Одесса: ОНМА. - С.30-38.
8. Богач В.М. Исследование работы лубрикаторной системы в эксплуатационных условиях [Текст] / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шебанов // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб.- 2009.-№ 24.-Одесса: ОНМА. - С. 52-59.
9. Богач В.М. Истечение мастила из смещенных каналов в цилиндры длинноходовых СДВС [Текст] / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, И.Д. Колиев // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. – 2006.- Вып. 17- Одесса: ОНМА.- С.38-46.
10.Богач В.М. Эксплуатационные показатели эффективности лубрикаторных систем судовых дизелей [Текст] / 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.

УДК 629.1.07+51-74

Варбанець Р.А., Кучеренко Ю.М., Жолтіков Є.І., Маулевіч В.О., Кріжановська І.П.
Одеський Національний морський університет

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ БЕЗГРАДІЕНТНОЙ ОПТИМІЗАЦІЇ ПРИ СИНХРОНІЗАЦІЇ ДАНИХ МОНІТОРИНГУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Метод безградієнтной n-параметричної оптимізації Powell'64 застосований в задачах синхронізації даних моніторингу робочого процесу суднових дизелів. Наведені приклади пошуку глобального мінімуму тестової функції Розенброка.

Іл. 5, табл. 0, список літ. 14.

The gradientless n-parametric optimization Powell'64 method is applied in tasks of data synchronization of marine diesel engines working process monitoring. An example of a global minimum search for the Rosenbrock test function is given.

Fig. 5. Table. 0. List of lit. 14.

Введення і постановка проблеми. Моніторинг робочого процесу суднових дизелів в кінцевому підсумку зводиться до задачі циклічного аналізу індикаторних діаграм в робочих циліндрах [1]. При цьому повинна бути вирішена задача синхронізації даних - переклад діаграм тиску з функцій часу в функції від кута повороту колінчастого вала (ПКВ) [2,3]. Для уявлення індикаторних діаграм у вигляді P (V), P (φ) або T (S) залежностей необхідно мати якомога більш точну відповідність між тисками в циліндрі і кутами ПКВ. Для цього використовуються датчики на маховику двигуна (pick-up sensors [4]), які вимірюють фазу ПКВ синхронно з датчиками тиску в циліндрі. Далі, знаючи геометрію циліндра і кривошипно шатунного механізму (КШМ), відбувається перерахунок ПКВ в обсяги надпоршневого простору [3].

Проблема полягає в тому, що апаратне визначення фаз ПКВ за допомогою pick-up sensors, налаштованих в статиці, матиме похибки під час роботи двигуна під навантаженням. Основні складові цієї похибки наступні:

- вибірка мікролюфтов КШМ при знакозмінному навантаженні;
- крутильні коливання і скручування колінчастого вала;
- хвильові ефекти і затримка сигналу тиску при пригоді їм шляху від умовного центру камери згоряння до мембрани датчика в разі вимірювання тиску через канал індикаторного крана.

Остання складова може бути дуже істотною (до 8º ПКВ на середньооборотних СОД і до 12º ПКВ на високооборотних дизелях) [5]. А в зв'язку з тим, що всі переносні системи моніторингу використовують саме цей спосіб вимірювання тиску і це є звичайною практикою індіціровання суднових дизелів, можна сміливо припустити, що використання pick-up sensors для переносних систем взагалі недоцільно. Проблему пропонується вирішити допомогою аналітичного методу синхронізації, що включає розрахунок ВМТ і базується на застосуванні безградієнтной n-параметричної оптимізації Powell'64.

Стан проблеми. Аналіз останніх досліджень і публікацій показує в першу чергу, що завдання визначення положення ВМТ є важливою складовою моніторингу робочого процесу, оскільки від точності її рішення істотно залежить розрахункове значення середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності циліндра. У загальному вигляді залежність похибки розрахунку індикаторної потужності від похибки ВМТ показана в роботі M. Tazerout - на кожен градус похибки доводиться до 9% розрахункового значення потужності [6].

Термодинамічні методи розрахунку і коригування положення ВМТ предложном в роботах [5, 6]. Вони засновані, зокрема, на розрахунку ентропії при відомих значеннях тиску в циліндрі. Коментуючи їх, можна відзначити, що наявність цифрових і аналогових шумів при вимірюванні тиску в циліндрі може значно знизити точність складних розрахунків. Чисельне визначення першої, а тим більше другої похідної не має сенсу без спеціальної обробки вихідних даних (наприклад, LowPass FFT Filter [7]).

Цікава властивість індикаторної діаграми, точніше її першої похідної, показано в роботі [8]. З урахуванням припущень, прийнятих на практиці, показано, що в точці максимальної швидкості росту тиску на ділянці стиснення обсяг циліндра дорівнює

$$V = \frac{P\left(V'\right)^2}{PV'' + P'V'},$$

где $\frac{dP}{d\varphi} = P'$; $\frac{d^2P}{d\varphi^2} = P''$; $\frac{dV}{d\varphi} = V'$; $\frac{d^2V}{d\varphi^2} = V''$.

Таким чином, обсяг циліндра над поршнем у зазначеній точці може бути розрахований за допомогою відомих геометричних розмірів циліндра і значень P (φ) і P '(φ), отриманих з індикаторної діаграми. Далі може бути визначений обсяг камери стиснення і положення ВМТ, як запропоновано в [9, 10]. Гарний теоретичний висновок даного положення, на жаль, також складно використовувати на практиці, т. К. Точність розрахунку обсягу камери стиснення і положення ВМТ сильно залежить від шумів записаної діаграми тиску. Застосування LowPass фільтра [7] необхідно обґрунтовувати для кожного конкретного випадку, з огляду на параметри аналого-цифрового перетворення, дискретність і аналогові шуми при вимірюванні тиску в робочих циліндрах за допомогою датчиків різних фірм.

Метою даної публікації є аналіз рішення задачі визначення ВМТ за допомогою моделювання кривої швидкості стиснення. При аналізі використовується частина даних індикаторної діаграми до початку згоряння, за якими визначаються коефіцієнти моделі P '(φ). При цьому мінімізуються функціонали, складені відповідно до вимог методу найменших квадратів (МНК):

$$F = \sum_{i=l1}^{l2} \sigma_i \left[P'(\varphi_i) - P'_i \right]^2 \to \min;$$

$$\overline{F} = \sum_{i=l1}^{l2} \sigma_i \left[P'(\varphi_i) / P'_i - 1 \right]^2 \to \min,$$

де l1, l2 - кордони моделювання, які визначаються від початку стиснення до початку згоряння; P' i - значення перших похідних, отримані за допомогою методів чисельного диференціювання індикаторної діаграми; σi - вагові функції.

Мінімізацію зазначеного функціоналу пропонується провести за допомогою методу безградієнтной мінімізації Powell'64 [11, 12]. Цей метод дозволяє визначити мінімум нелінійної функції n-змінних шляхом успішних пошуків уздовж системи сполучених напрямків [11]. Метод Powell'64 не використовує похідних для здійснення пошуку,

що вельми зручно в практичних розрахунках. Крім того, він є ефективним не тільки для квадратичних функцій, але і для нелінійних n-параметричних функцій загального вигляду.

Приклад використання методу Powell'64 на тестовій функції

Покажемо спочатку роботу нелінійного методу n-параметричної безградієнтной мінімізації по зв'язаних напрямками Powell'64 на прикладі тестової функції Розенброка [11]:

$$Z\left(x_1, x_2\right) = 100\left(x_1 - x_2^{\,2}\right)^2 + \left(1 - x_1\right)^2.$$

Відома нелінійна двопараметричного функція Розенброка часто використовується для тестування методів мінімізації в зв'язку з її специфічною формою. Її легко уявити візуально (рис. 1) - вона являє собою вигнутий яр з крутими схилами і довгим слабо мінливих криволінійним дном. Її мінімум (Z = 0) знаходиться в точці [x1 = 1, x2 = 1].

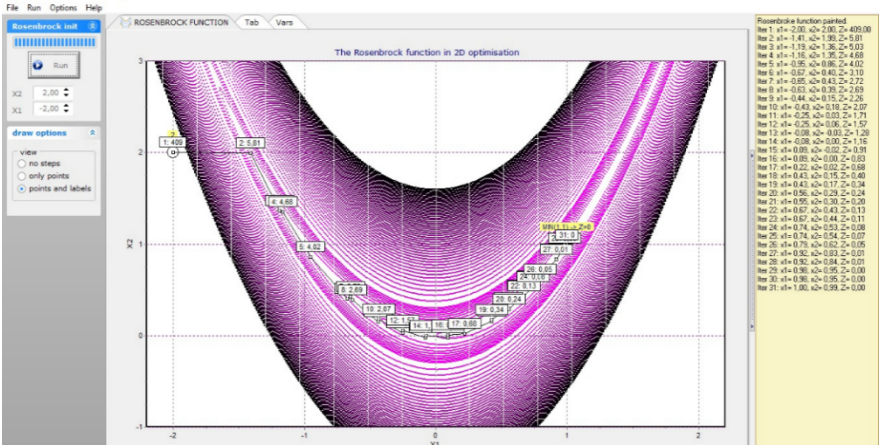


Рис. 1. Пошук мінімуму функції Розенброка [11] за допомогою методу Powell'64 (копія екрану інтерфейсу тестового ПО)

Специфіка пошуку мінімуму функції Розенброка полягає в тому, що якщо задати початкову точку пошуку [x1 = -2, x2 = 2] (Z = 3609), яка відносно точки мінімуму знаходиться з іншого боку криволинейного яру, то метод мінімізації повинен обійти всі криволінійне дно функції і вийти на точку глобального мінімуму. Від того, наскільки

швидко буде знайдений мінімум функції Розенброка з незручною початкової точки пошуку [x1 = -2, x2 = 2], залежить ефективність того чи іншого методу мінімізації. Враховується загальна кількість ітерацій методу і кількість розрахунків самої функції Розенброка.

Використання пов'язаних [11, 12] напрямків пошуку є ефективним алгоритмом для квадратичних n-параметричних функцій і, відповідно, для вирішення завдань МНК. У спеціальній літературі з аналізу методів мінімізації [11] зазначено, що ряд градієнтних методів, зокрема метод найшвидшого спуску, виявляється неефективним для деяких квадратичних функцій. Наприклад, в даному випадку, при початковій точці пошуку

[X1 = -2, x2 = 2], градієнтні методи можуть виробляти велику кількість обчислень функції Розенброка, визначаючи локальні мінімуми між бічними схилами яру і при цьому повільно рухаючись в сторону глобального мінімуму. Застосовуваний в методі Powell'64 алгоритм пошуку по зв'язаних напрямками позбавлений цього недоліку. З кожного локального мінімуму на наступній ітерації, при необхідності, відбувається поворот осей в сполучених напрямках [12], і рух в бік глобального мінімуму відбувається великими кроками по дну яру функції (рис. 2). Покроковий алгоритм методу Powell'64 описаний в [11].

У даній публікації використовується модифікація методу Powell'64, яка передбачає використання методу «золотого перетину» (GM) [11] при пошуку локальних мінімумів

в напрямку осей. В оригінальному методі використовується пошук мінімуму в осьових напрямках за допомогою квадратичної функції [12]. Виявилося, що ефективність методу «золотого перетину» вище, ніж у методу послідовного розподілу навпіл, і істотно перевершує ефективність пошуку непослідовними методами [11]. Пошук GM заснований на розбитті відрізка прямої на дві частини, Ф1 і Ф2, при цьому відношення довжини всього відрізка до більшої частини дорівнює відношенню більшої частини до меншої. Відрізки пропорційні числам Фібоначчі:

$$\varphi^1 = \frac{\sqrt{5}-1}{2} \approx 0,62; \quad \varphi^2 = \frac{3-\sqrt{5}}{2} \approx 0,38; \quad \varphi^1 + \varphi^2 = 1.$$

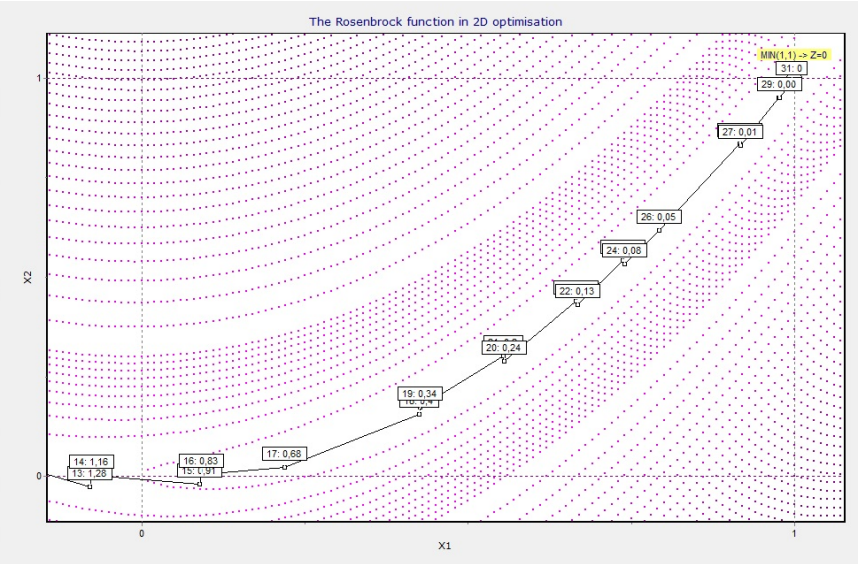


Рис. 2. Етапи пошуку функції Розенброка [11] в районі точка мінімуму (копія екрану інтерфейсу тестового ПО)

На думку авторів, використання методу «золотого перетину» більш ефективно для нелінійних функцій загального вигляду, для яких розрахунок за допомогою оригінального алгоритму [12] часто призводить до переповнення регістрів пам'яті комп'ютера, що вимагає необхідного спеціального контролю.

В даному випадку кількість загальних ітерацій при пошуку мінімуму функції Розенброка з поворотом осей в сполучених напрямках склало 31 (див. Рис. 2). На рис. 2 видно, що метод Powell'64 вже на другий ітерації швидко визначає положення дна яру функції і потім здійснює великі ефективні кроки в бік глобального мінімуму по дну яру (рис. 3). Порівняльний аналіз методів n-параметричної нелінійної мінімізації, наведений в [11], показує, що метод Powell'64 є найбільш ефективним методом пошуку мінімумів n-параметричних нелінійних функцій загального вигляду без використання похідних.

У загальному випадку градієнтні методи дають велику швидкість пошуку, але необхідність завдання приватних похідних за параметрами пошуку ускладнює оптимізаційних задач і може служити причиною трудновиявляємих помилок.

Найчастіше минимизируемого функціонал являє собою складну нелінійну функцію загального вигляду або є результатом роботи алгоритму зі складною умовно змінюється структурою. В цьому випадку для пошуку мінімуму такого функціоналу задаються граничні умови по незалежним змінним, в рамках яких повинен бути знайдений мінімум. Використання перших, а тим більше других похідних по незалежним змінним часто виявляється незручним для дослідників, т.к. В більшості випадків дослідники модифікують свій алгоритм, і чисельну наближення похідних ускладнює процес досліджень, будучи джерелом трудновиявляемих помилок. Використання ж алгоритму Powell'64 не пов'язане з похідними і має ефективність, яка не поступається градієнтним методам [11, 12].

Визначення ВМТ за допомогою рівняння $P'(\varphi)=0$**.** Використовується той факт, що при відсутності згоряння в циліндрі швидкість зміни тиску в ВМТ дорівнює нулю [5], за вирахуванням термодинамічної зміщення, пов'язаного з передачею тепла в стінки циліндра (рис. 3) [3, 10]:

$$\frac{dP}{d\varphi_{\text{ВМТ}}}=0;\ p'_{\varphi-\delta\varphi_T}=p'_{\Theta}=0\,.$$

З урахуванням термодинамічної фазового зсуву в ВМТ (φ = 0)

$$\Theta=-\delta\varphi_T\,.$$

Тоді вираз для швидкості зміни тиску на ділянці стиснення можна записати як

$$\frac{dP_{comp}}{d\Theta}=-P_a V_a^{\,n1} n_1 \frac{1}{V_{\Theta}^{n1+1}}\cdot\frac{dV_{\Theta}}{d\Theta},\quad (1)$$

де P_a – тиск на початку стиснення; $V_{\Theta}=V_{\varphi\text{-}\delta\varphi_T}$ – об'єм циліндра: $V_{\varphi}=V_C+0{,}5V_S\left[1+\frac{1}{\lambda_{\text{Ш}}}-\cos\varphi-\frac{1}{\lambda_{\text{Ш}}}\sqrt{1-(\lambda_{\text{Ш}}\sin\varphi)^2}\right]$; $V_s=V_c(\varepsilon-1)$ – обсяг, описуваний повним ходом поршня; V_c – обсяг камери стиснення; $\lambda_{\text{Ш}}=R_{\text{КР}}/L_{\text{Ш}}=S/2L_{\text{Ш}}$ – Відношення радіуса кривошипа до довжини

шатуна; Va - об'єм циліндра на початку стиснення; n1 - показник політропи стиснення.

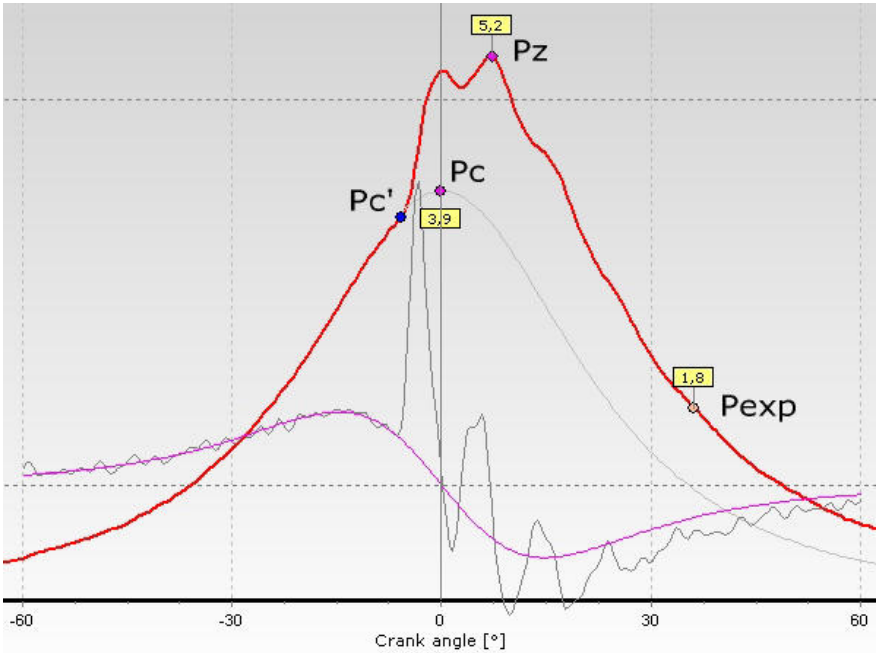


Рис. 3. Моделювання $dP/d\varphi$ на ділянці стиснення: P_c' – тиск початку згоряння; P_c' – тиск в кінці стиснення; P_z – максимальний тиск згоряння палива; P_{exp} – тиск в точці 36º за ВМТ

Після нескладних перетворень права частина рівняння (1) перетворюється в нелінійне трансцендентне рівняння щодо кута ПКВ:

$$\frac{dP_{comp}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n1+1}} \cdot 0,5 V_S \left(\sin\varphi + \frac{\lambda_Ш \sin\varphi \cos\varphi}{\sqrt{1-\lambda_Ш^2 \sin^2\varphi}} \right) \qquad (2)$$

Дійсний корінь рівняння (2) визначається за допомогою чисельного методу (наприклад, BISECT [11]) в діапазоні між абсциссами

максимумів P '(φ) на ділянках стискування і згоряння ([P'max1, P"-max2], рис. 4) . Цей корінь являє собою розрахункове значення ВМТ.

У процесі розрахунку алгоритм Powell'64 використовується двічі: спочатку для попередньої оцінки положення ВМТ за допомогою синусоїдальної моделі, потім остаточний розрахунок шляхом моделювання швидкості зміни тиску. Метод Powell'64 використовується для мінімізації функціоналу, записаного відповідно до вимог МНК:

$$F = \sum_{j=1}^{m} \left(P'_j - \frac{dP_{comp}}{d\varphi_j} \right)^2 \mapsto \min,$$

де m - кількість точок на ділянці до $P_{c'}$.

На рис. 5 представлений графік швидкості зміни тиску, отриманий за допомогою методів чисельного диференціювання кривої $P(\varphi)$. На графіку другої похідної (рис. 5) показані контрольні точки, що визначають положення ВМТ (точка m), а також граничні точки для побудови лінійної і синусної моделей. В окремих випадках пошук коефіцієнтів моделі (1) зручніше проводити шляхом пошуку мінімуму другої похідної $P''(\varphi)$.

Для випадку аналізу довільного ряду значень тиску, де представлені кілька поспіль записаних в пам'ять робочих циклів, попередню оцінку значень ВМТ (точка m) кожного циклу зручніше проводити пошуком локальних мінімумів $\frac{d^2P}{d\varphi^2} \to \min$ (рис. 4).

Крім того, при розрахунку попередньої синхронізації, в синусоїдальної і лінійної моделях використовуються координати точок B і C, де $B = P'_{\max}$, а $C = P'_{\max}$.

Ці координати розраховуються як позитивні коріння нелінійного рівняння $\frac{d^2P}{d\varphi^2} = 0$, де область визначення коренів

$$\varphi \in \left[2\pi - \Delta\varphi,\ 2\pi + \Delta\varphi\right],\ \text{де } \Delta\varphi \le 20^\circ \text{ ПКВ.}$$

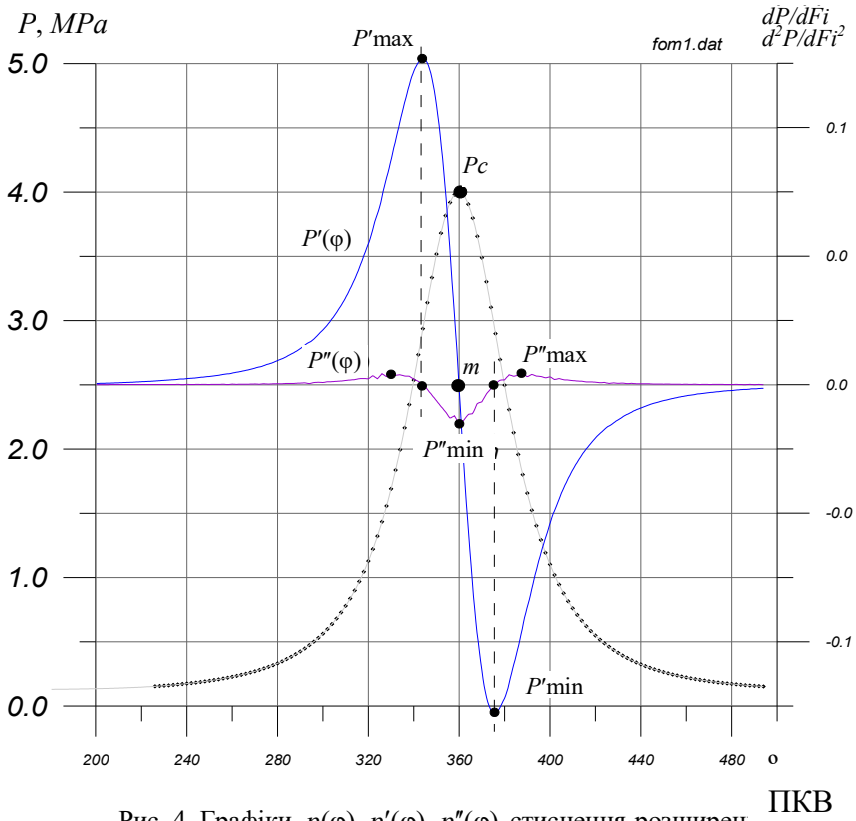


Рис. 4. Графіки $p(\varphi), p'(\varphi), p''(\varphi)$ стиснення-розширен
ЧН25/34

Для визначення лівої межі в попередньої синхронізації по синусоїдальної моделі використовується ліва координата максимуму другої похідної. У цьому випадку проводиться пошук локального максимуму $\dfrac{d^2P}{d\varphi^2} \to \min$ на області визначення значень кутів φ:

$$\varphi \in \left[2\pi - \Delta\varphi,\ 2\pi\right], \text{ где } \Delta\varphi \le 30^\circ \text{ ПКВ.}$$

В кінцевому підсумку уточнювалися чисельні значення коефіцієнтів $dP_{comp}/d\varphi$, розраховані по записаним точкам ділянки кривої

швидкості зміни тиску до початку згоряння, і уточнювалося справжнє значення ВМТ як кут, при якому швидкість зміни тиску дорівнює нулю

Приклад рішення задачі визначення ВМТ за допомогою методу Powell'64. Визначення положення ВМТ за допомогою моделювання кривої швидкості стиснення P '(φ) і подальшого вирішення рівняння P' (φ) = 0 є, на думку авторів, найбільш ефективним на практиці методом.

Для вирішення завдання використовується той факт, що при відсутності згоряння в циліндрі швидкість зміни тиску в ВМТ дорівнює нулю. Цифрові і аналогові шуми в вихідних даних ускладнюють моделювання ділянки стиснення на індикаторної діаграмі, але це завдання вирішується за допомогою, наприклад, Butterworth LowPass FFT Filter [7].

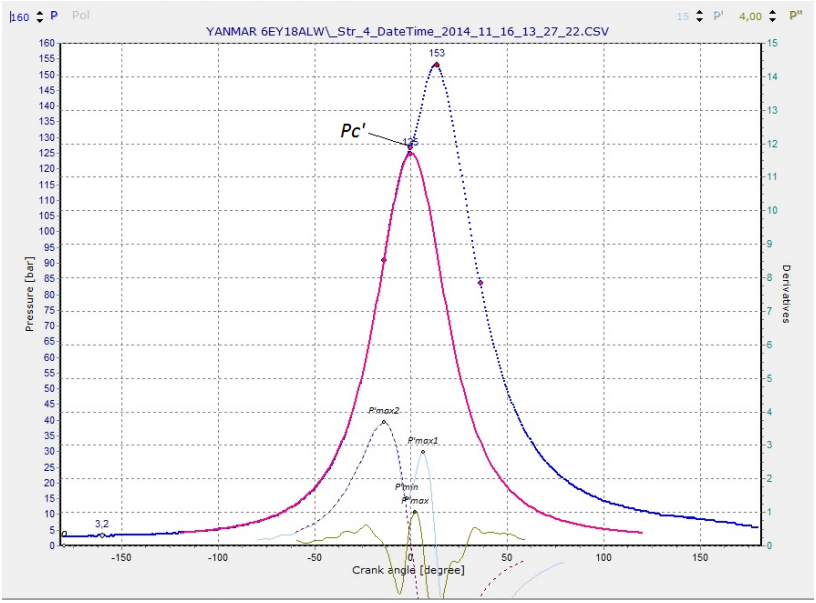


Рис. 5. Індикаторна діаграма P (φ) і моделі P ', P" середньооборотного дизеля Yanmar 6EY18ALW (копія екрану тестового ПО)

На рис. 5. представлено вирішення завдання визначення ВМТ вищевказаним алгоритмом для суднового середньооборотних дизеля

Yanmar 6EY18ALW. Початок згоряння палива в даному випадку - до ВМТ, і цей випадок складніший для розрахунку, ніж випадок з розрахунком малооборотних дизелів з пізнім уприскуванням палива. Інтервал моделювання кривої стиснення: від початку стиснення (закриття клапанів МГР) до початку впорскування палива в циліндр. Фазу початку згоряння Pc' було б зручно розглядати в якості правої межі, т.к. Для цього достатньо наявності лише самої діаграми P(φ) [13]. Однак якщо розглядати праву межу як фазу початку згоряння, то в ділянку моделювання потрапляє частина даних після уприскування палива, які вже не уявляють собою політропи стиснення внаслідок випаровування палива, відбору на це частини енергії і часткового зниження тиску в циліндрі [14].

При використанні методів вібродіагностики паливної апаратури високого тиску можна визначити фазу початку впорскування палива в циліндр [5]. У всіх інших випадках необхідно враховувати затримку самозаймання палива і зрушувати на неї праву межу моделювання кривої стиснення щодо точки початку згоряння (Pc', рис. 5).

Висновок. Алгоритм програмної синхронізації даних робочого процесу був розроблений і вперше застосований в переносних системах DEPAS 2.34 [5]. Остання модифікація алгоритму застосовується в системах DEPAS D4.0HT і отримала назву PLS-алгоритм (PhaseLess Synchronization algorithm).

У всіх випадках, де проводився пошук локальних мінімумів і максимумів нелінійних функцій від двох і більше змінних, використовувався метод мінімізації по зв'язаних напрямками, що не використовує похідні - метод Powell'64. Метод виявився стійким навіть для випадку 7% «зашумленості» даних білим шумом (оцінка рівня шумів для даних, отриманих системою D4.0H «корисний сигнал / шум» оцінюється в 3%) [5, 13]. Незважаючи на те, що, по суті, метод Powell'64 - це метод пошуку з умовним закінченням ітерацій, вдалося сформулювати такі початкові умови, при яких загальний час виконання завдання синхронізації виявилося прийнятно малим (одиниці мілісекунд) для більшості сучасних контролерів.

Накопичений досвід роботи в області моніторингу робочого процесу суднових дизелів дозволяє стверджувати наступне: використання PLS-алгоритму при практичному індіцірованія СДВС більш переважно з таких міркувань:

1) автоматичний облік похибок визначення ВМТ (установка фазового датчика і маркування маховика виконується на зупиненому двигуні. Під час роботи дизеля ВМТ зміщується через скручування колінчастого вала, пропорційно навантаженню збільшується на далеких від маховика циліндрах; через крутильних коливань; зазорів в КШМ та інших факторів, які неможливо врахувати в «статиці»):

- PLS-алгоритм автоматично враховує вплив скручування колінчастого вала на навантаженому двигуні;

- PLS-алгоритм автоматично враховує вплив невідповідності між справжнім станом ВМТ і маркування на маховику, що виникає внаслідок можливої неточною маркування маховика, впливу зазорів в деталях КШМ і інших експлуатаційних факторів;

- PLS-алгоритм автоматично враховує вплив кінцевої швидкості проходження хвилі тиску в каналі індикаторного крана (від камери згоряння до мембрани датчика тиску);

2) можливість виробляти індіцірованіе без попередньої підготовки двигуна (під час роботи з системами моніторингу робочого процесу, що використовують апаратну синхронізацію, найбільш трудомістка і тривала частина налаштування системи - установка фазового датчика і маркування маховика):

- в разі застосування PLS-алгоритму відсутні часові та фінансові витрати на установку фазових датчиків;

- застосування PLS-алгоритму дозволяє виробляти індіцірованіе дизеля безпосередньо в процесі його експлуатації без примусового зміни режиму його роботи і без спеціальної підготовки, яка необхідна при апаратної синхронізації даних;

- PLS-алгоритм дозволяє створити універсальну переносну малогабаритну систему діагностичного контролю робочого процесу транспортних дизелів [1, 5, 13].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. *Varbanets R., Karianskiy A.* Analyse of marine diesel engine performance // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology. 2012. Vol. 7. No. 1. P. 269–275.

2. *Staś M.* An Universally Applicable Thermodynamic Method for T.D.C. Determination // SAE Technical Paper 2000-01-0561, 2000. URL: http://papers.sae.org/2000-01-0561/. DOI: 10.4271/2000-01-0561.
3. *Heywood J. B.* Internal Combustion Engine Fundamentals: First Edition. McGraw-Hill Education, 1988. 930 p.
4. *CCM* – COMBUSTION MONITORING SYSTEM. URL: http://www.imes.de/cms.html.
5. *Варбанец Р. А*. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации: дис. … д-ра техн. наук. Одесса: Одес. национ. морск. акад., 2010. 314 с.
6. *Tazerout M., Le Corre O., Rousseau S.* TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram // SAE Technical Paper 1999-01-1489, 1999. URL: http://papers.sae.org/1999-01-1489/. DOI: 10.4271/1999-01-1489.
7. *Butterworth* filter. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Butterworth_filter.
8. *Ерыганов А. В., Варбанец Р. А.* Определение степени сжатия дизеля по результатам индицирования рабочего процесса // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2017. № 1. С. 44–49.
9. *Семенов В. С.* Современные проблемы теории судовых дизелей. М.: В/О Мортехинформреклама, 1991. 112 с.
10. *Ваншейдт В. А.* Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судостроение, 1977. 392 с.
11. *Химмельблау Д.* Прикладное нелинейное программирование. М.: Мир, 1975. 525 с.
12. *Powell M. J. D.* An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives // Computer J. 1964. No. 7. P. 155.
13. *Варбанец Р. А., Головань А. И., Кучеренко Ю. Н.* Мониторинг частотных параметров судового дизеля с турбонаддувом // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2013. № 1. С. 103–110.
14. *Белоусов Е. В*. Топливные системы современных судовых дизелей: учебн. пособ. Херсон: ХГМА, 2014. 267 с.

УДК 629.12+621.69

Галян І.С., Козьминих М.А., Ольшамовський В.С.
Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ В ТРАНСПОРТНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВКАХ

Anotation

The article deals with the analysis of the efficiency of modern refrigeration agents in transport refrigeration units. refrigeration unit is an integral part of maritime transport. One of the most relevant in the field of transport refrigeration units is the issue of the use of refrigerants that meet the current environmental requirements.

Investigating the concentration of ozone in the earth's atmosphere, scientists drew attention to a significant decline in the early 80-ies. The general content of stratospheric ozone

Today, the most commonly used refrigeration agent, which is subject to further replacement is the refrigerant R134a. In this regard, it becomes acute the need to investigate new refrigerants, their properties and their effects on performance indicators of refrigeration units.

For the most complete analysis in the assortment of modern refrigeration agents for comparison, selected refrigerants of different groups and compositions are selected. Thus, the selected R22, R134A are single-component, and R407C, R410A-mixtures. R22 contains chlorine, R134A, R410A, R407C, R404A, R507-chloride does not contain.

Each of the studied refrigerants is considered as an alternative to the R-22, but one can not definitely say that one of the refrigerants is better than the other, since the refrigerants are different in their specific cold-productivity, heat transfer coefficient, condensation pressure.

The main factors determining the choice of a refrigerant are, of course, its thermodynamic and thermophysical characteristics. They affect the efficiency, performance and design characteristics of the RP. Widespread use in refrigeration technology have found fluorochloro-carbon refrigerants, possessing the necessary thermodynamic and thermophysical qualities. Properties of the refrigerants depend on the structure of the molecule of matter, the ratio of fluorine, chlorine and hydrogen molecules in its composition

Only recommendations are given in the work. Therefore, the analysis should also take into account the vibrations in the evaporators and in the condensers, the cost of refrigerants themselves and the cost of refrigeration equipment.

However, for the preliminary assessment of the feasibility of both retrofit and the development of recommendations for the design of new plants, this approach is acceptable and may be recommended.

Key words: Ozone layer, refrigeration agent, ship refrigeration unit, operating indexes, efficiency of application

Одним з найбільш актуальних у галузі транспортних холодильних установок є питання застосування холодоагентів, що відповідають сучасним екологічним вимогам.

Суттєвий 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. Україна приєдналася до Монреальського протоколу в 1988 році. Ця міжнародна угода передбачала заморожування виробництва п'яти найбільш використовуваних холодоагентів на базі галогенизованих вуглеводів (ХФУ). 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 гідрохлорфтор-вуглеводів (ГХФВ).

Сьогодні найбільш розповсюдженним холодильним агентом, який підлягає подальшій заміні є холодоагент R134A. У зв'язку з цим актуальною стає необхідність дослідження нових холодоагентів, їх властивостей та їх впливу на експлуатаційні показники холодильних установок (ХУ).

Альтернативні холодоагенти групи гідрофторвуглеводів (ГФВ) мають різноманітний хімічний склад, фізичні властивості та термодинамічні особливості. Тому для дослідження можливості заміни холодоагенту або його використання у новому обладнанні необхідно з'ясувати як впливає на експлуатаційні показники ХУ застосування конкретного холодоагенту.

Вибір хладоагентів для суднової холодильної установки.

Для вибору холодоагентів, які будуть порівнюватися розглянемо класифікацію альтернативних холодоагентів.(Мал.1). Для найбільш повного аналізу в асортименті сучасних холодильних агентів для порівняння обираємо холодоагенти різних груп та складів. Так обрані R22, R134A - однокомпонентні, а R407C, R410A - суміші. R22 містить хлор, R134A, R410A, R407C, R404A-хлору не містять.

Основними чинниками, що визначають вибір холодоагенту, безумовно, є його термодинамічні та теплофізичні характеристики. Вони впливають на ефективність, експлуатаційні показники і конструктивні характеристики ХУ. Широке застосування в холодильній техніці знайшли фторхлорвуглецеві холодоагенти, що володіють необхідними термодинамічними і теплофізичними якостями. Властивості холодоагентів залежать від структури молекули речовини, співвідношення молекул фтору, хлору і водню в його складі .

Отже усі вибрані холодоагенти можуть використовуватися як альтернативні для R22 .

Розглянемо усі обрані холодоагенти за їх основними характеристиками, взаємодією з мастилами , матеріалами , фізичними властивостями.

Холодоагент R134A - **CF_3-CFH_2** – тетрафторетан, гідрофтор-вуглецеве з'єднання (HFC). R134A має нульовий озоноруйнуючий потенціал (ODP = 0). R134A є ідеальним холодоагентом для роботи в умовах високих температур кипіння і конденсації. R134A - це беспримісний холодоагент, який має нульове температурне «ковзання». При роботі R134A завжди використовуються поліефірні мастила .

Холодоагент R134A нетоксичний і не займається у всьому діапазоні температур експлуатації. Проте при попаданні повітря в систему і стисненні можуть утворюватися горючі суміші. Не слід змішувати R134A з іншими холодоагентами, так як утворюється азеотропна суміш. Пар R134A розкладається під впливом полум'я з утворенням отруйних сполук.

Рис.1. Огляд альтернативних холодоагентів

Через значний потенціал глобального потепління GWP рекомендується застосовувати R134A в герметичних холодильних системах. Вплив R134A на парниковий ефект в 1300 разів сильніше, ніж у CO_2.

Для роботи з холодоагентом R134A рекомендуються тільки поліефірні холодильні мастила, які характеризуються підвищеною гігроскопічністю. R134A широко використовують в якості основної заміни R22 для холодильного обладнання, що працює в середньотемпературному діапазоні. R134A сумісний з низкою ущільнюючих матеріалів, зокрема з прокладками, зробленими з таких матеріалів, як «Буна-Н», «хайпалон 48», «Неопрен», «Нордел», а також з шлангами, футурованними нейлоном.

Альтернативні багатокомпонентні холодоагенти групи ГФУ R407C та R410A

Холодоагент R407C має нульовий озоноруйнуючий потен-ціал (ODP = 0), потенціал глобального потепління (GWP) дорівнює 1600.

R407C - це зеотропна суміш групи ГФВ (23% R32 + 25% R125 + 52% R134a), температурне ковзання становить близько 6К. R407C потрібно заправляти в систему в рідинній фазі. Використовуються поліефірні мастила.

R407C доцільно застосовувати при заміні для хладону 22, ретрофіті та в новому обладнанні.

Подібно холодоагенту R22, R407C володіє малою токсичністю, хімічно стабільний і негорючий.

Холодоагент R410A - це азеотропна суміш, що складається з R32 і R125, що мають однакову питому вагу масових часток - по 50%.

Перевагою фреону R410A є те, що жодна з речовин, що входять до його складу, не руйнує озоновий шар.

Застосування даного холодоагенту відрізняється високою питомою холодопродуктивністю, внаслідок чого стає реальним зменшення розмірів трубопроводів, тепло-обмінників і т.д.

Температура хладону R410A не змінюється при переходах з однієї фази в іншу. Навіть якщо стався витік суміші з системи, склад її залишається незмінним. Заміна хладону є економічно вигідною, оскільки контур системи необхідно заповнити лише частково.

Так само, як і хладон R407C, R410A не розчиняється у мінеральному мастилі і потребує застосування поліефірного синтетичного мастила.

Аналіз експлуатаційних показників холодильної установки при застосуванні альтернативних холодоагентів.

Для аналіза експлуатаційних показників були прийнати режими работи суднової холодильної установки при температурах випарювання від -30°С до + 5°С, що охоплює найбільш можливі експлуатаційні режими. Показники холодильної установки були разраховані для холодоагентів R22, R134A, R410A, R407C. Для дослідження зміни експлуатаційних показників ХУ, обираємо наступні найбільш характерні термодинамічні властивості та експлуатаційні показники:

-тиски конденсації та випарювання $p_к, p_{вип}$;

-дійсна масова подача компресора G_0;

-адіабатна(теоретична) ,індикаторна, ефективна потужності та потужність на валу електродвигуна N_a, N_i , $N_e, N_{ел.д.}$;

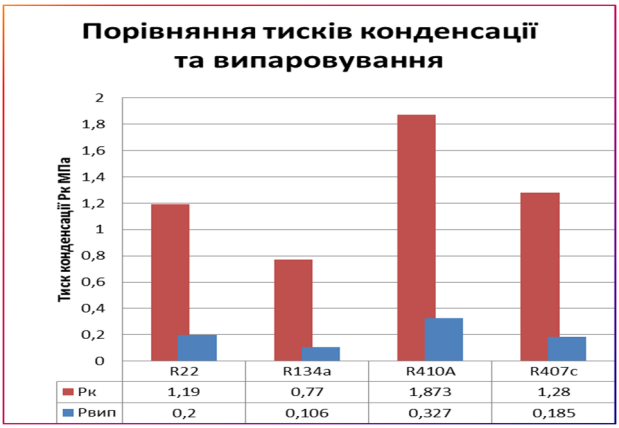
-індикаторний,механічний,ефективний та електрич-ний ККД η_i ,$\eta_м, \eta_e, \eta_{ел.д.}$;

-теоретичний, ефективний та електричний холодильні коефіцієнти $\varepsilon_т, \varepsilon_e, \varepsilon_{ел}$.

Розглянувши результати розрахунків параметрів холодоагентів у вузлових точках можна побудувати гістограму тисків конденсації та випарювання (мал. 2)

Холодоагент R-410A має значно вищий у порівнянні з іншими холодоагентами тиск конденсації, який дорівнює 1.87 МПа і вищий за тиск конденсації R22 у 1.57 рази. З гістограми видно,що холодоагент R134A доцільно застосовувати при більш низьких тисках, а R410A - при більш високих, тому конструктивно холодильне обладнання на R410A буде суттєво відрізнятися.

R407C-має найбільш наближене значення показників до R22,тому цей холодоагент - гарний вибір для ретрофіту.



Мал 2 Тиски конденсації та випарювання

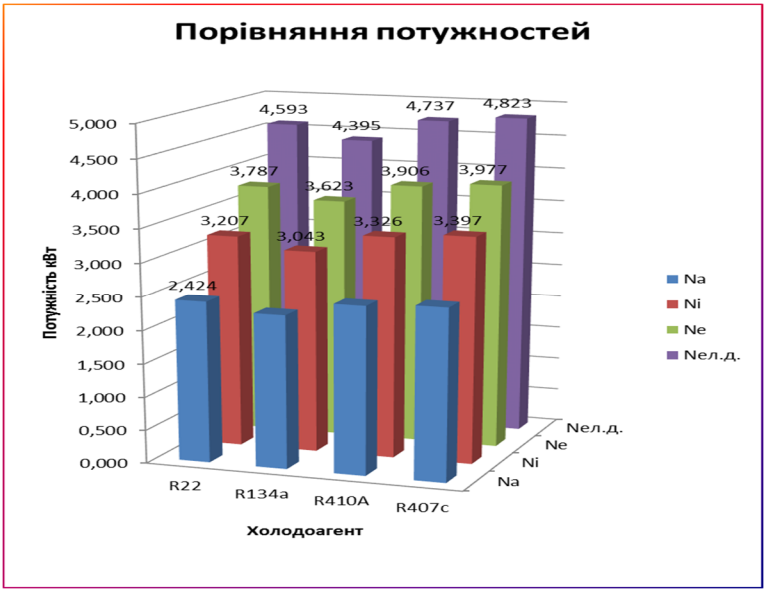
Проаналізувавши результати розрахунків,побудовано гістограми, які наглядно ілюструють зміну таких показників,як масова подача компресора (мал.3),адіабатна, індикаторна ефективна та електрична потужності (мал.4), ККД(мал 5).

Розраховані значення свідчать про наступні зміни експлуатаційних показників (порівняно з базовим холодоагентом R22) : масова подача компресора на R134A збільшилася на 8,5%, R407C на 2,1%,а на R410A-зменшилася на 4,2%; адіабатна потужність на R134A зменшилася на 5,1% і збільшилася на 3,7% та 5,9% при роботі на R410A та R407C відповідно;потужність на валу електродвигуна для R134A

зменшилася на 4,3% ,для R410A збільшилася на 3,1%,для R407c збільшилася на 5.9%.Також маємо незначне зменшення ККД для R134A та збільшення ККД для R410A та R407C.

Мал.3 Дійсна масова подача компресора

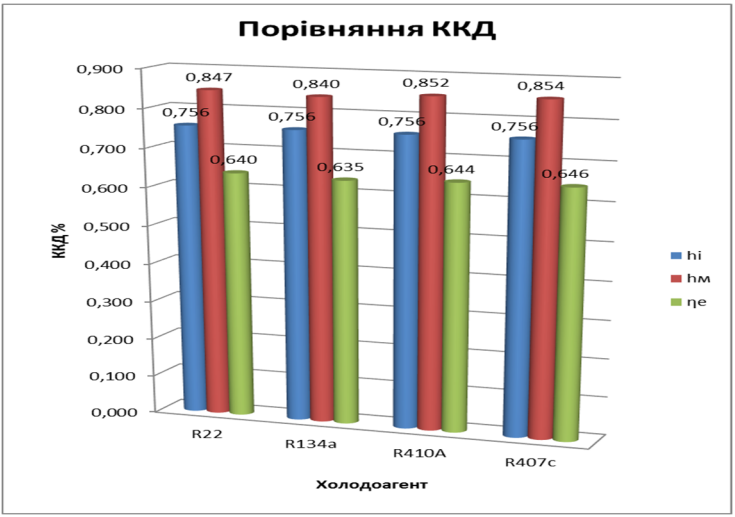
При аналізі беремо до уваги і інші фактори: наскільки далеко від критичної точки реалізований холодильний цикл (це впливає на відношення прихованої теплоти пароутворення до питомої теплоємності рідини при постійному тиску), нахил кривих насичення рідини і пара, за яким визначають результативність перегріву, переохолодження і дроселювання. На нахил кривих істотно впливає мольна теплоємність.



Мал.4 Порівняння потужностей

На малюнку 6 показані діаграми T - s для R22 і його замісників, завдяки яким можно провести якісну оцінку впливу термодинамічних властивостей на холодильний коефіцієнт. Криві насичення показані як безрозмірні величини, що мають однакову ширину двофазного купола (тобто, для насиченої рідини s= 0, для насиченої пари s= 1). З графіку видно, що критична температура для R134A вище, ніж для R22,а для R410A та R407C значно нижча.

При однакових температурах кипіння і конденсації цикл, що використовує R134A, знаходиться далі від критичної точки, ніж цикл на R22, і набагато нижче, ніж цикли на R410A і R407C.

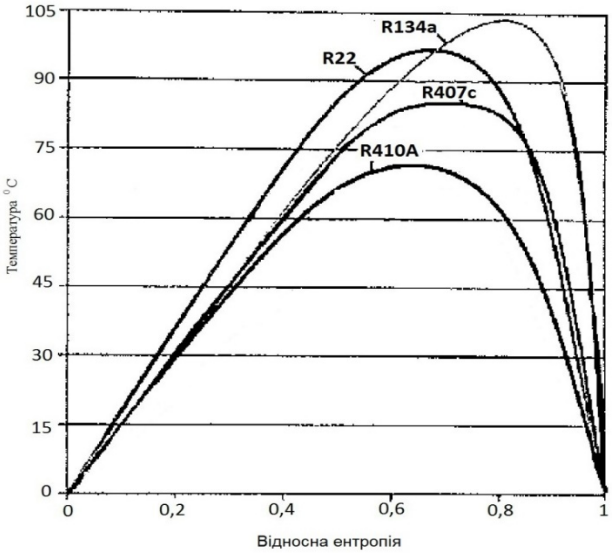


Мал.5 Порівняння ККД

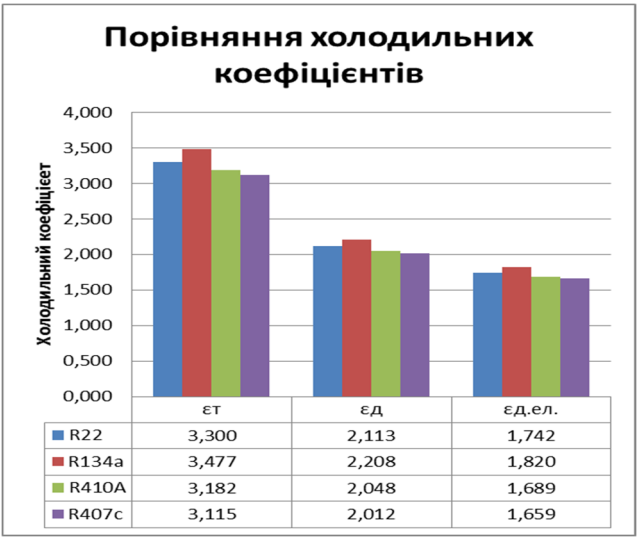
На незворотність процесів дроселювання і перегріву пари впливає нахил кривих насичення. Втрати від незворотності значно вище поблизу критичної точки, де лінії насичення поступово стають більш пологими, формуючи двофазний купол.

Критична температура R410A та R407C нижче, ніж у R22. З цієї причини, незворотність через перегрів пари і незворотність, викликана дроссеюванням, найвища для R410A, потім для R407C і найменша для R134A .

Дослідивши холодильні коефіцієнти,можна зробити висновок,що саме так як холодильна машина, кращі показники буде мати установка на холодоагенті R-134A. Холодильний коефіцієнт на R134A більший ніж на R22 за розрахунками при однакових умовах на 4,5%.(Мал.7).



Мал.6 Діаграми холодоагентів R22, R134A, R410A, R407C



Мал.7 Холодильні коефіцієнти

Комплексна оцінка застосування холодоагентів в суднових холодильних установках

Кожен з досліджуваних холодоагентів розглядається як альтернативний до R22 , але не можна однозначно визначити, що один з холодоагентів кращий за інші, оскільки холодоагенти різні за своєю питомою холодопродуктивністю, коефіцієнтом тепловіддачі, тиском конденсації.

Аналіз отриманних данних дозволяє сформулювати наступні загальні положення:

- в порівнянні з R22 холодоагент R407C робить значно менший шкідливий вплив на навколишнє середовище (значення потенціалу глобального потепління GWP у R407C майже таке ж, як і у R22, потенціал руйнування озону ODP дорівнює нулю);

- при більш низькій температурі нагнітання і трохи більш високому тиску нагнітання енергетична ефективність R407C близька до енергетичної ефективності R22;

- при низькотемпературному охолодженні слід очікувати значне падіння холодопродуктивності R407C внаслідок високого вмісту R134A.

- холодоагент R 407C є найбільш простим і дешевим замінником R 22 зі схожими термодинамічними характерис-тиками, що відповідають за холодопродуктивність компре-сора, отже, і всього агрегату.

R134A (1300 GWP -потенціал глобального потепління, ODP = 0:

- володіє меншою питомою холодопродуктивністю в порівнянні з R22, отже потрібна більша кількість холодоагенту, компресор більшого розміру або з більшою частотою обертання ротора;

- характеризується відносно низькими значеннями абсолютних робочих тисків;

- має набагато більш низький диференціал робочих тисків, ніж у R 407C і R 410A.

.R134A є ідеальним холодоагентом для роботи в умовах високих температур кипіння і конденсації.

У средньотемпературних холодильних установках і системах кондиціонування повітря холодильний коефіцієнт R134A рівний коефіцієнту для R22 або вищий. Отже R134A –є вдалим альтернативним замінником для R22.

R134A є чистою однорідною речовиною (тетрафторетан - CF2HCF3). Однак R134A вимагає спеціальних конструктивних доопрацювань компресора, що в результаті призводить до збільшення вартості машини. З іньшого боку, R134A характеризується дуже високою холодильною ефективністю, низькими значеннями робочого тиску, найнижчим з усіх перерахованих вище гідрофторвуглеців потенціалом глобального потепління та іншими перевагами.

R404A - це суміш, холодоагент введений в експлуатацію на початку 1992 р і відомий під промисловим найменуванням "Suva" HP62 (DuPont). Ця суміш абсолютно не містить хлору (ODP = 0) і тому може розглядатися в якості альтернативи R22. Тривале його застосування показало хороші результати.

Інші суміші реалізовувалися під найменуваннями "Forane" FX70 (Atofina) і "Genetron" AZ50 (AlliedSignal) або "Solkane" 507 (Solvay). У номенклатурі ASHRAE холодоагент HP62 класифікован як R404A.

Основні компоненти відносяться до групи гідрофторвуглеців, причому R143A відноситься до категорії легкозаймистих. Займистість, так само як і проблеми, пов'язані з можливими витоками, ефективно нейтралізується завдяки поєднанню з відносно високим вмістом R125.

Особливістю всіх трьох інгредієнтів є надзвичайно низький показник адіабатичного стиснення, що виражається в аналогічній або навіть більш низькій температурі нагнітання в порівнянні з R22. Тому ефективність застосування одноступінчатих компресорів при низьких температурах випаровування гарантована.

Завдяки однаковим точкам кипіння R143A і R125 і відносно малому вмісту R134A температурне ковзання трикомпонентної суміші R404A в поширених областях застосування менше одного градуса Кельвіна. Тому поведінка цієї суміші в теплообмінниках мало відрізняється від поведінки азеотропних речовин.

Отримані результати розрахунків термодинамічних показників є задовільними.

Залежно від умов експлуатації забезпечуються підвищення холодопродуктивності на 4 ... 5% і зниження температури нагнітання в компресорі до 8% в порівнянні з аналогічними характеристиками R22.

Значним недоліком є високе значення потенціалу глобального потепління GWP, який складає для R404A 3300 та високі значення дійсної масової подачі та потужності на валу електродвигуна.

Для експлуатації R 410A характерні дуже високий тиск(на 57% вище, ніж у R22), низька критична температура і висока об'ємна холодопродуктивність(на 49,6% більше, ніж у R22), його можна використовувати тільки в спеціально розроблених нових агрегатах. Висока питома холодопродуктивність дозволяє викорис-товувати компресор меншого типорозміру або з меншою швидкістю обертання ротора.

Розглядаючи R410A як заміну для R22, слід приймати до уваги суттєві відмінності в термодинамічних властивостях (наприклад, у масовій та об’ємній витраті, в щільності парів).Так масова подача R410A менша за масову подачу R22 на 4,2% а об’ємна подача менша на 33,8%.

Обґрунтування доцільності використання конкретного холодильного агенту базується на порівняльному аналізі енергетичних характеристик, фізичних властивостей та економічній складовій.

Однак в нинішній час не визначено комплексного показника, який би дозволив оцінити доцільність використання конкретних холодильних агентів з урахуванням як їх термодинамічних властивостей, так і екологічних факторів.

В якості основного показника, який характеризує енергетичну ефективність використання холодильного агенту доцільно визначити холодильний коефіцієнт ε. Основними показниками, що визначають екологічність холодильного агенту на нинішній час визнанні: потенціал руйнування озону (ODP) та потенціал глобального потепління (GWP), які використовуються для аналізу екологічної доцільності використання холодильного агенту.

Для полегшення процесу первинного вибору холодильного агенту можливо запропонувати введення комплексного показника, який буде враховувати вище вказані параметри. Виходячи з того, що для ефективного використання холодильного обладнання необхідно, щоб холодильний коефіцієнт був якомога вищий, а параметри ODP та GWP мінімальні, можливо використання формули :

$$K = \frac{\varepsilon}{GWP * ODP}$$

Для розрахунку комплексного показника доцільно ввести наступні умови *:* ODP_p = ODP + 1 , GWP_p = GWP * 10^{-3}

Висновок

Для оцінки теплової ефективності можливо використовувати 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:

При температурі випарювання t_0 = -25 ^{0}C найбільше значення холодильного коефіцієнту характерне для R410A та R404A, а найбільша потуга КМ характерна для R410A, найменша для R404A.

Таким чином для температур кипіння близьких до -25 ^{0}C, для нових холодильних установок безумовно можна рекомендувати для використання R404A, але у випадку проведення заміни холодильного агента в установці, яка вже находилась у експлуатації, має сенс використання холодильного агента R134A, у зв'язку зі спрощеною процедурою заміни холодильного агента.

При температурах випарювання, які перевищують -15^{0}C , можливо рекомендувати до використання холодильний агент R407C, особливо в інтервалі температур -15 ÷ -10^{0}C , однак при цьому необхідно враховувати наявність такого явища, як температурний глайд, який вище ніж у холодильного агента R410A.

В роботі наведені попередні рекомендації. Тому в цілому, при аналізі необхідно також враховувати тиски у випарниках та конденсаторах, вартість саміх холодильних агентів та вартість холодильного обладнання.

Однак для попередньої оцінки можливостей проведення як ретрофіту, так і розробки рекомендацій по проектуванню нових установок наведений підхід прийнятний та може рекомендуватись .

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

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. Bitzerinternational. Обзор хладагентов. Издание 13.Internet address .www.ykaxolod.com.ua
4. Правила технічної експлуатації суднових технічних засобів. РД 31.21.30-83.-М.:В/О «Мортехінформреклама»,1984.-388с.
5. 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.

УДК 621.426

Заблоцький Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

ЗНИЖЕННЯ ТЕПЛОВОЇ НАПРУЖЕНОСТІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ПРИСАДОК ДО ПАЛИВА

The results of application of additives to marine motor fuels are considered. The studies were performed on the Yanmar 6N21L marine medium-speed diesel engine operating in a four-stroke cycle. The fuel used was RME25 marine fuel with a viscosity of 25 sSt at 100°C and a sulfur content of 2.8 % by weight. As a fuel additive, it is an additive that includes active oxygen containing groups and modified with salts of light metals. In studies, the following ratios of additive and base fuel were selected: 1:2000, 1:4000, 1:6000, and 1:8000. The studies were carried out on three diesel engines, the operation of which was carried out on the same loads (300...600 kW with a deviation of ±10 kW) and for an equal time. The diesel engine fuel system was upgraded with a flow meter and additive metering unit, which ensured the required dispersion and uniform level of additive dissolution in the fuel. The temperature of the gases before the gas turbine supercharger was taken as the criterion of the thermal intensity of the gas exhaust system of the ship diesel. It was shown that the use of these additives to the fuel leads to a decrease in the temperature of the exhaust gases (hence the thermal stress of the diesel), while the energy parameters of the diesel operation (effective power and average indicator pressure) do not change. The range of lowering the temperature of exhaust gases is in the range of 4.1...8.2 % and depends on the concentration of the additive in the fuel. In addition, by 46.2...58.3 % decreases the mismatch of the temperature of the exhaust gases in individual cylinders from its average value for all cylinders of a diesel engine. This ensures the equalization of the heat load across all cylinders of a diesel engine and also reduces the thermal stress arising in it. It was also found that when using fuel additives it is possible to achieve a reduction in the specific effective fuel consumption from 2.54 to 6.46 % (depending on the mode of operation of the diesel). The maximum increase in fuel efficiency occurs in the range of 50...60 % of the diesel load – regimes characterized by the greatest operational period of work, as well as increased thermal stress. As a result of

the research, it was shown that the additive concentration in the fuel has an optimal value, is determined experimentally and depends on the characteristics of the diesel and the fuel used.

Ключевые слова: судовой дизель, тепловая напряженность дизеля, температура выпускных газов, топливные присадки, удельный эффективный расход топлива

Ключові слова: судновий дизель, теплова напруженість дизеля, температура випускних газів, паливні присадки, питома ефективна витрата палива

Keywords: marine diesel, thermal diesel tension, exhaust gas temperature, fuel additives, specific fuel oil consumption

Постановка проблеми в загальному вигляді. Перетворення потенційної енергії палива в корисну роботу, що відбувається в двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ), супроводжується тепловими втратами. В сучасних суднових дизелях корисно використовується лише 45...50% від теплової енергії, що підводиться в циліндр з паливом. Інша частина теплової енергії, одержуваної при згорянні палива, не забезпечує отримання ефективної потужності, при цьому основний її потік втрачається з випускними газами. Це призводить до виникнення теплової напруженості в елементах циліндропоршневої групи і газовипускної системи дизеля. Підвищення температури випускних газів вище допустимих значень, або неприпустиме неузгодженість її величини по окремих циліндрах дизеля може призвести до підвищених теплових навантажень, для зниження рівня яких необхідно зменшувати циклову подачу палива, знижуючи, тим самим, ефективну потужність дизеля.

Підвищенню температури випускних газів (і пов’язаної з нею тепловою напруженістю) може також сприяти неправильне регулювання або погіршення технічного стану паливної апаратури високого тиску, а також експлуатаційні властивості палива, що впливають на температуру самозаймання та період затримки займання. Для поліпшення якості згоряння палива воно підлягає попередній підготовці, при цьому з палива не тільки видаляються механічні домішки і вода, а й змінюються його реологічні характеристики (в’язкість і густина), а також (за рахунок хімічної обробки) активуються міжмолекулярні зв’язки.

Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту неможливо без використання сучасних нанотехнологій, дозволяють вирішувати завдання оптимізації теплоенергетичних процесів, що відбуваються в суднових енергетичних установках (СЕУ) [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Паливо, яке надходить на судно в якості джерела енергії, підлягає обробці та підготовці протягом усього «життєвого» циклу – від знаходження в вантажних танках (де воно в залежності від автономності плавання судна зберігається від декількох днів до місяця), до паливної апаратури високого тиску (яка забезпечує його впорскування в циліндр дизеля). Питання, пов'язані з технологією обробки палива найбільш поширеними методами – сепарацією, фільтрацією, підігрівом, а також з визначенням енергетичних витрат на їх проведення, розглядалися в роботі [2]. Робота [3] присвячена вивченню альтернативного методу – ультразвукової кавітаційної обробки палива. Серед альтернативних методів обробки палива існують також такі, які ґрунтуються на використанні магнітних і електричних полів, а також гідродинамічних впливів [4]. Хімічна обробка палива шляхом використання паливних присадок вивчалася в дослідженні [5]. Результати, які були при цьому отримані, визначали вплив присадок до палива на економічні та екологічні показники роботи дизеля і були виконані для окремих видів хімічних продуктів. Тому подальше вивчення хімічної обробки палива, поширення цих досліджень на більш широкий спектр хімічних препаратів, визначення впливу хімічної обробки палива на процес його згоряння і теплову напруженість елементів дизеля, а також надання рекомендацій, підтверджених експериментальними дослідженнями, є актуальним завданням для такого наукового напрямку, як річковий та морський транспорт.

Постановка завдання. На даний момент конструктивне і технологічне виконання суднових ДВЗ досягло своєї досконалості, що забезпечує мінімальні питомі витрати палива даних типів теплових двигунів в порівнянні з іншими (паровими котлами та газовими турбінами). Тому використання присадок до палива вважається одним із шляхів підвищення паливної економічності дизелів. У зв'язку

з цим метою дослідження було визначення впливу паливних присадок на теплову напруженість суднового дизеля, а також на економічність його роботи.

Виклад основного матеріалу дослідження. Використання хімічної обробки палива призводить до поліпшення експлуатаційних властивостей палива за рахунок зниження випаровуваності, зменшення утворення опадів, збільшення повноти згоряння. Застосування паливних присадок особливо актуально для допоміжних двигунів, які є приводами електричних генераторів. Дані типи двигунів характеризує підвищена (в порівнянні з головними двигунами) частота обертання колінчастого вала, а також безперервна робота в складі суднової електростанції (як на ходових, так і на стоянкових режимах експлуатації судна). Перше (підвищена частота) скорочує час впорскування палива, друге (робота під час стоянок в акваторії морських портів) накладає додаткові вимоги щодо забезпечення екологічних показників роботи двигунів [6].

Дослідження проводилися на судновому чотиритактному дизелі 6N21L Yanmar, з наступними основними характеристиками:

- діаметр циліндра – 210 мм;
- хід поршня – 290 мм;
- частота обертання колінчастого вала – 720 хв$^{-1}$ (об/хв);
- кількість циліндрів – 6;
- номінальна потужність – 680 кВт.

До складу СЕУ входило три названих дизеля, що використовувалися як дизель-генераторів. Це дозволило два дизеля використовувати для проведення експериментів, а один залишати в якості «контрольного». Схема паливної системи дизелів наведена на рис. 1. Паливна система «контрольного» дизеля (КД) не зазнала модернізації. Паливна система «експериментальних» дизелів (ЕД) була дообладнана витратоміром 6 і дозатором присадки 7. Така організація подачі присадки в паливну систему забезпечувала необхідну дисперсію і рівномірний рівень її розчинення в паливі.

Режими роботи суднової електростанції характеризуються різноманітністю зміни навантаження [7], значення якої для даної СЕУ коливалися в діапазоні від 180...200 кВт (коли в експлуатації знаходився один з дизелів) до 1500...1600 кВт (коли експлуатувалися три дизеля, що працюють в паралельному режимі).

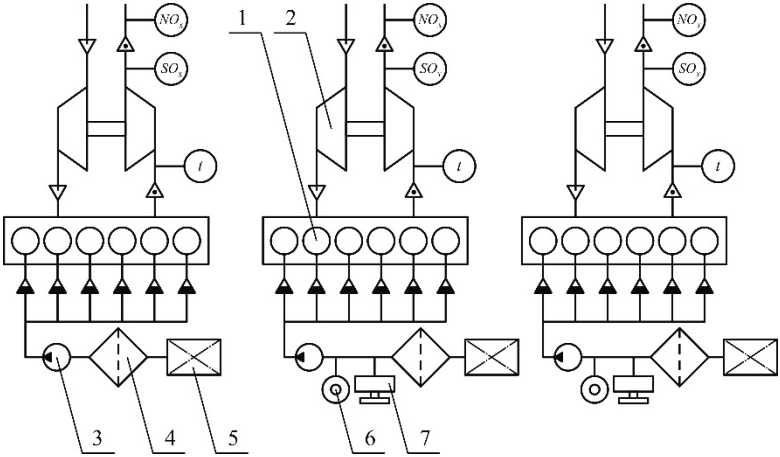


Рис. 1. Судова паливна система (фрагмент):
1 – дизель; 2 – газотурбокомпресор; 3 – насос, що підкачує паливо; 4 – паливний фільтр грубої очистки; 5 – витртана цистерна; 6 – витратомір; 7 – дозатор присадки

У разі, коли дизелі працювали в паралельному режимі з будь-якої зі схем підключення: КД-ЕД, КД-ЕД-ЕД, ЕД-ЕД, навантаження на кожен з них становила Ne=300...600 кВт і підтримувалася на однаковому рівні з відхиленням ±10 кВт.

Протягом всього часу проведення експерименту здійснювався контроль часу роботи і експлуатаційного навантаження на дизелі. Для досягнення рівномірного розподілу часу роботи дизелів, двигуни послідовно переводилися в режим stand-by. Шляхом перепідключення споживачів енергії неузгодженість потужності дизель-генераторів, на яких відбувалися дослідження, не перевищувало 10 кВт, що для таких енергоємних об’єктів можна вважати незначним відхиленням, а умови їх роботи ідентичними. Експлуатація двигунів проводилася на одному і тому ж сорті палива. При цьому засоби автоматичного контролю підтримували в’язкість палива незмінною протягом усього експерименту. Ідентичними підтримувався сорт циркуляційного масла, що забезпечує режими змащування і його експлуатаційні характеристики, а також температури в контурі охолодження

прісною водою [8]. Дані заходи дозволили вважати, що виконання експерименту проводилося в однакових умовах.

Як критерій теплової напруженості газовипускної системи приймалася температури випускних газів перед газотурбонагнетачем. Крім того в процесі експерименту визначався питома ефективна витрата палива [9].

Рівень дозування присадок варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Присадки, які вводяться в паливні цистерни або окремі ділянки паливних магістралей для біологічного впливу на паливо або для зниження гідравлічних втрат, дозуються в співвідношенні 1:8000...1:12500. Присадки, що забезпечують поліпшення процесу згоряння палива, вводяться в його паливну систему в пропорції 1:1000...1:8000. І в тому, і в іншому випадку дозування може змінюватися в залежності від конструкції двигуна, експлуатаційного стану паливної системи, рівня забруднення палива в цистернах, елементарного складу палива (в залежності від вмісту домішок ванадію, натрію і сірки). Оптимальний діапазон дозування присадки визначається експериментально, в зв'язку з цим при дослідженнях вибиралися такі співвідношення присадки і базового палива – 1:2000, 1:4000, 1:6000 і 1:8000. «Контрольний» дизель експлуатувався на паливі без присадки, а «експериментальні» – на паливі з концентрацією присадки 1:2000 і 1:6000 (перший цикл випробувань), після чого на паливі з концентрацією присадки 1:4000 і 1:8000.

Температура газів на виході з циліндра двигуна є однією з характеристик, що визначають як якість протікання робочого циклу, так і ступінь теплової напруженості деталей дизеля. Найбільш часто її вимірюють в випускний магістралі перед газотурбонагнетачем. На рис. 2 показані залежності усередненої по всім циліндрам температури газів на виході з дизеля tг від його відносної потужності Ne/Nenom для різних умов їх експлуатації (тільки на паливі і на паливі з різною концентрацією присадки).

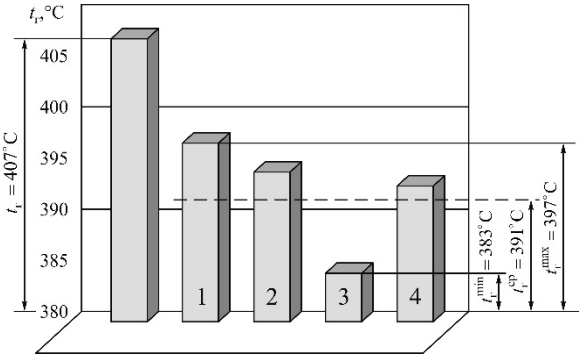


Рис. 2. Залежності середньої температури відхідних газів $t_г$ по циліндрам дизеля 6N21L для «контрольного» дизеля і «експериментальних» дизелів, що працюють на паливі з концентрацією присадки: 1 – 1:2000, 2 – 1:4000, 3 – 1:6000, 4 – 1:8000

Як видно з рис. 2, використання присадок до палива сприяє зниженню температури газів на виході з дизеля, що свідчить про більш повне згоряння палива і максимальне використання теплової енергії газів в циліндрі. При цьому мінімальну температуру випускних газів $t_г^{min}$ =383°C забезпечувало використання палива з концентрацією присадки 1:6000. При концентрації присадки в паливі 1:2000 спостерігалася максимальна (для «експериментальних» дизелів) температури випускних газів $t_г^{max}$ =397°C, однак її величина була менше температури tг=407°C на «контрольному» дизелі. Середнє значення при використанні палива з різною концентрацією присадки становило $t_г^{сер}$ =391°C. Наведені результати були отримані при ефективної потужності дизеля 530 кВт, що у відносних величинах складало Ne/Nenom=78 %.

Для суднових дизелів при оцінці рівня теплової напруженості важливим також є ступінь неузгодженості температури випускних газів по окремих циліндрах. Відхилення температури випускних газів одного з циліндрів від середнього значення по всіх циліндрах дизеля може свідчити про неправильному регулюванні або погіршенні технічного стану паливної апаратури високого тиску. Ще однією причиною підвищеного неузгодженості температури відхідних газів по циліндрах дизеля може бути погіршення процесу сумішоутворення і згоряння палива. При проведенні експериментів було визначено

менше відхилення температури випускних газів по циліндрах дизеля від його усередненого значення при використанні присадки до палива. Для «контрольного» дизеля (при значенні відносної потужності дизеля Ne/Nenom=78 %) при величині $t^{г}_{сер}$ =407°С цей параметр склав $\Delta t^{-}_{сер}$ =12°С, $\Delta t^{+}_{сер}$ =13°С.

Для «експериментального» дизеля при використанні палива з концентрацією присадки 1:2000 при середньому значенні температури випускних газів $t^{г}_{сер}$ =397° С відхилення склали $\Delta t^{-}_{сер}$ =10°С, $\Delta t^{+}_{сер}$ =12°С. Для дизеля при використанні палива з концентрацією присадки 1:6000 при середньому значенні температури випускних газів $t^{г}_{сер}$ =383°С відхилення склали $\Delta t^{-}_{сер}$ =5°С, $\Delta t^{+}_{сер}$ =7°С (рис. 3).

Подальші дослідження виконувалися на паливі з концентрацією присадки 1:2000 і 1:6000. Які, як було показано вище, забезпечували максимальну і мінімальну теплову напруженість в елементах газовипускної системи. При цьому режими проведення досліджень варіювалися в межах 52...88 % від номінальної потужності. Отримані при цьому результати показані на рис. 4 і свідчать про принципову зниженні теплової напруженості (температури випускних газів) при використанні палива з присадкою. Діапазон зниження середньої температури випускних газів становить 4,1...8,2% в залежності від режиму роботи дизеля.

Паралельно з визначенням впливу паливних присадок на теплову напруженість газовипускної системи виконалися дослідження їх впливу на економічність роботи дизеля. При цьому в якості критерію приймалася питома ефективна витрата палива be, значення якого в г/(кВт·год) визначалося відповідно до рекомендацій дизелебудівному фірми [9]. Було встановлено, що використання палива з присадкою сприяє зниженню даного показника у всьому діапазоні експлуатаційних навантажень (рис. 5).

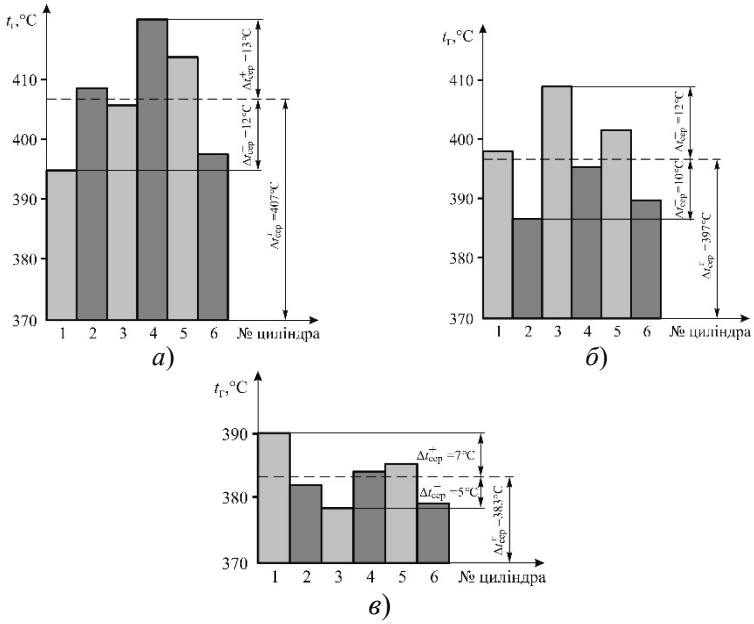


Рис. 3. Неузгодженість температури випускних газів $t_г$ по циліндрам дизеля 6N21L при різних умовах проведення експерименту:
а) робота дизеля без використання паливної присадки;
б), *в*) робота дизеля з використанням паливної присадки з концентрацією 1:2000 і 1:6000 відповідно

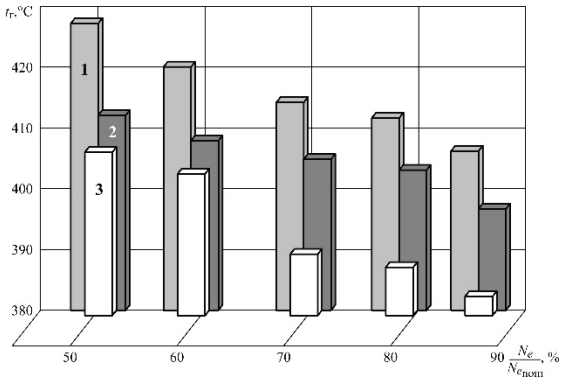


Рис. 4. Зниження температури випускних газів $t_г$ по циліндрах суднового дизеля 6N21L при різних значеннях його відносної потужності $N_e/N_{e\text{ном}}$:

1 – «контрольний» дизель (без використання паливної присадки);
2, 3 – «експериментальні» дизелі (при використанні паливної присадки з концентрацією 1:2000 і 1:6000 відповідно)

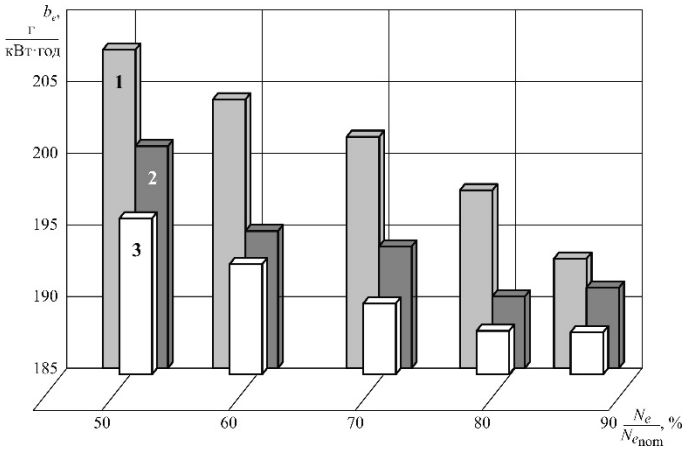


Рис. 5. Зміна питомої ефективної витрати палива b_e суднового дизеля 6N21L при різних значеннях його відносної потужності $N_e/N_{e\text{nom}}$:
1 – «контрольний» дизель (без використання паливної присадки);
2, 3 – «експериментальні» дизелі (при використанні паливної присадки з концентрацією 1:2000 і 1:6000 відповідно)

Експериментально отримані результати, що підтверджують зниження питомої ефективної витрати палива при використанні паливних присадок, свідчать про інтенсифікацію процесу сумішоутворення і згоряння палива. Це призводить до більш повного використання його теплотворної здатності та зниження кількості палива, що догоряє на ході розширення і в випускному колекторі. При цьому відзначимо, що для різної концентрації присадки в базовому паливі спостерігається різний величина зниження питомої ефективної витрати палива. На наш погляд це пояснюється тим, що частина вільних радикалів присадки залишається незадіяними в розриві внутрішньо молекулярних зв'язків палива і активації його горючих складових.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Зниження рівня теплової напруженості елементів суднового ДВЗ може бути досягнуто за рахунок оптимізації і вдосконалення процесу згоряння палива, що можна забезпечити шляхом використання присадок до палива.

Отримані результати досліджень дозволяють зробити наступні висновки.

1. При використанні паливних присадок, концентрація яких в паливі може варіюватися в межах 1:8000...1:2000, забезпечується зниження температури газів перед газотурбонагнетачем на 4,1...8,2 %, що призводить до зниження теплової напруженості деталей ЦПГ і газовипускної системи дизеля.

2. При використанні присадок до палива на 46,2...58,3 % знижується неузгодженість значення температури випускних газів по окремих циліндрах від її середнього значення. Це забезпечує вирівнювання теплового навантаження по всіх циліндрах дизеля і також зменшує теплову напруженість, яка виникає в ньому.

3. Використання присадок до палива призводить до підвищення паливної економічності суднового дизеля. Встановлено, що при використанні паливних присадок можливо досягти зниження питомої ефективної витрати палива від 2,54 до 6,46 % (в залежності від режиму роботи дизеля). При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60% навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеної теплової напруженістю.

4. Концентрація присадки в паливі має оптимальне значення, визначається експериментально і залежить від характеристик дизеля і використовуваного палива. Для визначення оптимальної концентрації присадки необхідні додаткові дослідження, які (за наявності розробленої технологічної карти) можуть бути виконані силами суднового екіпажу.

Розглянутий спосіб хімічної обробки палива за рахунок використання присадок, що включають в свій склад поверхнево-активні речовини, є прикладом використання нанотехнологій в судновій енергетиці.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голіков В. А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології / В. А. Голіков, О. А. Онищенко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – С. 13-27.

2. Солодовников В. Г. Применение двухступенчатой обработки топлива для улучшения рабочих параметров и эксплуатационных характеристик судового дизеля / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 34. – Одесса: ОНМА. – С. 130-137.

3. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas. v9n5p269.

4. Сагин С. В. Ультразвуковая десульфуризация топлив для судовых дизелей / С. В. Сагин // Единый всероссийский научный вестник, 2016. – № 7. – С. 87-92.

5. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

6. 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. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

7. Budashko V. V. Modernization of hybrid electric-power system for combined propulsion complexes / V. V. Budashko, O. A. Onishchenko, D. V. Ungarov // Electrotechnic and computer systems. – 2016. – №. 23 (99). – P. 17–22.

8. Zablotsky Yu. V. Reducing of thermal factor of exit-gas system of marine medium-speed diesel engine due to the usage of fuel additives / Yu. V. Zablotsky // Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016. – Munich : Vela Verlag Waldkraiburg. – 2016. – P. 96-103.

9. Zabloysky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zabloysky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

УДК:656.085: 621.431.74:621.431.74.052

Калугін В. М
Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ ДОСВІДУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ПОЛІПШЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІЇ ГАЗОТУРБОКОМПРЕСОРІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Анотація

Наведено узагальнення досвіду експлуатації суднових дизелів внутрішнього згоряння (СДВЗ) і їх газотурбокомпресорів (ГТК), що дозволяє:

- визначити основні показники надійності СДВЗ і встановити що основною причиною відмов СДВЗ є пошкодження ГТК;
- встановити показники надійності ГТК, як єдиного агрегату в цілому, так
і окремих його компонентів, для головних двотактних СДВЗ;
- найчастіше відмовляють такі вузли ГТК як ротор, соплові і робочі лопатки газової турбіни, опорні та опорно-упорні підшипники ковзання, внаслідок режиму «помпажу» компресору і порушення балансування ротору, що обумовлено відкладеннями у лопаткових апаратах турбін і компресорів та пошкодженням останніх;
- визначити вплив змін технічного стану турбіни ГТК на спільну гідродинамічну характеристику роботи ГТК і СДВЗ й на виникнення нестійких режимів роботи ГТК;

В цілях забезпечення високого рівня технічного стану ГТК в процесі експлуатації СДВС необхідно постійно контролювати рівень вібрації ГТК і регулярно усувати виникаючі відкладення в турбіні шляхом очищення проточної частини турбіни, що дозволяє забезпечувати високу ефективність роботи ГТК і СДВЗ у цілому.

Аналіз показників надійності СДВЗ і ГТК

В умовах зростання питомих потужностей головних і допоміжних суднових дизелів (СДВЗ), в основному за рахунок їх форсування, і, пов'язаним з цим збільшенням механічного та теплового навантаження на деталі ціліндропоршневої групи (ЦПГ), особливе значення набуває забезпечення високого рівня технічного стану в

процесі експлуатації вузлів газотурбокомпресорів (ГТК) і елементи повітряно – газового тракту.

Багаторічний досвід експлуатації СДВЗ з турбонаддувом свідчить про те, що в процесі їх роботи відбувається неминуче поступове погіршення технічного стану та характеристик ГТК. Основною причиною зміни характеристик ГТК є занос (забруднення) проточних частин турбін і компресорів, що призводить до зниженню їх ефективності.

Таким чином, в процесі експлуатації ступінь узгодженості характеристик дизеля і ГТК, частково або повністю порушується. У свою чергу відкладення у проточній частині турбіни, порушує урівноваженість ротору, що може викликати відмови ГТК. Крім того ГТК входить до складу термічно і механічно навантажених вузлів і деталей дизелів, що впливає на їх експлуатаційну надійність СДВЗ у цілому.

Дослідження та аналіз показників надійності суднових технічних засобів (СТЗ) і ГТК, були виконані класифікаційним товариством «Lloyd's Register» (LR) [3] і Шведським страховим товариством «Swedish Club» (SC) [4, 5] і дозволяє встановити значення основних показників їхньої надійності та визначити основні причини їх відмов.

У таблиці 1 наведено, найбільш поширенні пошкодження конструктивних вузлів СДВЗ, які, за даними LR, призвели до відмов мало обертових дизелів (МОД).

Таблиця 1 - Основні причини відмов МОД, за даними LR

Вузли і деталі СДВЗ	Відносна кількість відмов,%
Газотурбокомпресори	18,0
Поршні	10,0
Втулки циліндрів	9,0
Колінчасті вали	8,0
Шатуни	7,0
Штоки поршнів	4,0
Відмови інших конструктивних вузлів	44,0
Усього	100

У таблиці 2 наведено найбільш поширенні пошкодження конструктивних вузлів дизелів, які, за даними SC, призвели до відмов СДВЗ усіх типів.

Таблиця 2 - Основні причини відмов СДВЗ усіх типів, за даними SC

Відмови вузлів і деталей СДВЗ	Кількість відмов	Відносна кількість відмов,%
Газотурбокомпресори	145	39,1
Взаємозалежні компоненти*	65	17,6
Втулки циліндрів	35	10,3
Підшипники, шийки валів	17	4,6
Колінчасти вали	16	4,3
Поршні	11	3,0
Остов і блоки циліндрів, анкерні кріплення	8	2,2
Крейцкопфи, ползуни	7	1,9
Відмови інших конструктивних вузлів	63	17,0
Усього	366	100

* «Взаємозалежні компоненти» - відноситься до деталей та вузлів, які викликають залежні відмови, тобто, відмова одного або декількох компонентів призводить до відмов інших, що знаходяться з ними в технологічного взаємозв'язку. Наприклад, пред'явлення позовних вимог пов'язаних з ушкодженнями компонентів паливної системи, втулок циліндрів, поршнів і ГТК причиною яких стало бункерне паливо що не відповідає технічним вимогам.

У таблицях 3 і 4 наведено, найбільш поширенні види пошкоджень конструктивних вузлів СДВЗ, які, за даними SC, призвели до відмов головних МОД і середньо обертових дизелів (СОД) СДВЗ.

Таблиця 3 – Найбільш поширені причини відмов МОД

Вузли і деталі СДВЗ	Кількість відмов	Відносна кількість відмов, %
Газотурбокомпресори	114	42,9
Взаємозалежні компоненти	40	15,0
Втулки циліндрів	28	10,5
Підшипники, шийки валів	14	5,3
Розподільні вали	12	4,5

Таблиця 4 – Найбільш поширені причини відмов СОД

Вузли і деталі СДВЗ	Кількість відмов	Відносна кількість відмов, %
Газотурбокомпрессори	31	29,8
Взаємозалежні компоненти	25	24,0
Колінчасті вали, шатуни	12	11,5
Втулки циліндрів	7	6,7
Поршні, штоки поршнів	5	4,8

Як зазначено в таблицях 1 і 2, основною причиною СДВЗ є ГТК, на долю яких припадає від 18% до 39% від загальної кількості відмов усіх вузлів та компонентів СДВЗ. Таким чином, кількісно, пошкодження ГТК є переважною причиною відмов СДВЗ.

Крім того, відмови ГТК і за сукупними витратами є найдорожчою категорією з пред'явлених позовних вимог [4,5].

За даними LR [3] встановлена залежність зміни надійності СДВЗ, що викликана відмовами ГТК, в залежності від типу двигуна. Кількість несправностей ГТК, що призвели до відмов СДВЗ, стосовно загальної кількості відмов по СДВЗ, склало: 3% для високо обертових двигунів (ВОД), 9% для СОД і 18% для МОД.

За даними аналогічних досліджень SC (Таблиці 3 і 4): 29,8% для СОД, 42,9% для МОД. Це свідчить про те, що ГТК, які встановлені на СОД і ВОД, більш надійні в експлуатації, в порівнянні з ГТК встановленими на МОД.

Середня тривалість безвідмовної роботи ГТК головних двигунів різна і залежить від якості виготовлення й умов експлуатації. Слід зазначити, що роботи з усунення відмов ГТК носять, в основному, заводський характер, що значно ускладнює їхнє виконання.

Найчастіше відмови ГТК типів NA і VTR були викликані пошкодженнями роторів, відповідно - 18,3% і 23,3%. Для ГТК типу NA їх відмови були викликані руйнуваннями підшипників ковзання з боку турбіни -12,1% і компресору - 11,6%. Основними причинами пошкодження роторів і руйнувань підшипників є порушення балансування ротора що спричинені експлуатаційними відкладеннями на робочих лопатках, диску турбіни, і колесі компресору. Ще однією важливою причиною виникнення значних вібраційних навантажень і наступних ушкоджень ГТК є їх робота в зоні нестійких режимів – режимі «помпажу» компресору.

Таблиця 5 - Відносна кількість несправностей компонентів газотурбокомпресорів типу NA, головних двотактових СДВЗ MAN-B&W

Компоненти газотурбокомпресорів	Відносна кількість несправностей, %
Газотурбокомпресор в зборі, ротор й корпусні компоненти	
Газотурбокомпресор, як єдиний агрегат	5,0
Ротор газотурбокомпресору в зборі	18,3
Лабіринтові ущільнення	8,7
Компресор	
Прийомні пристрої на всмоктуванні повітря	2,5
Робоче колесо включно з лопатковими апаратами	9,3
Турбіна	
Соплові лопатки турбіни	10,0
Робочі лопатки турбіни	9,3
Підшипникові вузли й пристрої системи мащення	
Опорно-упорний підшипник ковзання з боку компресору	11,6
Опорний підшипник ковзання з боку турбіни	12,1
Система мащення підшипників	13,2
Усього:	100,0

Таблиця 6 - Відносна кількість несправностей компонентів газотурбокомпресорів типу VTR головних двотактових СДВЗ MAN-B&W

Компоненти газотурбокомпресорів	Відносна кількість несправностей, %
Газотурбокомпресор в зборі, ротор й корпусні компоненти	
Газотурбокомпресор, як єдиний агрегат	6,4
Ротор газотурбокомпресору в зборі	23,3
Лабіринтові ущільнення	11,1
Компресор	
Прийомні пристрої на всмоктуванні повітря	3,2
Робоче колесо включно з лопатковими апаратами	11,9
Турбіна	
Соплові лопатки турбіни	12,7
Робочі лопатки турбіни	11,9
Підшипникові вузли й пристрої системи мащення	
Опорно-упорний підшипник кочення з боку компресору	1,8
Система мащення опорно-упорного підшипника включаючи навішений насос мащення	8,2
Опорний підшипник кочення з боку турбіни	2,5
Система мащення опорного підшипника включаючи навішений насос мащення	7,0
Усього:	100,0

Формування нестійких режимів роботи ГТК і їх усунення

Суміщення гідродинамічних характеристик повітро-газового тракту (ПГТ) дизеля, компресора і турбіни впливає на забезпечення роботи компресору ГТК в зонах стійкої роботи з належним «запасом стійкості». Їхнє розузгодження викликає нестійкі режими роботи компресора – «помпаж». Виникнення «помпажу» призводить до порушення повітропостачання і згоряння палива в циліндрах дизеля, тобто до його відмови. Тому аналіз причин «помпажу» і своєчасне його попередження дозволить забезпечити надійну роботу дизеля і безпеку мореплавання судна в цілому.

Тому актуальним є проведення досліджень причин зниження рівня працездатності ГТК і елементів ПГТ, та визначення якісних і кількісних взаємозв'язків несправностей з параметрами роботи дизелів, розробка рекомендацій з запобігання зниження рівня працездатності ГТК і елементів ПГТ у процесі експлуатації.

Режим роботи компресору в загальному випадку визначається умовами на вході (тиск і температура повітря), частотою обертання і продуктивністю. Залежно від поєднання цих параметрів компресор буде розвивати ту чи іншу ступінь підвищення тиску, і споживати різну потужність.

Оцінка основних даних роботи компресора на будь-якому режимі виконується по його характеристиці (рисунок 1).

При витраті повітря через компресор нижче певної величини стійкість роботи компресору порушується.

У загальному випадку, «помпаж» компресору, що працює у складі СДВЗ спричиняється розузгодженням гідродинамічних характеристик ГТК і ПГТ дизеля. Внаслідок утворення протитоку в робочих каналах колеса компресора, рух повітря змінюється на протилежний – з боку нагнітання на сторону всмоктування.

Причинами цього може бути:

- «перекидання циркуляції»;
- збільшення опору ПГТ дизеля;
- перевищення витрати повітря, що подається компресором в порівнянні з тим, що можуть спожити циліндри дизеля;
- виникнення автоколивань в ПГТ у зв'язку з поперемінним відкриттям і закриттям впускних органів дизеля.

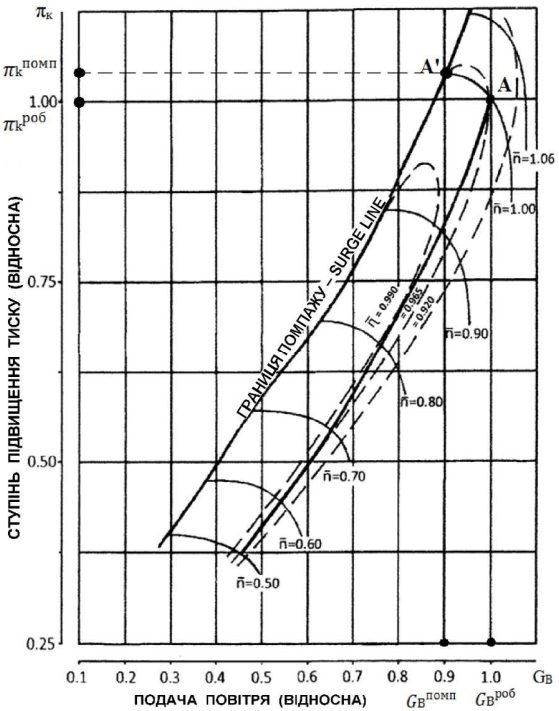


Рис.1. Визначення запасу стійкості ГТК типу NA і СДВЗ MAN – B&W

Надійність роботи компресору в складі дизеля, розташування розрахункової точки його роботи щодо межі помпажної зони оцінюють коефіцієнтом запасу стійкості Куст. Під цим коефіцієнтом розуміють відношення ступеня підвищення тиску πк до витрати повітря Gв, визначеними при однаковій частоті обертання на межі помпажу і в точці, що відповідає режиму спільної роботи з дизелем,

$$\text{Куст} = \left(\frac{G\text{в}^{\text{роб}}}{G\text{в}^{\text{помп}}} \cdot \frac{\pi\text{k}^{\text{помп}}}{\pi\text{k}^{\text{роб}}} - 1 \right) \cdot 100\%,$$

де : $\pi\text{k}^{\text{помп}}$ і $G\text{в}^{\text{помп}}$ – ступінь підвищення тиску і витрата повітря в точці перетину лінії постійної частоти обертання компресора (точка А’ на рисунку 1) з межею помпажу;

$\pi k^{роб}$ і $G в^{роб}$ – ступінь підвищення тиску і витрата повітря в точці спільної роботи компресора з дизелем (точка А на рисунку 1).

Мінімальне значення коефіцієнта запасу стійкості при самих несприятливих умовах експлуатації повинен складати 8%. Для двохтактних дизелів Sulzer на номінальному режимі роботи, рекомендується значення Куст = 15% [2].

Характерні ознаки нестійкої «помпажної» роботи компресора – різкі звукові удари і вібрація корпусу. Експлуатація ГТК в «помпажній» зоні може призвести до зачіпання ротора об статор, поломки робочих лопаток турбіни і компресору, виходу з ладу підшипників. Тому експлуатація двигуна на такому режимі, коли виникає «помпаж» компресору, неприпустима. На основі аналізу показників роботи двигуна і ГТК (температура випускних газів, тиск наддуву, частота обертання) необхідно встановити причину «помпажу» і усунути її.

У тих випадках, коли (незважаючи на «помпаж» компресору) неможливо зупинити двигун або навіть зменшити частоту його обертання (проходження судна в вузькостях, штормові умови і т.п.), необхідно перепускати частину повітря повз двигуна, розвантажуючи тим самим опір ПГТ. Для цієї мети необхідно видалити заглушки, які зазвичай встановлені на повітрозбірних пристроях компресорів, і відкрити крани на охолоджувачі повітря і ресивері продувного повітря. При цьому слід спостерігати за температурою випускних газів перед турбіною, щоб вона не перевищила допустиму. Перепуск частини повітря зазвичай дозволяє усунути «помпаж» компресору і забезпечити надійну роботу дизеля.

Висновки

Досвід експлуатації СДВЗ свідчить, що пошкодження ГТК є переважною причиною відмов СДВЗ усіх типів, на долю яких припадає від 18% до 39% від загальної кількості відмов СДВЗ.

Встановлена залежність змін показників надійності СДВЗ, які спричинені пошкодженнями ГТК, в залежності від типу двигуна. Кількість несправностей ГТК, які призвели до відмов СДВЗ, стосовно загальної кількості відмов по СДВЗ, склало: 3% для ВОД, 9% для СОД і до 43% для МОД. Наведені дані свідчить про те, що ГТК, які

встановлені на СОД і ВОД, більш надійні в експлуатації, в порівнянні з ГТК встановленими на МОД.

Найчастіше відмови ГТК типів NA і VTR були викликано ушкодженнями роторів, відповідно - 18,3% і 23,3%. Основними причинами ушкоджень роторів і руйнувань підшипників є виникнення значних вібраційних навантажень і наступних відмов ГТК є їх робота в режимі «помпажу» компресору, а також порушення балансування роторів що спричинені експлуатаційними відкладеннями на робочих лопатках, диску турбіни, і колесі компресору.

Встановлено причини виникнення «помпажу» компресорів, які спричинені розузгодженням гідродинамічних характеристик ГТК і ПГТ дизеля. Наведено заходи по усуненню нестійких режимів роботи компресорів ГТК в процесі експлуатації дизелів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Калугин В.Н. Анализ опыта эксплуатации газотурбокомпрессоров

судовых дизелей. – ООП ОУС, 1989 – 36 с.

2. Межерицкий А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.

3. Banisoleiman K., Rattenbury N. Reliability trends, operating issues and acceptance criteria related to exhaust gas turbochargers used in the marine industry// A classification society view by Lloyd's Register, marine services.- London, 2008.- September. 21-39 p.p.

4. Main Engine Damage Study 2012 [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: http://www.swedishclub.com.

5. Main Engine Damage Study 2015 [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: http://www.swedishclub.com.

УДК 629.5.06-027.236 (045)

Кардаш В.П., Худенко Г.О.
Національний університет «Одеська морська академія»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ПРИСТРОЇВ МОРСЬКИХ СУДЕН

Підприємства, що виробляють суднові пристрої (СП), для підвищення ефективності їх експлуатації працюють у двох напрямках. Перший напрямок – пов'язаний з інженерією поверхні, другий напрямок – це зміна реологічних характеристик мастильного матеріалу. Їх рішення підпорядковані на адаптацію роботи опор кочення у складі СП для зниження витрат на тертя (скорочення витрат енергії) і зносу опор валів (скорочення витрат на обслуговування і ремонт) [1].

Ефективним способом підвищення зносостійкості опор кочення є нанесення на робочі поверхні плівок на основі фторвмісних поверхнево-активних речовин в результаті хемосорбції. Впливом хемосорбованої плівки на триботехнічні процеси в парах тертя є:

- створення позитивного градієнту механічних властивостей поверхневого шару мастила;
- підвищена сила опору при зрушенні в поверхневому шарі;
- зміна поверхневої енергії матеріалу пари тертя.

Нанесення фторвмісних поверхнево-активних речовин на поверхні пари тертя здійснюється різними способами. В результаті цього молекули утворюють на цих поверхнях структури Ленгмюра, з осями нормально спрямованими до поверхонь тертя, що сприяє утримуванню мастильного матеріалу, та служить роз’єднуючим шаром між контактуючими поверхнями [2].

Молекули хемосорбуються гідрофільною полярною стороною, а гідрофобна неполярна сторона залишається на поверхні покриття, яке формується.

Мастило на металевій поверхні утворює рідкокристалічні шари, в яких може утворюватися гомеотропна або планарна орієнтація на структури молекул. Керуючи орієнтацією молекул в рідкокристалічний структурі можна отримати бажані триботехнічні характеристики.

В якості такого орієнтанта використовувався 0,5% розчин фторпрепарату типу 6СФК-180-05. Для керування процесами тертя в

опорах кочення СП була розроблена нанотехнологія нанесення на їх робочі поверхні орієнтанта, що дозволила отримати в пристінному масляному шарі задану структуру розташування молекул мастила (гомеотропну).

Це дозволило знизити поверхневу енергію матеріалу опори кочення вдвічі.

Таблиця 1. Вплив орієнтанта на поверхневу енергію сталі ШХ15

Поверхня сталі ШХ15	Висота каплі, мм	Діаметр каплі, мм	Крайовий кут, град.	Поверхнева енергія, Дж/м^2
Поверхня без орієнтанта	0,06	3,48	3,704	129,246
Поверхня покрита орієнтантом – товщиною 15 нм	1,14	2,29	89,873	64,684

Підвищити питоме навантаження на пару тертя, знизити інтенсивність зношування до $I_h=10^{-12}$. При цьому знизилась об'ємна температура опори кочення на 15-20 ^{0}С в залежності від навантаження і спостерігається тенденція до збільшення цієї різниці з ростом навантаження, а також, зафіксовано зниження шумності роботи трибосистеми на 2-5 дБ [3].

Можна стверджувати, що застосування нанотехнології керування процесом тертя за рахунок застосування орієнтанта мастильного матеріалу у поверхневих шарах трибосистем призводить до підвищення несучої здатності мастильного шару за рахунок утворення заданої структури, створення бар'єрного покриття і утримання мастильного матеріалу в зоні тертя. При цьому поліпшуються умови роботи опор кочення особливо на пускових і перехідних режимах роботи СП, а також, забезпечується захист поверхонь тертя від вологи (гідрофобність).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ханмамедов С.А., Пизенцали Л.В., Кардаш В.П. Нанотрибология в судовой энергетике // Трение и смазка в машинах и механизмах: научн. техн. и произв. журнал. –М: Машиностроение, 2011 № 6. – С. 23-28.
2. Ханмамедов С.А., Заблоцкий Ю.В., Поповский Ю.М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со смазочной способностью // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. –Калинин: КГУ, 1989. –С.49-57.
3. Кардаш В.П., Ханмамедов С.А. Повышение эффективности эксплуатации судових устройств // Судовые энергетические установки: науч. –техн. сб. –Одесса: ОНМА, 2007. Вып. 18. –С.70-77.

УДК 532.133

Кирис А. В., Гарагуля Б. А.
Национальный университет “Одесская морская академия”

BLADE PROFILING FOR THE FINAL STAGES OF POWERFUL SHIP’S STEAM TURBINES

Problem statement. The search for technical solutions aimed at improving the reliability and efficiency of ship steam turbines during their design is an actual problem. One of the objectives of this problem is the improvement of the flow parts of ship turbines, which should be based on the optimization of all parameters in terms of aerodynamic and strength characteristics.

Analysis of research and publications. Research and development work of leading specialists in the field of aerodynamics of flow parts (and, in particular, the last stages of turbines), aimed at improving the reliability and efficiency of operation of steam turbines, are carried out using both calculated and experimental research methods.

The results of computational studies of two-dimensional flow in the channels of the nozzle and working gratings of steam turbines showed a significant effect of the shape of the blade profiles on the energy loss during flow past them [2, 5]. This is confirmed by the results of experimental studies [3], conducted in a wind tunnel and a steam-dynamic pipe.

Analysis of experience in designing and operating ship steam turbines [1,2,5,6] shows shortcomings in solving individual design problems, in particular, the lack of introducing special structural forms of the blades, which allow to reduce energy losses during flow.

Currently, a significant part of large-capacity gas carriers are equipped with steam-turbine units with a capacity of more than 30,000 kW, which include a low-pressure turbine (LPT), which largely determines the efficiency of the entire turbine [7]. A special place in the design of turbines occupy the last steps, which are the most loaded element of the turbine.

The purpose of this study is to develop recommendations for the design of the profiles of the working blades of the last steps of ship low-pressure steam turbines, taking into account the most optimal aerodynamic and strength characteristics.

Presentation of the main research material.

The absolute length of the working blades (from the root to the peripheral sections) of the last steps in modern steam turbine plant (30-50 MW) reaches 0.50-0.65 m. Such steps are called steps with relatively long blades or steps with high fanning $\theta = D_{cp}./\ell < 10$, where

D_{cp} - the average diameter of the blade, in [m];

ℓ - is the length of the blade in [m].

When $\theta<10$, it is already necessary to know and take into account the variability of the flow parameters along the radius and then the centers of gravity (c_g) of all cross sections along the blade height for the purpose of vibration reliability, it is necessary to locate on one straight axis of the blade coinciding with the radius of the turbine shaft.

The specific profile for each section of the scapula is designed separately: first, the root and peripheral sections, and then the middle section and intermediate sections. The required values of the areas of all cross-sections of the height of the blade are pre-determined on the basis of the allowable tensile stresses from centrifugal forces and bending stresses from vapor forces. Thus, for an already specified area (for example, the middle section of the blade), it is necessary to design a profile that corresponds to the lowest level of energy losses during flow around it with the input angles β_1 determined from the thermal calculation and the output β_2 of the flow when the Mach numbers are calculated for this section $M_{2т} = \frac{W_{2т}}{a}$ (where $W_{2т}$ - relative flow rate at the exit of the turbine stage, and a - the speed of sound). These conditions impose strict requirements on the magnitude of the moment of resistance of the section W and the section area F of the blade profile. To meet the aerodynamic and at the same time strength requirements can be quite difficult. Thus, Fig.1 shows an example of designing a relatively long working blade of a steam turbine.

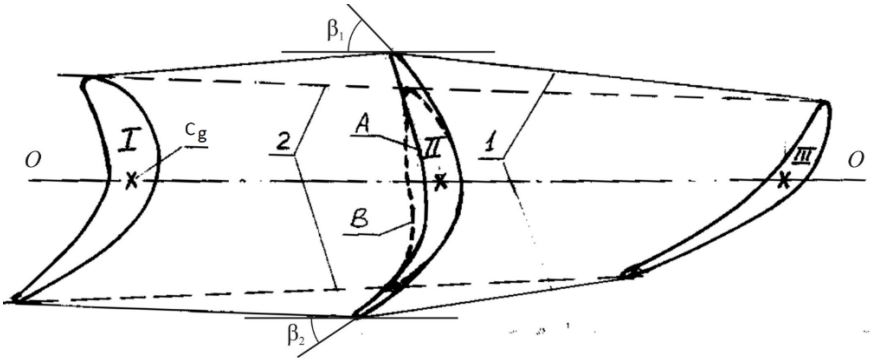


Fig. 1. An example of a preliminary design of a turbine blade

Profiles of the root (I), medium (II, A) and peripheral (III) sections are designed in accordance with the aerodynamic and strength (W and F) characteristics [3,4]. Having located the centers of gravity of sections on the axis of the blades O-O, we see that the lines passing along the inlet and outlet edges of the blades have a fracture in the middle part (line 1). Such a spasmodically changing shape of the blade negatively affects its vibration reliability [4], and also does not fit into the size of the radial gap between the rotating disk with the blades and the guide vane. Therefore, it is proposed to apply a biconvex profile (Fig. 1, B), developed in the Moscow Power Engineering Institute by one of the authors (Fig. 2, profiles 1,2) [3], whose width is within the limits of lines 2-2 (Fig. 1).), corresponding to a smooth change in the width of all cross sections of the blade along its height.

This form of the profile allows, with the necessary W and F, to reduce the width of the profile and to ensure compliance with the conditions of vibration reliability: line 2, var. In are straight and the width of the scapula gradually decreases from the root to the periphery.

An important advantage of the biconvex profile is the movement of the maximum bending stress from the thin input edge (zone C, Fig. 1), where one has to expect the stress concentration, to the top of the protrusion on the pressure side (vol. A, fig. 2) [3,4].

Dependencies of relative calculated coefficients of core losses $\overline{\zeta}_{пр}$ .. (for the initial profile - curve 3 and for the proposed one - curve 1), depending on the number $M_{2т}$, are shown in Fig.3. .The results of an experimental study of the lattice of conventional profiles (3) and biconvex (profiles 1, 2, Fig. 2) are presented in Fig. 4, where the dependences of the coefficient of profile losses $\overline{\zeta}_{пр}$ on the number $M_{2т}$ at the exit of the grids are shown [3]. A comparison of these data shows that lattice 3 (initial profile) is characterized by increased energy losses (6–8%). For the remaining grids in the $M_{2т}$ = 0.5-1.35 range, the ratio of core losses is $\overline{\zeta}_{пр}$ = 3-4%.

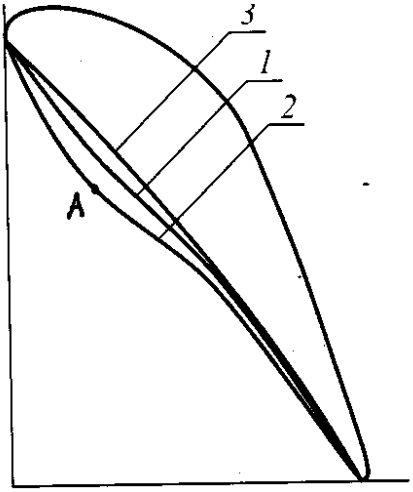


Fig. 2. Variants of the shapes of the profiles of the middle section of the blade

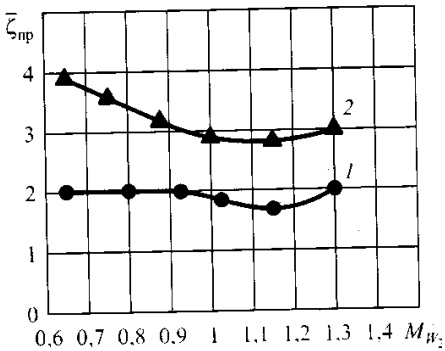


Fig. 3. The relative calculated coefficient of core energy losses for different variants of profiles

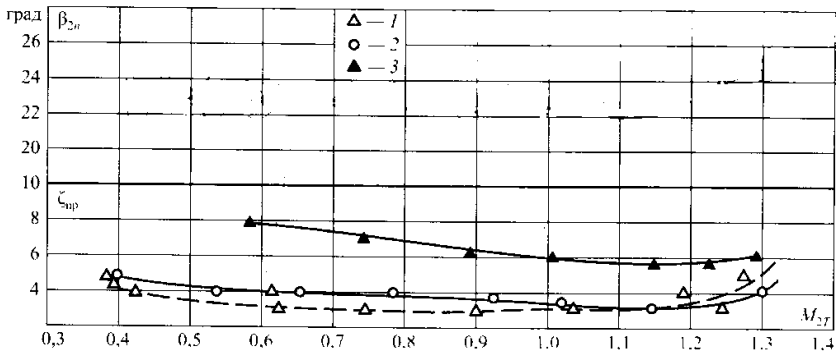


Fig.4. The results of experimental studies of turbine profiles

Findings

When developing the design of the working blades of the last stages of powerful ship turbines, the use of biconvex profiles allows you to:

- perform the optimal design of the blades of the last stages in terms of vibration reliability;
- to ensure the reduction of bending stresses from steam forces;
- To achieve a reduction in the level of profile energy losses in comparison with the standard profile by 2–3 times.

Conclusion

The introduction into the production of lenticular profiles for the working blades of the last stages of the TND of stationary steam turbines was partially carried out at the Kharkov Turbo Generator Plant.

The increase in the power of steam turbine installations of modern large-tonnage vessels has led to the need to increase the length of the working blades of the last stages of the low-pressure cylinder having a variable cross-sectional profile in height. In such turbines, it is advisable to use blades with a biconvex profile, which allows to optimize its geometric, aerodynamic and strength characteristics and to increase the efficiency.

LIST OF USED LITERATURE

1. Об аэродинамическом совершенствовании проточных частей судовых паровых турбин. А.М. Топунов, Х.А. Гуревич, Е.В. Мячин. // Труды ЛКИ, вып. 93, 1982, с. 147–159.

2. Топунов А.М. Теория судовых турбин. –Л.: Судостроение, 1985. – С. 247.

3. Исследование турбинных решеток с двояковыпуклыми профилями. Трояновский Б.М., Майорский В.Е., Гарагуля Б.А.// «Теплоэнергетика»,№10, 1981, с.75-78.

4. Сухінін В.П. Концентрація напружень в зоні бандажніх отворів лопаток парових турбін./ В.П.Сухінін, Р.М, Меллеровіч, Р.М. Герман // «Пробл.міцності», -1990. - с.34-37.

5. Субботовіч В.П. Розрахунок двомірного течії в міжлопатковому каналах соплових і робочих решіток турбін / В.П.Субботовіч, А.Ю. Юдін // там же — 2006. - «5. С.43-46

6. Кирис А. В., Гарагуля Б. А. Профилирование рабочих лопаток для последних ступеней мощных судовых паровых турбин // Матеріали науково-технічної конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2018 – 23.03.2018.– Одеса: НУ "ОМА", 2018. – 341 с.

7. Перспективные энергетические установки большой мощности для морских судов. Д.А. Шатровский // «Судостроение», №5, 2015, с. 33–37.

УДК 621.436.1:532.135

Козицький С. В., Кіріян С. В., Швець О. І.
Національний університет «Одеська морська академія»

ПОРІВНЯННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДЕМПФЕРІВ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ РІДИН З РІЗНИМИ РЕОЛОГІЧНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

Torsional vibrations of a shaft arise under the influence of forces and moments that cause its rotary motion. Majority of modern marine diesel engines are equipped with the damping mechanisms which contribute to the reduction of the negative effects of high amplitude torsional vibrations. A common feature of all existing types of dampers is the frictional element located between the shaft and the outer casing that absorbs part of a vibrational energy. A large number of dampers utilize viscous fluid as a damping medium. The most common fluid used in the viscous torsional vibration dampers is silicone oil that belongs to the pseudoplastic fluids.

It is assumed in the majority of calculations that fluid flow satisfies Newton's law of viscous friction; frictional force between fluid layers is proportional to the first-order velocity gradient.

This paper presents a calculation of a viscous torsional vibration damper that utilizes non-Newtonian fluid. In the framework of Ostwald power law, it is stated that power of velocity gradient determined as flow index takes a value of less than one for pseudoplastic fluids and more than one for dilatant fluids. The parameter of damper effectiveness defined by the fluid flow index, damper gap values, torsional vibration amplitude, and frequency is implemented.

A comparative analysis of viscous torsional vibration damper efficiency on the basis of the dependence of the effectiveness parameter on flow index was carried out. It is shown that the most effective media which may be used to damp torsional vibrations in the modern marine diesel engines are dilatant fluids, and the

higher the amplitude of vibrations and value of flow index the more effectively they are damped.

Keywords: marine diesel engine, crackshaft, torsional vibrations, fluid damper, non-Newtonian fluid, pseudoplastic fluid, dilatant fluids, fluid flow index, rheology.

Вступ

Однією з найбільш напружених деталей суднової енергетичної установки є валопровід, на якому концентрується основна енергія в процесі руху. У багатоциліндровому двигуні валопровід сприймає крутний момент від всіх кривошипно-шатунних механізмів (КШМ) циліндрів, миттєве значення якого визначається за формулою [1]

$$\boldsymbol{M}_{\text{кр}} = \boldsymbol{Tr}\,, \tag{1}$$

де $\boldsymbol{r}$ - радіус кривошипа, $\boldsymbol{T}$ – сумарна дотична сила від всіх КШМ дизеля.

Для багатоциліндрового двигуна крутний момент $\boldsymbol{M}_{\text{кр}}$ на валу двигуна являє собою функцію з періодом, який визначається відношенням періоду робочого циклу до числа циліндрів дизеля. Отже, крутний момент періодично змінюється, що зумовлює зміну кутової швидкості обертання валу. Виникаючі крутильні коливання можуть приводити до великих динамічних напружень та до руйнування валопроводу. Забезпечення безаварійної роботи валу та валопроводу є актуальною задачею, якій присвячена велика кількість робіт, наприклад, [2 -5].

Зазвичай, для зменшення шкідливої дії крутильних коливань, застосовують антивібратори і демпфери [2 - 4]. Антивібратори працюють без поглинання енергії на інерційному принципі, створюючи реактивний протилежно спрямований інерційний момент, що зменшує амплітуди коливань у всій системі. Демпфери, на відміну від антівібраторів, частково поглинають енергію коливань завдяки наявності між маховою масою і маточиною демпфера елементів з тертям. Існує велика кількість конструкцій демпферів, що відрізняються способом амплітуди виникаючих коливань [1, 4, 5].

Широке поширення отримав в’язкістний демпфер (рис.1) завдяки простій конструкції: у металічний корпус вводиться махова маса у

вигляді кільця, яка вільно обертається відносно нього, а вільний простір заповнюють в'язкою рідиною. У більшості випадків використовують високов'язкі рідини – силікони [3, 4].

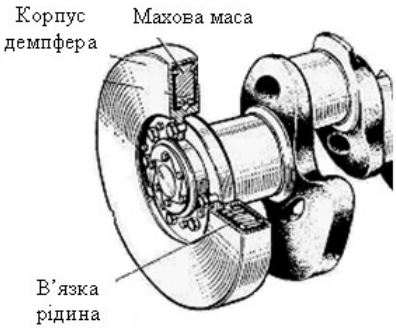


Рис. 1 – в'язкістний демпфер

Постановка задачі

У найпростішому випадку при розрахунках ефективності демпфера вважають, що рідина є ньютонівська. У цьому випадку виникаюча сила тертя, що діє на елементарну площадку dS пропорційна градієнту швидкості

$$dF_{тр} = \eta \frac{dv}{dz} dS . \qquad (2)$$

Коефіцієнт пропорційності η ([η], кг·м$^{-1}$·с$^{-1}$) у цій формулі - динамічна в'язкість. У більшості теоретичних досліджень динамічна в'язкість вважається сталою величиною [3 – 4].

Метою досліджень у даній роботі є порівняння ефективності демпфера крутильних коливань при використанні рідин з різними реологічними властивостями.

Реологія в'язких рідин.

В'язкі рідини, для яких закон (2) порушується, звуться неньютонівськими. Їх реологія задовольняється законом Оствальда [6] та описується нелінійним рівнянням

$$dF_{тр} = -K_n \left(\frac{dv}{dz} \right)^n dS , \qquad (3)$$

де K_n - коефіцієнт консистенції (у певному діапазоні градієнта швидкостей він може вважитися сталим і називатися ефективною в'язкістю), а n має назву індексу течії, який характеризує ступінь відхилення від ньютонівської поведінки). В'язкі рідини, для яких значення $n < 1$ називають псевдопластиками, а для яких $n > 1$ – дилатантними.

В'язкість силіконової рідини при зміні градієнту швидкості змінюється [5] за законом

$$\eta = \eta_0 \frac{1}{\sqrt{1 + \boldsymbol{k} \cdot (\boldsymbol{d\,v} / \boldsymbol{dz})}}\ , \qquad (4)$$

де - η_0 - в'язкість при $\boldsymbol{dv} / \boldsymbol{dz} = 0$, $\boldsymbol{k} \approx 1{,}2 \cdot 10^{-2} \eta_0$ – коефіцієнт, який визначений експериментально. Оскільки при зростанні градієнта швидкості зменшується коефіцієнт в'язкості, то виникаюча сила опору (3) зменшується, тобто силікони є псевдопластиками.

Розрахунки силіконового демпфера з врахуванням зміни в'язкості за законом (4) проведено авторами [7]. У цій роботі показано, що при збільшенні градієнта швидкості момент сили тертя зменшується у порівнянні з ньютонівською рідиною. Отже, ефективність демпфера, заповненого силіконом, зменшується при значних амплітудах крутильних коливань.

Існують дилатантні рідини, для яких при збільшенні градієнта швидкості їх в'язкість збільшується. Дилатантний ефект спостерігається в тих матеріалах [6], в яких щільно розміщені частинки перемішані з рідиною, яка заповнює простір між ними. При малих градієнтах швидкості між шарами матеріалу така рідина здатна легко перетікати, тому має малий коефіцієнт в'язкості. При великих градієнтах швидкості рідина не встигає заповнювати вільний простір, що утворюється між рухомими частинками, і тому тертя між частинками сильно зростає, що призводить до суттєвого збільшення в'язкості.

Розрахунок демпфера крутильних коливань, заповненого неньютоноською рідиною

Корпус демпфера обертається та здійснює крутильні коливання разом звалом двигуна. Завдяки в'язкому тертю інерційна маса захоплюється та здійснює крутильні коливання. Поки момент сил інерції, що діє на інерційну масу менше моменту сил в'язкого тертя, інерційна маса та корпус здійснює крутильні коливання як одне ціле. Як тільки момент сил інерції стає більшим ніж момент сил в'язкого тертя, інерційна маса повертається відносно корпусу демпфера. Такі рухи інерційної маси відносно корпусу демпфера повторюються з частотою крутильних коливань. Виникаючий момент сил в'язкого

тертя у зазорах між інерційною масою та корпусом демпфера створює опір, який гасить виникаючі крутильні коливання.

Проведемо розрахунки для гідродинамічного демпфера за схемою, яка зображена на рис. 2: в середину корпуса 1 вставлена вільна махова маса у вигляді кільця 2 внутрішнім радіусом r та зовнішнім R (від осі обертання), та шириною L. Між маховою масою та корпусом демпфера існую невеликий зазор величиною h між зовнішньою, внутрішньою та торцевою поверхнями. Розрахуємо момент, що виникає у демпфері, який заповнений неньютонівською рідиною, при крутильних коливаннях.

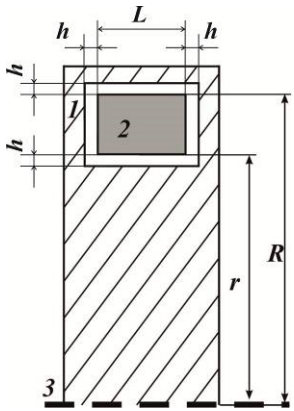


Рис. 2. Схема демпфера
1 – корпус; 2– махова маса,
3 – вісь обертання вала,
h – відстань між поверхнями
L – ширина махової маси

Згідно означення моменту сили та з врахуванням (3), маємо

$$M = \int \rho dF_{mp} = \int_S \rho K_n \cdot \left(\frac{dv}{dz}\right)^n dS \ , \quad (5)$$

де інтегрування проводиться по елементарним площадкам ***dS***, що знаходяться на відстані ρ від осі обертання.

Оскільки при крутильних коливаннях кут повороту між корпусом та маховою масою змінюється за гармонічним законом

$$\varphi = \varphi_0 \cdot \sin \omega t \ ,$$

де φ_0 та ω – амплітуда та кутова швидкість крутильних коливань.

Величина швидкості між корпусом та маховою масою визначається як $v = \omega \cdot \rho$. Тоді для градієнта швидкості отримуємо вираз

$$\frac{dv}{dz} \approx \frac{\rho d\varphi}{dz} = \frac{\rho \varphi_0 \omega}{h} \cos \omega t \ , \quad (6)$$

де враховано, що відстань $\boldsymbol{h}$ між поверхнями махової маси та корпусу мала у порівнянні з розмірами демпфера, тому замінено $\boldsymbol{dz}$ на $\boldsymbol{h}$.

Підставляючи у формулу (5) значення для сили в'язкості та з врахуванням виразу (6) отримуємо

$$\boldsymbol{M(t)} = \boldsymbol{K_n} \int_S \rho \cdot \left(\frac{\rho \varphi_0 \omega}{\boldsymbol{h}} \right)^n \cdot \cos^n \omega \boldsymbol{t} \cdot \boldsymbol{dS} \ . \qquad (7)$$

У звичайному конструктивному оформленні демпфера є дві циліндричні поверхні верхня $\boldsymbol{dS_В}$ та нижня $\boldsymbol{dS_Н}$ і бокові (торцеві) $\boldsymbol{dS_Б}$ поверхні між маховою масою та корпусом, елементарні площадки яких визначають як

$$\boldsymbol{dS_В} = 2\pi \boldsymbol{R} \cdot \boldsymbol{dL} \ , \qquad \boldsymbol{dS_Н} = 2\pi \boldsymbol{r} \cdot \boldsymbol{dL} \ , \qquad \boldsymbol{dS_Б} = 4\pi \rho \cdot \boldsymbol{d}\rho \ .$$

Тоді формула (6) для кожної з вказаних поверхонь дає

$$\boldsymbol{M_В(t)} = \boldsymbol{K_n} \int_0^L \boldsymbol{R} \cdot \left(\frac{\boldsymbol{R} \varphi_0 \omega}{\boldsymbol{h}} \right)^n \cos^n \omega \boldsymbol{t} \cdot 2\pi \cdot \boldsymbol{R} \cdot \boldsymbol{dL} =$$

$$= 2\pi \cdot \boldsymbol{K_n} \boldsymbol{R}^{n+2} \left(\frac{\varphi_0 \omega}{\boldsymbol{h}} \right)^n \cos^n \omega \boldsymbol{t} \cdot \boldsymbol{L}$$

$$\boldsymbol{M_Н(t)} = \boldsymbol{K_n} \int_0^L \boldsymbol{r} \cdot \left(\frac{\boldsymbol{r} \varphi_0 \omega}{\boldsymbol{h}} \right)^n \cos^n \omega \boldsymbol{t} \cdot 2\pi \cdot \boldsymbol{r} \cdot \boldsymbol{dL} =$$

$$= 2\pi \cdot \boldsymbol{K_n} \boldsymbol{r}^{n+2} \left(\frac{\varphi_0 \omega}{\boldsymbol{h}} \right)^n \cos^n \omega \boldsymbol{t} \cdot \boldsymbol{L}$$

$$\boldsymbol{M_Б(t)} = \boldsymbol{K_n} \int_r^R \rho \cdot \left(\frac{\rho \varphi_0 \omega}{\boldsymbol{h}} \right)^n \cos^n \omega \ \boldsymbol{t} \cdot 2\pi \cdot \rho \cdot \boldsymbol{d}\rho =$$

$$= 2\pi \cdot \boldsymbol{K_n} \left(\frac{\varphi_0 \omega}{\boldsymbol{h}} \right)^n \cos^n \omega \boldsymbol{t} \cdot \frac{\boldsymbol{R}^{n+3} - \boldsymbol{r}^{n+3}}{\boldsymbol{n} + 3} \ .$$

Отже

$$\boldsymbol{M(t)} = 2\pi \cdot \boldsymbol{K_n} \left(\frac{\varphi_0 \omega}{\boldsymbol{h}} \right)^n \cos^n \omega \ \boldsymbol{t} \cdot \boldsymbol{f}_{(n)} \ , \qquad (8)$$

де функція $\boldsymbol{f}_{(n)}$, що враховує параметри демпфера має вигляд

$$f_{(n)} = R^{n+2} \cdot L + r^{n+2} \cdot L + \frac{1}{n+3}(R^{n+3} - r^{n+3}). \qquad (9)$$

Усереднення для гармонічної функції, яка входить до формули (7) дає

$$< \left|\cos^n \cdot \omega t\right| >= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left|\cos^n \varphi\right| \cdot d\varphi , \qquad (10)$$

що дозволяє за формулою (8) розрахувати середнє значення моменту сил опору, що діє у демпфері, заповненому неньютоновською рідиною.

Тоді для відношення усереднених значень моментів сил тертя у демпфері, що створює неньютоновська рідина ($n \neq 1$) до моменту, який створює ньютонівська рідина ($n = 1$), отримуємо

$$\frac{< M_n >}{< M_1 >} = C\left(\frac{\varphi_0 \omega}{h}\right)^{n-1} \frac{f_{(n)} < \left|\cos^n \omega t\right| >}{f_{(1)} < \left|\cos \omega t\right| >}, \qquad (11)$$

де $C = K_n / \eta$ визначає сталу даної неньютоновської рідини у порівнянні з в'язкістю ньютонівської рідини.

Введемо величину w, яка визначає ефективність демпфера, заповненого неньютоновською рідиною відносно аналогічного, заповненого ньютонівською рідиною як

$$w = \frac{1}{C} \cdot \frac{< M_n(t) >}{< M_1(t) >} = \left(\frac{\varphi_0 \omega}{h}\right)^{n-1} \frac{f_{(n)} < \left|\cos^n \omega t\right| >}{f_{(1)} < \left|\cos \omega t\right| >}. \qquad (12)$$

Ефективність залежить від індексу течії n, величини зазору h між корпусом та маховою масою і параметрів крутильних коливань – амплітуди φ_0 та частоти ω.

Проведемо розрахунки параметра w для демпфера R = 383 мм, r = 202 мм, L = 125 мм, h = 0,5 мм [8], взявши характерні значення параметрів крутильних коливань [3,8] $\varphi_0 = 8 \cdot 10^{-3}$ рад, ω = 0,5 рад/с при різних значеннях індексу течії n. Результати розрахунків за формулою (12) наведені у табл. 1 та зображені на рис. 3.

Таблиця 1 – розрахунок ефективності демпфера ***w*** для різних індексів течії ***n***

n	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0
w	0,78	0,86	1	1,20	1,44	1,76	2,16	2,67	3,32	4,15	5,20

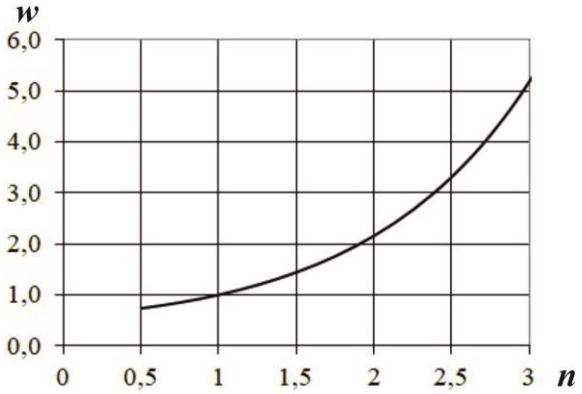


Рис. 3 – Залежність ефективності демпфера ***w*** від індексу течії ***n***

Висновки.

З метою оцінки експлуатаційної надійності в'язкістних демпферів крутних коливань введено параметр ефективності, що залежить від індексу течії, величини зазору між корпусом та маховою масою демпфера, амплітуди і частоти крутильних коливань. В рамках порівняльного аналізу ефективності демпфера, заповненого в'язкими рідинами з різними реологічними властивостями, встановлено, що найбільш ефективному гасінню крутних коливань відповідає використання дилатантних рідин; при цьому при збільшенні амплітуди коливань та величини індексу течії ефективність демпфера зростає.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

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

2. L. Murawski, Vibrations resonance estimation in marine

structures, Journal of KONES Powertrain and Transport. 21 (2014) 175–182.

3. Родин П. Т. Регулирование колебаний валопроводов судовых дизельных установок / П. Т. Родин. Диссертация доктора технических наук, Одеса, 1992. – 385 с.

4. B. Lebarron, Essential Heavy-Duty Damper Service, Engine professional. 9 (2016) 64–72.

5. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П.С. Истомин. –Л.: Судостроение, 1968. – 304 с.

6. Світлий Ю.Г., Гідравлічний транспорт (монографія) / Ю.Г. Світлий, В.С. Білецький. – Донецьк: Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, «Редакція гірничої енциклопедії», 2009. – 436 с.

7. Козицкий С.В. Повышение эксплуатационной надежности демпферов крутильных колебаний судовых дизелей // С.В. Козицкий, С.В. Кириян – Судовые энергетические установки. – 2012. – № 30. – С. 146–152.

8. W. Mengsheng, Z. Ruiping, Xu Xiang, The Engine silicone-oil damper matching calculation method based on the heat balance, Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. 4 (2012) 2773–2777.

УДК 621.426

Мацкевич Д.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

ПОНОВЛЕННЯ РЕОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

The possibility of renewal of the rheological characteristics of marine engine oils in the boundary lubricating layers is proven directly during the operation of the engine and its lubrication system. The tests were performed in the circulating lubrication system of the S6A2 mid-rotary diesel engine of the Mitsubishi company.

With the help of a rotary viscometer it is determined that the boundary lubricating layers that adhere to the metal surface of the triad of friction of the crankshaft - the lubricant - the attachments of the bearing, are more viscous because they have an orientational ordering of the molecules. As a result of the research, it was found that the viscosity of motor oil located in the narrow gap of the friction shaft of the bearing of the bearing and provides the maximum friction mode depends on the rate of displacement, that is, shows the "non-Newtonian" nature of the flow.

It is established that the rheological characteristics of the lubricant in a large volume and in the limit lubricant layer are different from each other. At rest, the viscosity of the boundary lubricating layer is 5...11 % higher than the viscosity in a large volume. The overlay on tribo-combination of shear stresses reduces the orientation ordering of molecules in the marginal lubricant layer and correspondingly reduces its viscosity, which can reach 5...7 %.

The method of renewal of rheological characteristics that realizes the orientation ordering of the molecules of the boundary layer of the lubricant, provides their normal position relative to the surface of the bearing of the bearing of the crank mechanism, is based on a scientifically grounded position that the rheological characteristics of marine motor oils in the boundary lubricating layer are " Its liquid crystal properties, therefore, can be renewed due to the impact on the latter.

It has been experimentally proved that by optimizing the intensity of replenishment of the circulation lubricant system, as well as by using surfactants, it is possible to control the rheological characteristics of the lubricant, which leads to increased reliability of the marine diesel engine.

Implementation of the results of research on marine vessels suggests an increase of 4.5...6 % economic and 6...7.5 % of the energy indicators of ship diesel engines, as well as improves the technical condition of the bearings of the vessel's medium-rotating diesel engine.

Ключові слова: судновий середньо-обертовий дизель, підшипники кривошипно-шатунного механізму, мастильний матеріал, в'язкість моторного мастила, реологічні характеристики, граничний мастильний шар, рідкокристалічні властивості моторного мастила

Ключевые слова: судовой среднеоборотный дизель, подшипники кривошипно-шатунного механизма, смазочный материал, вязкость моторного масла, реологические характеристики, граничный смазочный слой, жидкокристаллические свойства моторного масла

Keywords: ship medium-speed engine, crank bearings, lubricating material, engine oil viscosity, rheological characteristics, boundary lubricating layer, engine oil liquid-crystal properties

Постановка проблеми у загальному вигляді. Невід'ємною складовою будь-якої суднової енергетичної установки є середньо-обертові дизелі (СОД). На всіх без винятку морських суднах дані типи теплових двигунів використовуються як джерело електроенергії суднової електростанції, на ряді суден СОД, крім того, виконують функції головного двигуна, передаючи свою потужність на гвинт. Все це зумовлює пильну увагу, яку приділяють оптимізації роботи суднових СОД та їх систем. Однією з систем, що забезпечують надійну експлуатацію суднових дизелів (як головних, так і допоміжних) є система змащення. Дана система підтримує наявність мастильної плівки в таких відповідальних парах тертя як кулачкова шайба розподільного вала – ролик штовхача, поршневі кільця – циліндрова втулка, вкладень підшипника (рамового або мотильового) – колінчастий вал. Під час експлуатації СОД несуча здатність мастильної плівки погіршується, що негативно сприяє на контактну взаємодію названих пар тертя, та, в свою чергу, може привести до виникненню аварійної ситуації. Тому підтримка працездатного стану та функціональних властивостей мастильного матеріалу, який розподіляє контактуючі поверхні, є актуальним завданням , вирішення якого забезпечує надійну роботу суднових дизелів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Основними режимами тертя і пов'язаного з ним змащення є гідродинамічний і граничний. Робота трибо-сполучень розподільного вала відбувається в режимі граничного тертя. Даний режим також характерний для циліндро-поршневої групи суднових СОД. Не дивлячись на прагнення забезпечити гідродинамічний режим змащення при роботі підшипників ковзання суднових дизелів, процес змащення цих вузлів відбувається в умовах граничного тертя. Це обумовлюється рядом причин, основна з яких – мінімізація зазору в парі тертя вал – вкладень для забезпечення її стійкої роботи. Крім того, в процесі експлуатації на поверхнях названої пари відбуваються утворення окислів і відкладення нагару, що також сприяє зменшенню зазору і переходу з гідродинамічного в режим змішаного і граничного тертя. Питанням забезпечення необхідного режиму змащення в парах тертя суднових дизелів розглядались в роботі [1], де було визначено ефект стратифікації в'язкості при граничному терті. Завдяки дослідженням, результати яких викладені в роботі [2], було встановлено діапазон змін в'язкості моторного мастила при збільшенні потужності суднового дизеля. При цьому технологія підтримки в'язкості в необхідних межах потребує додаткового вивчення та дослідження.

Постановка завдання. Робота моторного мастила, що забезпечує режими тертя та охолодження елементів суднових дизелів, супроводжується зміною його фізичних і хімічних властивостей. Крім того, при цьому змінюються і його реологічні характеристики, і в першу чергу в'язкість. Метою роботи було визначення можливості управління реологічними характеристиками моторних мастил, що використовуються в циркуляційних системах змащення суднових дизелів, а також вивчення реологічних особливостей моторного мастила, яке знаходиться у вузькому зазорі пари тертя вал – вкладень підшипника.

Виклад основного матеріалу дослідження. Більшість дисперсних систем (до яких відносяться і моторні мастила) має аномальний характер в'язкості, тобто вони не підкоряються закону Ньютона для так званих істинно-в'язких (ньютонівських) рідин. В'язкість таких систем є функцією напруги, або зсуву. Основною причиною аномальної в'язкості є просторова структура, що виникає при взаємодії частинок дисперсної фази між собою. За своїм реологічними характеристиками структуровані системи займають проміжне положення

між рідинами і твердими тілами і мають властивості рідких кристалів. До подібних систем можна віднести структуровані тонкі шари мастильного матеріалу, що знаходиться у вузькому зазорі металевих пар тертя втулка – поршень і особливо вал – вкладень. Наявність просторової структури надає цим системам своєрідні механічні властивості: пружність, міцність, пластичну в'язкість.

Неодноразово зазначалося, що характеристики тонких мастильних шарів, що утворюються в умовах граничного тертя, залежать не тільки від структурного стану мастила, але і від дії твердої поверхні, поблизу якої вони знаходяться.

Утворення поблизу твердої поверхні (особливо металевої) структурованих рідкокристалічних шарів з анізометричною формою молекул призводить до помітної відмінності фізичних властивостей тонких прошарків рідини від їх властивостей в «об'ємної» фазі. Для таких шарів в'язкість в граничному шарі відрізняється від в'язкості «об'ємної» рідини. Помітна структурна неоднорідність граничних мастильних шарів, визначаючи неньютонівській характер в'язкої течії, значним чином впливає на дисипативні властивості мастильного матеріалу, особливо в трибо-вузлах, що працюють в режимі граничного і змішаного тертя [3].

Дослідження проводилися для моторного мастила MLC30 фірми Castrol, що має такі основні характеристики:

густина – 897 кг/м^3;

кінематична в'язкість при 40°С – 107 сСт;

кінематична в'язкість при 100°С – 11,5 сСт;

загальне лужне число – 12 мгКОН/г;

клас SAE – 30

і використовується в циркуляційної системі суднового дизеля S6A2 фірми Mitsubishi (рис. 1). Подачу мастила до вузлів тертя дизеля 1 забезпечують два мастильних насоса 5 і 6, один з яких є навішеним. Мастило до насосів надходить з стічно-циркуляційної цистерни 2

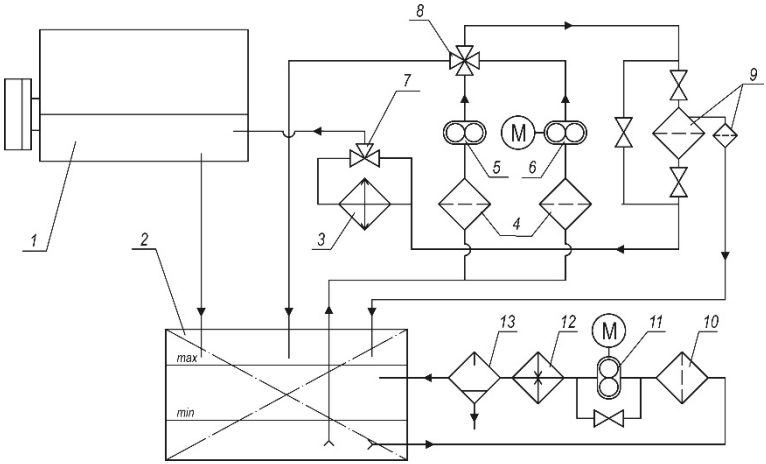


Рис. 1. Система змащення суднового дизеля S6A2 фірми Mitsubishi:
1 – дизель; 2 – стічно-циркуляційна цистерна; 3 – охолоджувач;
4 – магнітний фільтр; 5 – навішений мастильний насос; 6 – мастильний насос з електричним приводом; 7 – перепускний клапан охолоджувача;
8 – перепускний клапан насоса; 9 – фільтр, який самоочищається ;
10 – фільтр; 11 – насос сепаратора; 12 – підігрівач; 13 – сепаратор

через магнітний фільтр 4. В залежності від положення перепускного клапан 8 мастило може або повертатися в систему, або направлятися до дизелю (через фільтр, який самоочищається 9 і охолоджувач 3). Температура мастила, що надходить до дизелю, регулюється шляхом зміни положення перепускного клапана 7. Дизель забезпечений автономною системою сепарації мастила, що складається з сепаратора 13, підігрівача 12 і насоса 11. Мастило в систему сепарації поступає через фільтр 10.

В результаті проведених досліджень було встановлено залежність в’язкості від швидкості зсуву (рис. 2), яка підтвердила «неньютонівській» характер поведінки мастильного матеріалу у вузькому зазорі пари тертя вал – вкладень підшипника. Крім того, результати, що були отримані підтвердили твердження, висловлене в [4], про те, що граничні мастильні шари, які прилягають до металевої поверхні тріади тертя, більш в’язкі і володіють орієнтаційною впорядкованістю молекул.

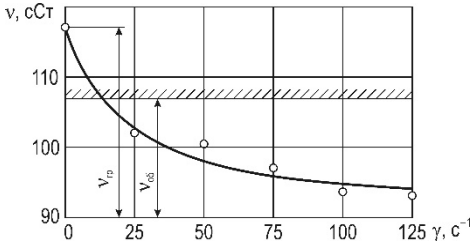


Рис. 2. Залежність в'язкості моторного мастила MLC30 фірми Castrol від швидкості зсуву при товщині мастильного шару 20 мкм

Експлуатація моторного мастила в дизелі відбувається тривалий період часу, протягом якого його реологічні характеристики постійно змінюються. Завдання їх відновлення, і особливо управління ними, є актуальним і сприяє підвищенню надійності роботи комплексу дизель – моторне мастило – мастильна система. Для визначення динаміки зміни в'язкості в процесі експлуатації моторного мастила її вимір виконувався з різним часовим інтервалом. При цьому вимірювалася як «об'ємна», так і «пристінна» в'язкість відібраних проб. В обох випадках збільшення в'язкості носило експонентний характер і представлено на рис.3. Як випливає з рис. 2, збільшення швидкості зсуву (тобто частоти обертання колінчастого вала дизеля) призводить до зниження в'язкості моторного мастила. В цьому проявляється негативна властивість «неньютонівського» характеру поведінки мастильного матеріалу в зоні тертя (в'язкість граничного мастильного шару залежить від швидкості зсуву). Підтримання заданого рівня в'язкості можливо здійснити різними способами. Для суднових умов найбільш оптимальними є використання оптимального доливання мастила в систему і застосування поверхнево-активних речовин.

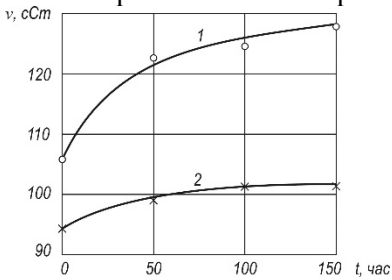


Рис. 3. Зміна в'язкості моторного мастила MLC30 фірми Castrol в процесі експлуатації:

1 – «об'ємна» в'язкість; 2 – «пристінна» в'язкість при швидкості зсуву 125 $с^{-1}$

Для підтвердження висловлених припущень був проведений наступний експеримент. Випробуванням були піддані три дизеля S6A2 фірми Mitsubishi, що входять до складу допоміжної суднової енергетичної установки. Кожен дизель мав свою автономну систему змащення, що дозволяло виконувати дослідження його роботи з різним мастильним матеріалом. Технічний стан всіх дизелів був ідентичним, окрім того, умови експлуатації дозволяли зробити одночасну заміну всього мастила, що знаходиться в їх мастильної системі.

Перший дизель був «контрольним» і після заміни мастила в його системі інших технічних заходів з ним не проводилося і відповідно до вимог заводу-виготовлювача його експлуатація здійснювалася протягом 150 годин роботи без проміжного поповнення мастила в системі. За це період експлуатації рівень мастила в картері дизеля не знижувався нижче гранично допустимого.

Мастильна система другого дизеля поповнювалася свіжим мастилом через кожні 10 годин роботи до верхнього рівня, що рекомендується в картері дизеля. Цей період поповнення було визначено в якості оптимального при проведенні попередніх експериментів з вивчення реологічних характеристик даного мастильного матеріалу.

Мастильна система третього дизеля спочатку заповнювалася мастилом з поверхнево-активною присадкою, що містить в своєму складі солі міді. Крім того, через кожні 10 годин роботи поповнення мастильної системи даного дизеля здійснювалось мастилом з такою ж концентрацією поверхнево-активною присадки, як і в загальному обсязі системи.

Для максимальної коректності проведеного експерименту всі три дизеля перебували в експлуатації практично однакову кількість часу, при цьому відхилення в величині навантаження на дизелі не перевищувало 7%. З огляду на енергоємність дизелів, а також з урахуванням обсягу мастильної системи і тривалості експерименту, результати, що були отримані адекватно відображали процеси зміни реологічних характеристик моторного мастила.

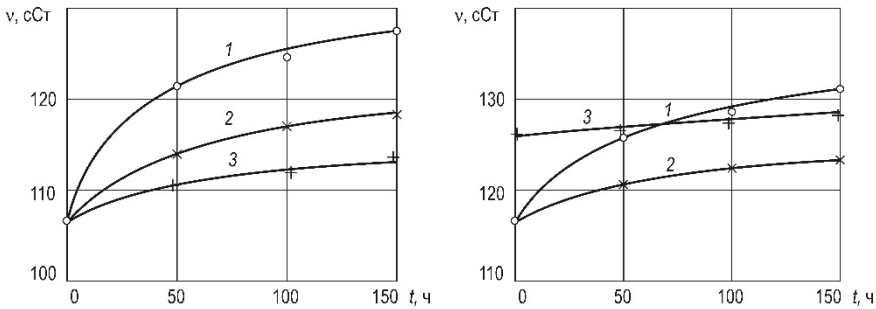
З обсягу мастильної системи дизелів проводився відбір проб через різні проміжки часу. Головним параметром, який підлягав виміру, була в'язкість моторного мастила. При цьому, її вимір в суднових

умовах проводився за допомогою штатної судновий експрес-лабораторії Viscomar фірми UNITOR. Таким чином вимірювалася «об'ємна» в'язкість. Вимірювання «пристінної» в'язкості виконувалося на експериментальній установці в науковій лабораторії.

Результати експериментальних досліджень наведені в табл. 1 і на рис. 4.

Таблиця 1. Зміна в'язкості моторного мастила в процесі експлуатації

Характеристика мастильної системи	Час експлуатації, години			
	0	50	100	150
В'язкість мастила в великому обсязі				
Робота в штатному режимі	107	122	125	128
Поповнення через 10 годин роботи	107	113	116	118
Поповнення через 10 годин роботи і добавка поверхнево-активною присадки	107	110,5	112	113
В'язкість мастила в граничному шарі				
Робота в штатному режимі	117	125	128	131
Поповнення через 10 годин роботи	117	121	122	123
Поповнення через 10 годин роботи і добавка поверхнево-активною присадки	126	126	127	128



а) *б*)

Рис. 4. Зміна в'язкості мастила в процесі експлуатації
а) «об'ємна» в'язкість; б) «пристінна» в'язкість:
1 – робота мастильної системи в штатному режимі; 2 – поповнення мастильної системи через 10 годин роботи; 3 – поповнення мастильної системи через 10 годин роботи і добавка поверхнево-активною присадки

Більш наочно процес зміни в'язкості проілюстрований на рис. 5, де показані статичні характеристики в'язкості в початковий і кінцевий момент роботи для розглянутих вище умов роботи дизеля і його мастильної системи.

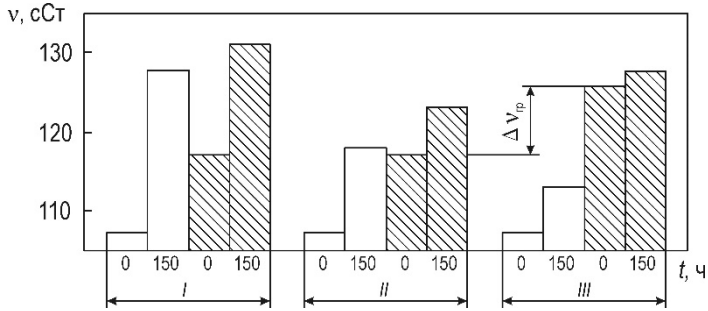


Рис.5. Зміна в'язкості мастила в процесі експлуатації (чисті – «об'ємна» в'язкість, штриховані – «пристінна» в'язкість): I – робота мастильної системи в штатному режимі; II – поповнення мастильної системи через 10 годин роботи; III – поповнення мастильної системи через 10 годин роботи і добавка поверхнево-активною присадки

Реологічні характеристики мастила у великому обсязі і в граничному змащувальному шарі відрізняються один від одного. Так, в'язкість мастила в граничному шарі $\nu_{гр}$ (тобто в зазорі вал – вкладень) має більше значення, ніж в обсязі $\nu_{об}$. Використання поверхнево-активних речовин призводить до збільшення в'язкості в граничному змащувальному шарі. Слід мати на увазі, що в даному випадку відбувається «прирощення» в'язкості в граничному шарі $\Delta\nu_{гр}$, яке якісно відрізняється від збільшення об'ємної в'язкості. В даному випадку відбувається збільшення ступеня впорядкованості молекул в граничному шарі. Це призводить до підвищення гідродинамічної міцності моторного мастила, що забезпечує граничний режим тертя.

Висновки та перспективі подальших досліджень. Аналізуючи наведені результати можна зробити наступні висновки.

1. В'язкість моторного мастила, що знаходиться у вузькому зазорі пари тертя вал – вкладень підшипника і забезпечує граничний режим тертя, залежить від швидкості зсуву, тобто проявляє «неньютонівській» характер течії.

2. Для моторного мастила необхідно розрізняти в'язкість в великому обсязі («об'ємну» в'язкість) і в'язкість в пристінному шарі («пристінну» в'язкість), яка має більше значення, що пояснюється виникненням орієнтаційної впорядкованості молекул в граничному змащувальному шарі.

3. В процесі експлуатації мастила в циркуляційної системі відбувається зростання значень як «об'ємної», так і «пристінної» в'язкості, що пояснюється окисленням мастила і попаданням в нього незгорілих вуглеводнів.

4. Збільшення періодичності поповнення масляної системи свіжим маслом, а також введення в масло поверхнево-активних компонентів уповільнює процес підвищення його в'язкості.

5. Шляхом оптимізації інтенсивності поповнення циркуляційної мастильної системи, а також за рахунок використання поверхнево-активних речовин, можливо управляти реологічними характеристиками мастила, що призводить до підвищення надійності роботи суднового дизеля.

Своєчасне поновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів суднових дизелів сприяє підвищенню їх надійності. Визначення найбільш оптимальних термінів поповнення систем змащення мастилом залежить від характеристик та режимів роботи суднового дизеля, його технічного стану, а також експлуатаційних властивостей як мастила, так і палива, які при цьому використовуються, та може бути зроблено за результатами динаміки зміни в'язкості моторного мастила, що забезпечує граничний, або гідродинамічний режим змащення.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.

2. Sagin S. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specificarion / 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.

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

4. Мацкевич Д. В. Управление реологическими характерис-тиками моторных масел судовых дизелей / Мацкевич Д. В. // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 2. – Одеса: ОНМУ. – С. 52-60.

УДК 621.561.59

Ольшамовський В.С., Василець Д.І.
Національний університет «Одеська морська академія»
Гоголь М.І.
Одеська національна академія харчових технологій

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ КИПІННЯ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА НА ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

ANNOTATION

The tendency of recent years to increase in the price of energy (fuel) has a steady tendency in this regard, reducing fuel consumption on ships today is an urgent task. One of the ways to reduce fuel consumption on a ship is to reduce the energy load of diesel generators by reducing the energy consumption of ship refrigeration equipment.

To reduce the energy consumption of ship refrigeration equipment (refrigeration equipment of the comfort or technological air conditioning system, as well as refrigeration equipment of provision chambers) it is necessary to use its internal reserves.

The article presents the parameters of the optimal operation mode of refrigeration units obtained as a result of many years of experience in operating refrigeration equipment:

• temperature differences between the air of the refrigerated space and the boiling refrigerant in the cooling device;

• temperature differences in water and air cooled condensers;

• parameters necessary for normal operation of mechanical and electronic control valves;

• parameters of the oil system of various types of compressors;

• required pressure drop for normal operation of thermostatic valves

Reducing the heat load on cooling devices (air coolers and cooling batteries) can be reduced due to the intensity of moisture deposition.

An experiment to increase the boiling point of a refrigerant from minus 7 ° C to 0 ° C showed the possibility of reducing the reduction of moisture loss to 33%.

The results of the thermal calculation of a refrigeration unit with a cooling capacity of 50 kW, operating on freon R 507A at various boiling

points (from -15 to 0 ° C) and fixed condensation temperatures of tc = 35, 40, 45 and 50°C, are presented.

Processing the results of the calculations showed that increasing the boiling point of the refrigerant for medium temperature refrigeration units from -15 ° C to 0 ° C reduces the consumption of refrigerant to 5.5 ÷ 6.6 %, increases the specific cooling capacity of the refrigerant to 6.73 ÷ 9.8 %, which in turn leads to a decrease in the effective power consumed by the compressor motor by up to 30%, depending on the degree of increase in the boiling point of the refrigerant.

Additional cooling of the refrigerant by 5 ° C in front of the control valve reduces the power consumption of the refrigeration unit by 6 ÷ 9 % depending on the condensing temperature of the refrigerant.

To reduce energy consumption by refrigeration equipment, it is necessary to more efficiently operate cooling devices by:

• an increase in the heat transfer coefficient on the air side;

• increase the degree of filling of the cooling device with a liquid refrigerant;

• uniform distribution of the air flow over the “living section” of the cooling device;

• timely removal of precipitated frost,

also keep the condensing temperature of the refrigerant at an acceptable low level.

Key words: refrigeration unit, refrigerating agent, compressor, boiling temperature, condensation.

Тенденція останніх років до підвищення цін на енергоносії (паливо) має стійкий характер, тому зниження витрати палива на суднах є актуальним завданням. Одним із способів зниження споживання палива на судні є зниження енергонавантаженості дизель-генераторів за рахунок зниження енергоспоживання судновим холодильним обладнанням.

Основним завданням експлуатації холодильного обладнання є забезпечення безпечної та надійної роботи обладнання для підтримки технологічних режимів– температури, відносної вологості, а при необхідності хімічного складу повітря при мінімальних енергетичних витратах. Основною частиною витрат у собівартості вироблення

холоду судновий установкою є витрати на споживану електроенергію і експлуатаційні матеріали.

Оптимальна робота в сталому режимі холодильної установки забезпечується підтримкою науково обґрунтованої різниці температур між середовищами в теплообмінних апаратах–конденсаторі і охолоджуючих приладах, перегрівом пара в охолоджувальних приладах холодильної установки та переохолодження рідкого холодильного агента перед регулюючим вентилем, малими гідравлічними опорами трубопроводів та арматури, стабільною роботою масляної системи та ін.

Знизити споживання електроенергії холодильною установкою можливо використовуючи внутрішні резерви самої холодильної установки. Перш за все для економічної і безпечної роботи холодильного обладнання на судні це обладнання повинно бути правильно підібрано та укомплетовано сучасними системами управління та захисту. Монтаж, пуско-налаштувальні роботи, випробування систем на міцність і щільність, заправка маслом і холодильним агентом, настройка приладів захисту і управління, вивід холодильної установки на робочий режим повинні виконуватися висококваліфікованими фахівцям, що забезпечить роботу обладнання в оптимальному режимі.

Оптимальний режим роботи суднової холодильної установки–це режим при якому витрати електроенергії холодильною установкою мінімальні, при забезпеченні надійності, довговічності і безпеки. Економічний режим роботи холодильної установки буде забезпечуватися за умови підтримки температури кипіння холодильного агента на максимально високому рівні, а температури конденсації - на можливо низькому рівні. Нижче наведені рекомендовані перепади температур між середовищами в теплообмінних апаратах, а також деякі інші параметри отримані на підставі багаторічного досвіду експлуатації холодильних машин і установок.

Таблиця 1. Рекомендовані різниці температур між повітрям охолоджуємого приміщення і киплячим холодильним агентом в охолоджуючому приладі:

Тип охолоджуючого приладу	Рекомендовані значення повного температурного напору ΔΘºС для підтримки необхідної відносної вологості повітря HR% в охолоджувальних об'єктах			
	від 90 до 95 %	від 85 до 90 %	від 80 до85 %	від 75 до 80 %
З примусовим обдувом	3 ÷ 5	5 ÷7	7 ÷ 9	9 ÷ 11
З природною конвекцією	8 ÷ 10	10 ÷ 12	12 ÷ 15	15 ÷ 20
Низькотемпературний режим зберігання	Зберігання упакованих продуктів		Зберігання упакованих продуктів	
З примусовим обдувом	5 ÷ 6		7 ÷ 8	

Рекомендовані різниці температур в конденсаторах:

• між температурою конденсації і температурою навколишнього середовища в повітряних конденсаторах - 10 ÷ 15° С;

• між температурою конденсації і температурою води, що виходить з конденсатора - 4 ÷ 6° С;

• між температурою води, що виходить з конденсатора і входить до нього - 2 ÷ 4°С, при оборотному водопостачанні і - 4 ÷ 8°С (до 15°С в разі використання проточної води).

Охолодження проміжного теплоносія у випарнику має дотримуватись 2 ÷ 4°С.

Підігрів повітря в повітряному конденсаторі становить 5 ÷ 8°С.

Перегрів холодильного агента в випарнику холодильної машини повинен складати:

• не менше 5 °С для аміачної машини;

• 1 ÷ 2ºС - для хладонової холодильної машини з РТО;

• 1 ÷ 2ºС - для хладонової холодильної машини з електронним ТРВ;

• не менше 7ºС для хладонової холодильної машини без РТО з механічним ТРВ.

Перегрів холодильного агента від електродвигуна в герметичних і без-сальникових компресорах не повинен перевищувати - 10 ÷ 15°С.

Тиск масла повинен бути:

• в поршневих компресорах вище тиску всмоктування не менше ніж на 1 ÷ 4 кгс/см^2;

• в гвинтових компресорах вище тиску конденсації на 1 ÷ 3 кгс/см^2.

При використанні механічних ТРВ перепад тиску на регулюючому вентилі повинен складати:

• не менше 5 кгс/см^2, для хладона R134A;

• не менше 8 ÷ 10 кгс/см^2 для хладонів R404A, R507Атаім. подібних.

Постійним параметром при роботі холодильної установки є температура охолоджуваного об'єкта, яка повинна підтримуватися на заданому рівні в залежності від призначення холодильної установки та відповідно до технологічної карти. Такі робочі параметри як теплове навантаження на охолоджуючі прилади та відповідно на компресорне обладнання, конденсатор та інші допоміжні елементи холодильної установки змінюються протягом доби. Це обумовлено перш за все зміною температури навколишнього середовища, культурою експлуатації обладнання та іншими причинами.

Зниження енергоспоживання холодильним обладнанням може йти декількома шляхами. Перш за все за рахунок максимального зниження теплоприпливів в охолоджуваний об'єкт шляхом усунення теплових містків в теплообмінному обладнанні і огороджувальних конструкціях, підсосу теплого повітря з навколишнього середовища, усунення впливу променистих теплоприпливів.

Температура конденсації і відповідний їй тиск залежать від температури навколишнього середовища, впливати на яку ми практично не можемо.

Теплове навантаження на охолоджуючі прилади (повітроохолоджувачі або охолоджуючі батареї) передається конвективно і за раху-

нок конденсації водяної пари з повітря. Кількість теплоти, що передається одним кілограмом пари при її конденсації дорівнює 2300 кДж (при 0°С) і 2835 кДж при заморожуванні. Для зменшення теплового навантаження на охолоджуючі прилади за рахунок конденсації водяної пари технологами рекомендовано підтримувати мінімальний температурний напір в охолоджувальних приладах.

Вплив температури кипіння холодильного агента і ефективність використання поверхні повітроохолоджувача розглянемо на прикладі проведеного експерименту на реальній холодильній установці, що працює на хладоні R- 507A при різних температурах кипіння холодильного агента.

Нижче наведені параметри отримані при випробуванні холодильної установки, а на діаграмі d−h (рис. 1) показані процеси обробки повітря в повітроохолоджувачі.

1 варіант.

Температура навколишнього середовища tокр.ср= 22,6оС;
Відносна вологість навколишнього середовища φокр.ср= 45%;
Середня температура кипіння холодильного агента to =−2оС;
Середня температура конденсації холодильного агента tк = 40,8оС;
Температура на керуючому контролері tкам = 0°С;
Температура повітря на вході в повітроохолоджувач t = 8,9оС;
Відносна вологість на вході в повітроохолоджувач φ вхід = 63%;
Температура повітря на виході з повітроохолоджувача tвих = 0,7оС;
Відносна вологість на виході з повітроохолоджувача φвих = 95%.
Середня температура повітря t = +1,2оС

2.Варіант

Температура навколишнього середовища tокр.ср= 22,6оС
Відносна вологість навколишнього середовища φокр.ср= 45%;
Середня температура кипіння холодильного агента to = –7оС;
Відносна вологість навколишнього середовища φокр.ср= 45,8%
Температура кипіння to = -6,6 ÷ -7°С;
Температура конденсації tк = 36,2оС;
Температура на контролері t = 0°С;
Температура повітря на вході у випарник tвхід = 9оС;
Відносна вологість на вході в повітроохолоджувач φвхід = 60%
Температура повітря на виході з повітроохолоджувача tвих = -1,оС;
Відносна вологість на виході з повітроохолоджувача φвих = 85%

Середня температура повітря в охолоджуваному приміщенні tвоз.=–0,92оС

Аналіз отриманих результатів показує, що при підвищенні температури кипіння холодильного агента від мінус 7°С до мінус 2°С кількість осілої на повітроохолоджувач вологи зменшується на 33%.

При підвищенні температури кипіння холодильного агента автоматично:

- збільшується питома холодопродуктивність холодильного агента, що дозволяє зменшити його масову витрату;
- зменшується питомий обсяг пари на всмоктуванні в компресор, що дозволяє зменшити обсяг, описуваний поршнями компресора;
- знижується ступінь стиснення холодильного агента–відповідно і затрати енергії на стиснення холодильного агента;

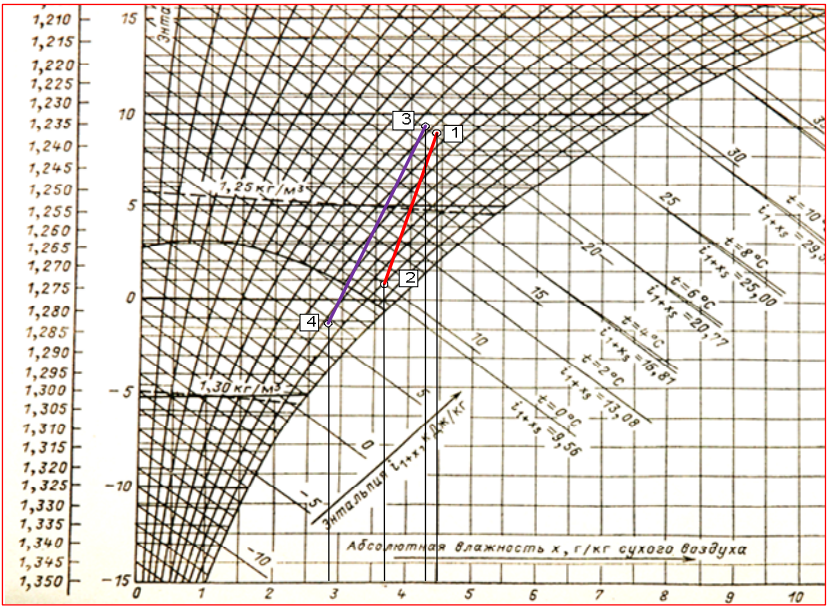


Рис. 1 Процеси обробки повітря в повітроохолоджувачі
де: 1 ÷ 2–при температурі кипіння холодильного агента to = -2°С,
3 ÷ 4–при температурі кипіння холодильного агента to = -7°С

Нами проведені теоретичні розрахунки ефективної потужності електродвигуна компресора холодильної установки холодопродуктивністю 50 кВт, що працює на хладоні R- 507A при різних температурах кипіння (від–15 до 0°С) і фіксованих температурах конденсації tк, які зафіксовані на рівні 35, 40, 45 і 50°С.

Обробка результатів розрахунків показала, що підвищення температури кипіння холодильного агента для середнє температурних холодильних установок від мінус 15°С до 0°С знижує витрату холодильного агента до (5,5 ÷ 6,6)%, при підвищенні питомої холодопродуктивності холодильного агента до(6,73 ÷ 9,8)% (рис. 2), що в свою чергу веде до зниження ефективної потужності споживаної електродвигуном компресора до 30% (рис. 3), в залежності від ступеня підвищення температури кипіння холодильного агента.

Збільшення переохолодження холодильного агента перед регулюючим вентилем також дозволяє знизити витрати на споживану електроенергію. Теоретичні розрахунки показують, що додаткове переохолодження холодильного агента на 5оС знижує споживану потужність холодильної установки на 6 ÷ 9% в залежності від температури конденсації холодильного агента.

Ще один шлях зниження енергоспоживання холодильним обладнанням – це збільшення активної робочої поверхні охолоджуючих приладів установки.

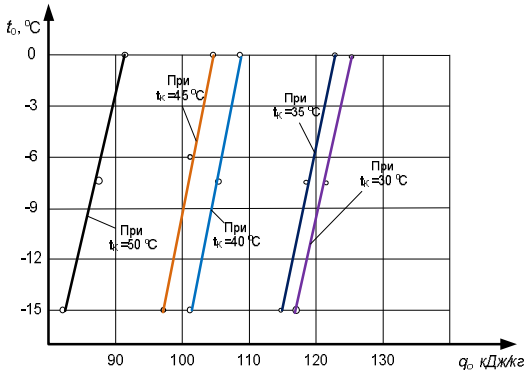


Рис.2 Зміна питомої холодопродуктивності фреону R 507A в інтервалі температур кипіння (0 ÷ -15)°С при різних фіксованих температурах конденсації.

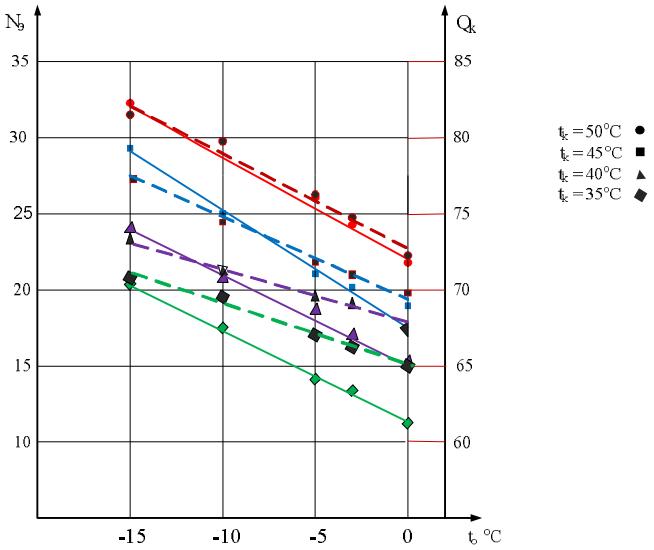


Рис.3. Зміна споживаної потужності (суцільні лінії) і теплоти конденсації (пунктирні лінії) холодильного агрегату холодопродуктивністю50 кВт. при зміні температури кипіння холодильного агента R-507A від 0°C до мінус 15°C.

Збільшувати активну робочу поверхню охолоджуючих приладів можна за рахунок установки додаткових ребер з боку повітря, за умови роботи охолоджуючого приладу з мінімальною різницею температур між температурою повітря і температурою кипіння холодильного агента. При малої різниці температур знижується інтенсивність випадання вологи на охолоджуючі прилади й збільшується період між видаленням інею з поверхні повітроохолоджувачів, або батарей.

Збільшення активної робочої поверхні охолоджуючих приладів можливо виконати за рахунок більш повного заповнення повітроохолоджувача, або охолоджуючої батареї киплячим холодильним агентом. Для реалізації такого способу підвищення активної робочої поверхні охолоджуючих приладів, працюючих с механічним ТРВ, достатньо установити кожному охолоджуючому приладу індивідуаль-

ний рекуперативний теплообмінник, в якому буде виконуватись перегрів пари, необхідний для роботи ТРВ, при цьому термобалон ТРВ необхідно закріпити після РТО по ходу руху пари холодильного агента.

Використання електронних систем управління холодильною установкою з електронними ТРВ дозволяє працювати охолоджуючим приладам з перегрівом пари в них до 2°С, замість 7 ÷ 10оС при роботі з механічними регулюючими вентилями, чим забезпечується більш повне заповнення охолоджуючих приладів киплячим холодильним агентом.

Обидва способи збільшення активної поверхні охолоджуючих приладів вимагають наявності в установці високоефективних сучасних приладів контролю і управління, правильного налаштування і висококваліфікованого обслуговування.

Визначальним фактором інтенсифікації процесів тепло і масообміну в повітроохолоджувачах є коефіцієнт тепловіддачі α з боку повітря, що потребує приділяти увагу розподілу повітря, що проходить через повітроохолоджувач. На наведеній фотографії (рис.4) видно як розподіляються потоки повітря при проходженні через теплообмінну поверхню.

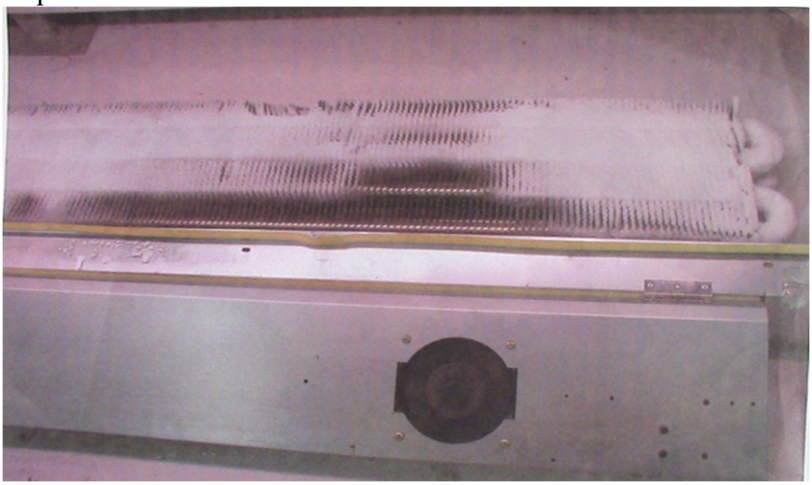


Рис.4. Розподіл інею в повітроохолоджувачі

Місця інтенсивно покриті інеєм характеризують підвищену інтенсивність роботи поверхні повітроохолоджувача після розмерзання (видалення інею) і зменшення цієї поверхні з активної роботи після закупорки прохідного перетину осілим інеєм..

Інтенсифікувати коефіцієнт тепловіддачі охолоджувальних систем можна шляхом:

–підвищення швидкості повітря, що омиває теплообмінну поверхню;

– шляхом перетворення форми поверхні ребер і теплообмінних труб;

–збільшенням температурного напору;

–за допомогою зменшення товщини інею на теплообмінної поверхні;

–шляхом оптимізації циклів відтавання льоду, що осів на теплообміннику;

– рівномірного розподілу повітряного потоку по "живому перетину" теплообмінної поверхні.

ВИСНОВКИ

Для зниження енергоспоживання холодильним обладнанням необхідно ефективніше експлуатувати теплообмінні апарати та прилади за рахунок:

- збільшення коефіцієнта тепловіддачі в випарниках з боку повітря;
- збільшення ступеня заповнення охолоджуючого приладу рідким холодильним агентом;
- рівномірного розподілу повітряного потоку по "живому перетину" охолоджуючого приладу;
- своєчасного видалення сівшого на охолоджуючий прилад інею,
- також підтримувати температуру конденсації холодильного агента на допустимому низькому рівні;
- підвищення температури кипіння холодильного агенту в випарниках;
- установки сучасних систем управління та їх кваліфікованого налагодження.

ЛІТЕРАТУРА

1. Брайдберг Г.Й. Проектированиехолодильных установок. М. Техносфера,2006,336 с.
2. Гоголин А.А. и др. "Интенсификациятеплообмена в испарителяххолодильных машин" М.ЛиПП. 1982 г
3. Рой Дж. Доссат. "Основы холодильной техники", М. "ЛиПП",1984 г. 519 с.

УДК 621.432

Сагін С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВТРАТ В ПРЕЦИЗІЙНИХ ПАРАХ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

The possibility of reducing energy losses in precision vapors of the fuel equipment of marine diesel engines through the use of special organofluorine coatings is considered. The aim of the study was to determine the method of processing the contact surfaces of high pressure fuel equipment of marine diesel engines, which ensures minimal energy losses in the tribological system of the plunger - fuel - hub of the high pressure fuel pump while maintaining the specified power of the internal combustion engine.

It is indicated that for precision pairs of high-pressure fuel equipment as a method to reduce wear on their contacting surfaces, epilation (application of organic coatings) can be used. Studies to determine the effect of organic coatings on the energy efficiency of a precision pair of plunger - hub of a high-pressure fuel pump were performed in the following sequence: development of technology for applying epilams on the surface of plungers of a high-pressure fuel pump; determining the thickness of epilam nanolayer adsorbed on a metal surface; study of the effect of nanolayer epilame on the formation of a boundary layer of fuel; determination of tribotechnical characteristics of the tribological system plunger - fuel - bushing of a high pressure fuel pump.

During the experiments, the following epilams Polisam-05, Polisam-20MSK and Akwaline were used, having a maximum operating temperature of 450°C and allowing short-term operation to a temperature of 700°C.

The application of epilams on precision surfaces was carried out by volumetric immersion. The determination of the thickness of the adsorbed epilam layer and the boundary layer of fuel formed on the metal surface was carried out on an ellipsometric unit.

As a result of research, it was established that the thickness of the epilam layer on the surface of the plungers of the high-pressure fuel pump is 12.5...18.7 nm, and the time required for its adsorption does not exceed 10 minutes. An epilamic layer deposited on a metal surface results in a

~1.5-fold increase in the thickness of the boundary layer of the fuel, which contributes to an increase in the elastic properties and proppant pressure of the fuel that separates the precision pair of hub-plunger of the high-pressure fuel pump. The application of organic coatings on the surfaces of precision pairs of a high-pressure fuel pump contributes to an increase in the energy efficiency of this tribological system, which (depending on the operating time of the internal combustion engine) results in a 24.0...44.6% reduction in the wear of the plungers.

Ключевые слова: судовой дизель, топливный насос высокого давления, граничный слой топлива, эпилам, энергетические потери, износ плунжера топливного насоса

Ключові слова: судновий дизель, паливний насос високого тиску, граничний шар палива, епілам, енергетичні втрати, знос плунжера паливного насоса

Keywords: marine diesel, high pressure fuel pump, boundary layer of fuel, epilam, energy losses, wear of fuel pump plunger

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робота будь-яких механізмів, що здійснюють поступальний або обертальний рух, відбувається з неминучими втратами потужності і корисної енергії. З метою мінімізації цих втрат контактують деталі поділяються шаром рідини, що забезпечує мастильний ефект. При цьому в залежності від зазору між контактуючими деталями та умовами їх роботи забезпечується гідродинамічний або граничний режим змащення. В умовах граничного змащення (або граничного тертя) контактуючі поверхні розділені тонким шаром змазує рідини, яка завдяки свої пружно-демпфуючим властивостям забезпечує працездатність вузла тертя. Одним з трибо-вузлів, що працюють в режимі граничного тертя, є прецизійна пара плунжер-втулка паливного насоса високого тиску (ПНВТ) двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) [1].

Тривала експлуатація суднових дизелів без суттєвих змін показників робочого процесу в більшій мірі залежить від стану паливних насосів і форсунок, надійність роботи яких визначається трибо-технічними показниками – якістю виготовлення і станом прецизійних пар. Погіршення стану прецизійної пари плунжер-втулка призводить до погіршення процесу стиснення і впорскування палива. Крім того, при цьому порушується синхронізація руху плунжера ПНВТ і ходу

поршня дизеля, що призводить до відхилень в законі подачі палива. Ще одним наслідком погіршення технічного стану прецизійних пар ПНВТ є виникнення протікання палива і зменшення його циклової подачі.

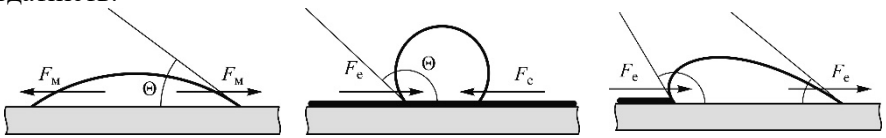
Аналіз останніх досліджень і публікацій. В сучасних суднових ДВЗ тиск, що створюється ПНВТ, досягає 180...200 МПа, що можливо забезпечити при високій якості прецизійної пари втулка-плунжер. В таких умовах трибологічна система плунжер-паливо-втулка працює в режимі граничного тертя, а паливо, що входить до складу цієї системи, виконує функції мастильного матеріалу. У дослідженнях, виконаних в [2], зазначалося, що суднові палива, які характеризуються більш високою мастильною здатністю, забезпечують менші втрати енергії на подолання сил тертя, що для паливної апаратури високого тиску відповідає підтримці необхідного значення циклової подачі палива. В якості методу підвищення пружно-демпфуючих властивостей палива пропонувалося використання регулярного мікрорельєфу на поверхні плунжерів ПНВТ [3], проте для цього потрібно не тільки проведення додаткових розрахунків, а й спеціальна апаратура, а також стаціонарні умови виконання технологічних операцій зі зміни профілю плунжерів.

Постановка завдання. З огляду на викладене, метою дослідження було визначення способу обробки контактуючих поверхонь паливної апаратури високого тиску суднових дизелів, при якому забезпечуються мінімальні втрати енергії в трибологічної системі плунжер-паливо-втулка ПНВТ при одночасній підтримці заданих потужних характеристик ДВС.

Виклад основного матеріалу дослідження. При граничному терті (або граничному змащенні) однією з головних характеристик мастильного шару (який формується завдяки орієнтаційної впорядкованості молекул) є його товщина. Підвищення товщини орієнтаційно впорядкованого граничного шару забезпечує більшу міцність мастильної плівки, знижуючи, таким чином, коефіцієнт тертя в трибо-сполученні. Для збільшення товщини граничних шарів, що утворюються вуглеводними рідинами (паливом і мастилом), використовують спеціальні поверхнево-активні речовини (ПАР) або присадки, які з різною концентрацією додають в базові палива або мастила [4]. У разі, коли граничний шар утворюється паливом на поверхні плунжера

ПНВТ, даний варіант неприйнятний, оскільки при будь-якій концентрації присадок збільшується циклова подача і, відповідно, час впорскування. Крім того, як правило, присадки, що вводяться, мають вартість, яка перевищує вартість як мастила, так і палива. При використанні ПАР в циркуляційних системах змащування їх функціональні властивості використовуються тривалий період часу і можуть відновлюватися в процесі експлуатації. ПАР, які додані в паливо, згорають в циліндрі. Тому для палив використовуються ПАР, що активують процес згоряння, а застосування ПАР, що сприяють збільшенню товщини граничного шару палива, якій знаходиться в трибо-сполученні плунжер-втулка є недоцільним ще й з фінансової точки зору.

Для прецизійних пар паливної апаратури високого тиску як метод, що сприяє зниженню зносу їх контактуючих поверхонь, може бути рекомендовано використання епіламів. Як робоче середовище для процесу використання епіламів широкого поширення набули розчини перфторполіефіркислоти загального вигляду Rf-COOH (Rf – радикал, що містить фтор) в хладонах. При використанні епіламів на поверхні твердого тіла утворюється плівка товщиною до 30 нм, яка не впливає на дислокаційну структуру і твердість металу, а її поверхнева енергія залежить від виду епілама і не залежить від епіламуємого матеріалу. Основна функція епіламуємого шару полягає в утриманні мастильного матеріалу в зоні тертя енергетичним бар'єром на кордоні «метал-епілам». Це досягається за рахунок збільшення крайових кутів змочування рідини, що знаходиться біля поверхні металу, покритого шаром епілама (рис. 1), а також за рахунок переспрямованості вектора дії сили поверхневого натягу рідини. При цьому збільшується товщина граничного мастильного шару і його несуча здатність.



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Крайовий кут змочування і напрямок вектора сили поверхневого натягу рідини: а) паливо на поверхні металу; б) паливо на поверхні епілама; в) паливо на кордоні метал-епілам; θ – крайовий кут змочування; $F_м$, $F_е$ – сили поверхневого натягу на металі і епіламі, відповідно

Застосування методу використання епіламів для прецизійної пари плунжер-втулка ПНВТ, не отримало широкого поширення в елементах суднових технічних засобів. Це, в тому числі, пов'язано з консервативністю суднової енергетики як науки і прагненням суднового екіпажу уникнути додаткових ризиків, що виникають при впровадженні інноваційних ідей. Особливо це стосується таких відповідальних вузлів, як паливна апаратура високого тиску. Однак, при якісних попередніх дослідженнях, а також при дотриманні технології нанесення епіламів на поверхні елементів паливної апаратури високого тиску, можливо створити умови, що сприяють підвищенню їх експлуатаційних характеристик і економічності роботи дизелів [5].

Дослідження, по визначенню впливу органічних покриттів на енергетичну ефективність прецизійної пари плунжер-втулка ПНВТ, виконувалися в наступній послідовності:

• розробка технології нанесення епіламів на поверхні плунжерів ПНВТ;

• визначення товщини наношарів епіламу, адсорбованого на металевій поверхні;

• вивчення впливу наношарів епіламу на утворення граничного шару палива;

• визначення трибо-технічних характеристик трибологічної системи плунжер-паливо-втулка ПНВТ.

При проведенні експериментів були використані наступні епілами Polisam-05, Polisam-20МСК і Akwaline, що мають максимальну температуру експлуатації 450°С і допускають короткочасну експлуатацію до температури 700°С. Технологія нанесення епіламів на поверхню плунжера ПНВТ полягала в наступному. Спочатку поверхні очищалися від сторонніх домішок. Далі проводилося їх знежирення в озонобезпечному хладоне-116 (C_2F_6) шляхом об'ємного занурення з подальшим висушуванням. Після цього при температурі навколишнього середовища проводилося безпосередньо нанесення епіламів шляхом занурення плунжерів.

Для визначення товщини шару епіламу, що адсорбується на поверхні плунжера ПНВТ, і товщини граничного мастильного шару палива, що утворюється на поверхні металу, який покритий епіламом, проводилися попередні лабораторні дослідження. Як аналог поверхні плунжера використовувалася відполірована металева поверхня

(сталь ШХ15), яка шляхом об'ємного занурення покривалася шаром епіламу. Час перебування сталевий поверхні в обсязі епіламу варіювалося в діапазоні 2...10 хв, після чого поверхні висушувалися при температурі 20°С. Товщини таким чином адсорбованого на металевій поверхні шару епілама визначалася на еліпсометрічної установці, принципова схема якої показана на рис. 2.

Еліпсометрія є одним з найбільш поширених методів визначення товщини плівок (прозорих для оптичного випромінювання) за допомогою аналізу кутів відбиття світла від чистої поверхні і від поверхні з нанесеним покриттям. Результати, отримані при вимірюванні, наведені в табл. 1.

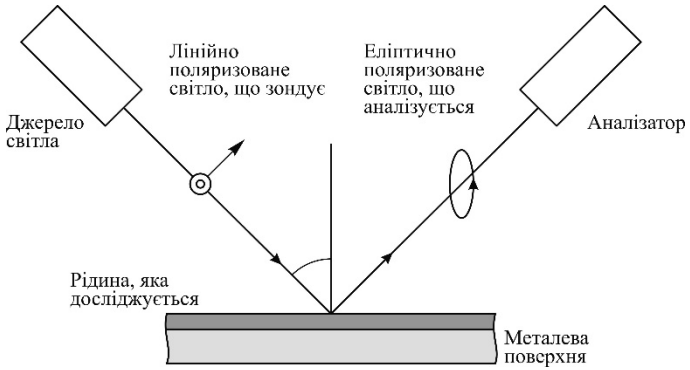


Рис. 2. Принципова схема еліпсометрічної установки

Таблиця 1. Результати по визначенню адсорбованої товщини шару епіламу

Час знаходження металевої поверхні в розчині епіламу, *t*, хв	Товщина адсорбованого шару епілама, *h*, мм		
	Polisam-20МСК	Akwaline	Polisam-05
2	6,3	9,1	10,7
4	10,4	13,3	14,3
6	12,3	16,2	14,5
8	12,4	17,6	14,6
10	12,5	18,7	14,6

Номограма, що характеризує товщину адсорбованої плівки різних епіламов в залежності від часу їх нанесення показана на рис. 3.

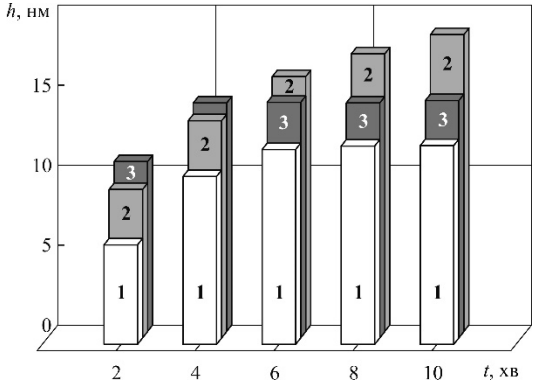


Рис. 3. Залежність товщини органічної плівки від часу знаходження металевої поверхні в різних епіламах:
1 – Polisam-05; 2 –Polisam-20МСК; 3 – Akwaline

Як видно з наведених даних (табл. 1. і рис. 3), після 6...10 хв знаходження металевої поверхні в розчині епіламу товщина адсорбційної органічної плівки на металевій поверхні стабілізується і для різних зразків коливається в діапазоні h=12,5...18,7 нм. Використання епіламів сприяє утворенню граничних мастильних шарів підвищеної (у порівнянні з поверхнею, на яку не наносились епиламі) товщини. Схема утворення граничних шарів при нанесенні на металеву поверхню фторорганічних сполук показана на рис. 4, а визначення їх товщини може бути виконано способом еліпсометрії (див. рис. 2).

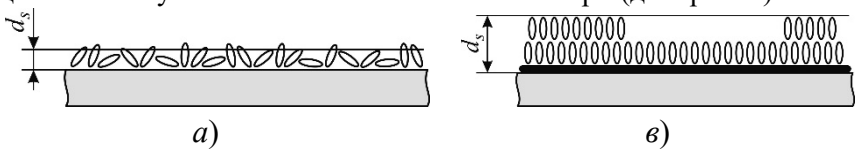


Рис. 4. Утворення граничного мастильного шару на різних поверхнях:
а) без використання епіламу; в) при використання епіламу

Результати даних експериментів наведені на рис. 5, де під позначенням ВП мається на увазі безпосередня товщина граничного шару «чистого» важкого палива, що утворюється на металевій поверхні, а під цифрами 1, 2, 3 – товщина граничного шару важкого палива, що утворюється на тій же поверхні при її покритті шаром епіламу. Як випливає з наведених результатів, використання епіламів забезпечує 1,47...1,52 кратне збільшення товщина граничного шару палива.

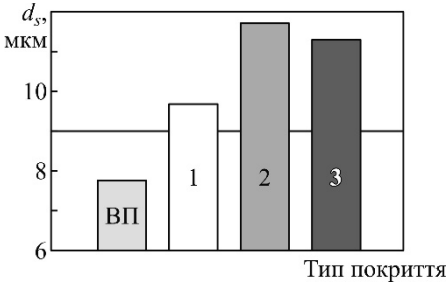


Рис. 5. Зміна товщини граничного шару палива при нанесенні епіламів на металеву поверхню: ВП – відсутність покриття (безпосередня товщина граничного шару важкого палива); 1 – Polisam-05; 2 – Polisam-20МСК; 3 – Akwaline

Енергетична ефективність будь-якої трибологічної системи оцінюється величиною втрат, до яких відносяться: втрати енергії на тертя (визначені коефіцієнтом тертя) і втрати матеріалу в результаті руйнування поверхонь тертя (визначені інтенсивністю зношування). Тому, подальші дослідження розглянутого способу зниження енергетичних втрат при терті за рахунок керування структурою мастильного шару палива полягали у визначенні зносу поверхонь плунжерів які були покрити шаром епіламу, а також тих, що знаходяться в звичайному стані. Дослідження виконувалися на судновому дизелі 6L18 MAN-Diesel. На плунжера ПНВТ, що забезпечують подачу палива в циліндри №№ 1 і 4, не наносилися шари епіламу. Як покриття поверхонь плунжерів використовувалася фторорганічні рідини Polisam-20МСК (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 2 і 5) і Akwaline (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 3 і 6). Згідно з попередніми дослідженнями, використання цих епіламів сприяє утворенню орієнтаційно впорядкованих граничних шарів найбільшої товщини (див. рис. 4).

Через проміжки часу, що відповідали 380, 820, 1210, 1640 і 2180 годинам роботи дизеля (тривалість яких обумовлювалася умовами експлуатації, що дозволяють виконати зупинку дизеля і ревізію його ПНВТ) виконувалося визначення площі зносу поверхні плунжерів (як зі шаром епіламу, так і таких, що працюють без нанесення цього покриття). Після чого отримані значення для кожної групи плунжерів усереднювалися, а дизелі знову вводилися в експлуатаційний режим

роботи. Результати досліджень наведені в табл. 2 і узагальнені у вигляді номограми на рис. 6.

Таблиця 2. Результати вимірювання зносу плунжерів ПНВТ

Час роботи плунжера, години	Площа зносу поверхні плунжера, мм^2		
	без нанесення епіламу	з нанесенням шарів епіламу	
		Polisam-20МСК	Akwaline
380	129	98	94
820	153	103	99
1210	181	113	116
1640	209	121	126
2180	224	124	128

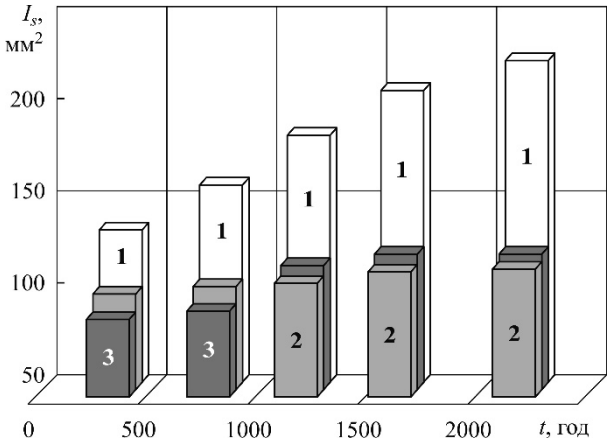


Рис. 6. Залежність зносу I_S плунжерів ПНВТ від часу роботи t суднового дизеля 6L18 MAN-Diesel:

1 – для плунжера без використання епіламу;
2 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК
3 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Akwaline

При проведенні експериментів через кожні 100 годин роботи проводилося періодичне індициювання дизеля. При цьому циліндри з однотипним станом плунжерів ПНВТ (без використання епіламу, з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК, з нанесеним шаром епіламу Akwaline) по черзі відключалися і по зміні частоти обертання виконувалася оцінка розподілу навантаження по циліндрах дизеля. В результаті було встановлено, що при зміні стану поверхонь плунжерів

за рахунок використання епіламів навантаження на різні циліндри дизеля не змінюється.

Результати вимірювань наведені на рис. 6, з якого випливає, що реалізація в граничних шарах палива орієнтованої структури молекул і управління його товщиною за рахунок додаткового нанесення епіламів на прецизійні поверхні дозволяє в значній мірі знизити зношування плунжерних пар ПНВТ, підвищивши, таким чином, надійність і довговічність роботи даного вузла дизеля. Зменшення зносу прецизійної пари тертя плунжер – втулка ПНВТ також свідчить про зниження енергетичних витрат на забезпечення роботи цих елементів і підтверджує ефективність застосування методу використання епіламів.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження і отримані результати дозволяють зробити наступні висновки.

Експлуатація трибологічної систем плунжер-втулка ПНВТ відбувається в режимі граничного тертя, а шар палива, що розділяє їх поверхні, виконує функції мастильного матеріалу.

Для прецизійної пари паливної апаратури високого тиску плунжер-втулка як метод, що сприяє зниженню контактних навантажень, які виникають на їх поверхнях, може бути використано нанесення епіламів.

Товщина шару епіламу на поверхні плунжерів ПНВТ складає 12,5...18,7 нм, а час, необхідний для його адсорбції не перевищує 10 хв.

Наношар епіламів, нанесений на металеву поверхню, призводить до ~1,5-кратного збільшення товщини граничного шару палива, що сприяє підвищенню пружних властивостей і розклініючого тиску палива, що розділяє прецизійну пару втулка-плунжер ПНВТ.

Нанесення органічних покриттів на поверхні прецизійних пар ПНВТ сприяє підвищенню енергетичної ефективності даної трибологічної системи, що (в залежності від часу експлуатації ДВЗ) визначається в 24,0...44,6%-му зниженні зносу плунжерів.

Нанесення епіламів відноситься до категорії сучасних нанотехнологічних методів, вимагає попередніх досліджень щодо визначення оптимальних видів органічних покриттів і часу їх нанесення на прецизійні поверхні, але при цьому не викликає додаткових трудовитрат

при його використанні на річкових і морських суднах, підвищує енергетичну ефективність трибологічних систем ДВЗ і може враховуватися при розробці методики визначення параметрів СЕУ [6].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 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. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 2. – P. 200-208.

2. Заблоцкий Ю. В. Обеспечение смазочных свойств дизельних топлив / Ю. В. Заблоцкий // Единый всероссийский научный вестник, 2016. – № 7. – С. 69-75.

3. Zablotsky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment, May 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

4. Алтоиз Б. А. Влияние жидкокристаллической присадки на структурные характеристики приповерхностных ориентационно-упорядоченных слоев вазелинового масла / Б. А. Алтоиз, С. В. Кириян, Е. А. Шатагина // Инженерно-физический журнал, 2013. – Т. 86. – № 2. – С. 371-374.

5. Заблоцкий Ю. В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей / Ю. В. Заблоцкий // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 35.– С. 83-92.

6. Golikov V. A. A simple technique for identifying vessel model parameters / V. A. Golikov, V. V. Golikov, Ya. Volyanskaya, O. Mazur, O. Onishchenko // IOP Conference Series : Earth and Environmental Science. 4th International Scientific Conference SEA-CONF 2018, Published by IOP Publishing Ltd, 2018. – Vol. 172. – № 012010. – P. 1-8. – doi :10.1088/1755-1315/172/ 1/012010

УДК 621.431.74

Слободянюк І. М., Слободянюк Д. І.
Національний університет «Одеська морська академія»

УПРАВЛІННЯ ЗМАЩЕННЯМ ЦИЛІНДРІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ З МЕТОЮ ЗАПОБІГАННЯ ПОЛОМКИ ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ ПРИ ПРОХОДЖЕННЯ ПРОДУВНИХ ВІКОН ВТУЛОК

Abstract

A new solution to the problem of increasing the reliability of the ship's diesel engine by preventing piston ring breakage due to the regulation of cylinder lubrication is presented, depending on the diagnostic data of their operable condition when the ring moves along the bushing windows. Identification was carried out by ranking by reliability levels, depending on the frequency of the acoustic signal from the sensors installed on the hub. The method is based on studies of the anisotropic properties of thin films of cylinder lubrication as a function of the disjoining pressure from the thickness of the oil film on the surface of the cast-iron piston ring. It is established that the technical condition of the piston rings is determined by the method of ranking by reliability levels, which are diagnosed by the frequency of the acoustic signal from the piston ring as it moves along the sleeve windows in the following sequence: reliable level, partially reliable level, pre-emergency level (boundary friction mode with partial adhesion grasping of piston rings and crosspieces of the cylinder bushing), emergency level.

The authors developed an identification method and a method for diagnosing the technical condition of the piston rings of a low-speed diesel engine by the frequency of the acoustic signal when the rings move along the purging bushing windows, with a deterioration of the lubricant. The reliable level of the technical condition of the piston ring is maintained during self-regulation of the disjoining pressure in a thin film, which varies exponentially according to its thickness and excludes contact between conjugated surfaces at a value of more than 140 nm; On the basis of these data, a diagnostic model of the technical state of piston rings is constructed for the realization of quasi-crystalline properties of lubricants.

. A scheme for controlling the lubrication of cylinders is presented, taking into account the data on the technical condition of the piston rings

during the passage of the purging windows of the cylinder sleeves, which prevents their breakage.

Keywords: diesel, piston ring, diagnostics, lubrication, thin films, anisotropic properties.

Постановка проблеми.

Організація експлуатації сучасних суднових малообертових двигунів (МОД) вимагає вдосконалення управління процесами змащення циліндропоршневої групи (ЦПГ) і захисту від аварійних ситуацій [1-3]. Поломка кілець двигунів форсованого ряду, є найбільш частою причиною їх функціональної відмови, однак, причини цього явища до теперішнього часу недостатньо вивчені [1,4].

Новим напрямком підвищення надійності і економічної ефективності суднових двигунів внутрішнього згоряння транспортних суден є створення і організація експлуатації систем змащування, побудованих на використанні рідкокристалічного стану мастильних матеріалів в тонких плівках. В роботі [5] теоретично обґрунтована і експериментально підтверджена перспективність цього напрямку досліджень. Однак використання цього явища для підвищення надійності двигунів і попередження аварійних ситуацій від поломки поршневих кілець, раніше не досліджувався через відсутність даних про анізотропні властивості тонких плівок мастила, що виникають при погіршенні умов змазування.

Літературний аналіз [3-6] показав, що на сучасних судах проводиться моніторинг стану і виконання функцій окремими відповідальними деталями ЦПГ. Спеціальний швидкодіючий датчик, встановлений вище продувних вікон на циліндричній втулці двигуна, вимірює частоту і амплітуду акустичних коливань, що виникають при проходженні кільця повз датчика по суцільній поверхні втулки і гідродинамічних умови змащення. За цими даними встановлюється працездатний стан сполучення «кільце-втулка».

Однак, при малих швидкостях руху поршня, в момент проходження продувних вікон втулок, умови змащення погіршуються через продувку і режим змащення вже не є гідродинамічним. Товщина плівки зменшується, в тонкому змащувальному шарі виникають анізотропні властивості, що змінюють природу взаємодії пари «кільце-

втулка» завдяки дії расклинюючого тиску, який перешкоджає виникненню адгезійного контакту.

Вперше експериментальні дані властивостей цих плівок отримані в роботах авторів [7-10]. Встановлення залежності розклинюючого тиску в плівках циліндрового масла від їх товщини на металевих поверхнях, які використовуються в дизелебудуванні, дозволило розробити метод і спосіб ідентифікації працездатного стану поршневого кільця при малих швидкостях [7,11]. Це дало можливість коригувати змащенням иліндрів за даними ідентифікації, з метою підвищення надійності вузла ЦПГ і попередження аварійної ситуації. Такі завдання раніше не досліджувалися і ставляться вперше, тому робота є актуальною.

Мета статті - розробка схеми керування змащенням циліндрів МОД з урахуванням ідентифікації технічного стану поршневих кілець при їх русі вздовж продувних вікон втулки циліндра.

Викладка основного матеріалу.

У роботах [6-9] вперше експериментально встановлено, що розклинюючий тиск в плівках циліндрового масла на сталевих і чавунних поверхнях відповідають області P (h)> 0, тобто в тонкому шарі мастила з анізотропними властивостями виникає сила, спрямована в протилежний бік тиску кільця на втулку.

На рис.1 приведена, отримана авторами, залежність розклинюючого тиску від товщини масляної плівки на поверхні чавунного поршневого кільця [10].

У цих роботах встановлено:

- зміна расклинивающего тиску P (h) циліндрового масла на сталях і чавунах носять експонентний характер;
- максимальний розклинюючий тиск, що виникає в тонкій плівці циліндрового мастила для чавунного кільця дорівнює Пs = 140 кПа;
- мінімальна товщина плівок, при якій розклинюючий тиск досягає максимуму для всіх досліджених матеріалів лежить в інтервалі 140 ÷ 160 нм

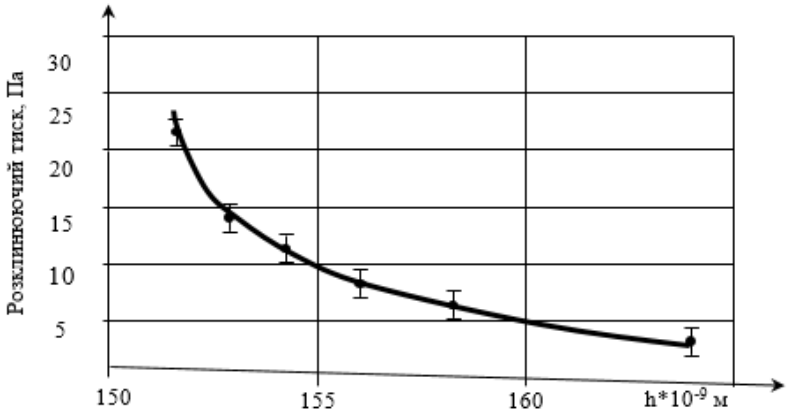


Рис. 1. Зміна расклинивающего тиску в тонкій плівці мастила ENERGOL ClO 50M на чавуном поршневому кільці в залежності від товщини плівки.

- працездатний стан поршневого кільця зберігається в процесі саморегулювання расклинивающего тиску в тонкій плівці, що змінюється по експоненціальному закону в залежності від її товщини і виключає контакт між сполученими поверхнями при її значенні понад 140 нм.

Ідентифікації сигналу від вібраційного датчика, встановленого на циліндричної втулці при проходженні кільцем продувних вікон циліндра МОД, при малих швидкостях руху поршня, досліджена в роботі [11]. Розроблено метод ідентифікації і спосіб діагностики технічного стану поршневих кілець малооборотних дизеля по частоті акустичного сигналу під час руху кілець уздовж продувних вікон втулки.

Вперше встановлено, що:

- надійний рівень технічного стану поршневого кільця зберігається в процесі саморегулювання расклинивающего тиску в тонкій плівці, що змінюється по експоненціальному закону в залежності від її товщини і виключає контакт між сполученими поверхнями при її значенні понад 140 нм;

- частково надійний рівень технічного стану поршневого кільця характеризується процесом саморегулювання расклинивающего тиску, при наявності в сполученні ділянок, на яких мастило відсутнє, в результаті чого поверхні зближуються на величину менше 140 нм;

- передаварійному рівень технічного стану поршневого кільця відповідає режиму змащення, при якому збільшується площа сполучення, на якій відсутнє мастило, що викликає режим граничного тертя з частковим адгезійним схоплюванням поршневих кілець і перемичок втулки циліндра, зближенню поверхонь на величину менше 140нм і подальшого збільшення частоти акустичного сигналу ;

- аварійний рівень технічного стану поршневого кільця відбувається при відсутності змащення на великій площі сполучення, зближенню поверхонь до h = 0 нм, при якому реалізується режим сухого тертя, що приводить до поломки поршневих кілець;

Граничний і попереджувальний рівні визначалися на підставі експериментальних випробувань на моделях тертя регулюванням мастильного матеріалу [12]. Схема установки для віброакустичного діагностики технічного стану поршневого кільця шляхом вимірювання частоти акустичних коливань безпосередньо на судні, наведена в роботі [11].

збільшення подачі масла, або зниження навантаження.

Частота понад 500 Гц відповідає граничному рівню. При цьому відбувається необоротна деструкція поршневого кільця. Виробляється сигнал на аварійну зупинку двигуна.

На підставі цих даних побудована діагностична модель технічного стану поршневих кілець при реалізації квазікристалічних властивостей мастильних матеріалів представлена на рис. 2 [10].

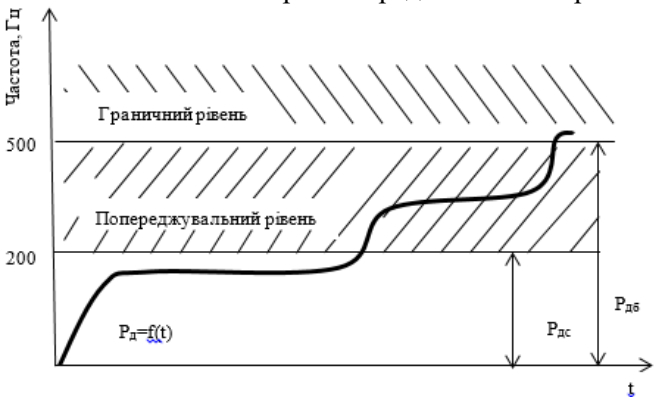


Рис. 2. Діагностична модель технічного стану поршневих кілець МОД.

Таким чином, система забезпечує моніторинг технічного стану поршневіх кілець в моменти проходження продувних вікон при погіршенні умов змазування.

Отримані нами експериментальні результати моніторингу взаємодії сполучених поверхонь ЦПГ при малих швидкостях руху дозволили вирішити завдання управлінням процесом змащення циліндрів схема якого, з урахуванням даних про технічний стан поршневих кілець при проходженні продувних вікон втулок циліндрів, представлена на рис.3.

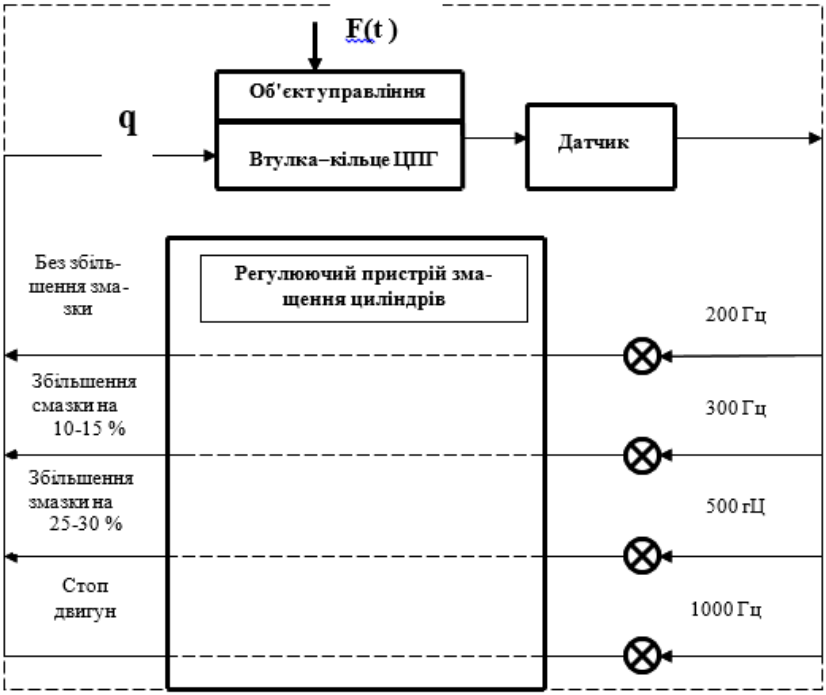


Рис.3. Схема управління мастилом циліндрів МОД з урахуванням діагностики технічного стану поршневих кілець при їх русі вздовж продувних вікон втулки циліндра.

Висновки

У роботі представлено нове вирішення проблеми підвищення надійності суднового дизеля шляхом попередження поломки поршневих кілець за рахунок регулювання змащенням циліндрів в залежності від даних діагностики їх технічного стану при проходженні продувних вікон.

Науковий результат роботи полягає в тому, що технічний стан поршневих кілець ідентифікується методом ранжирування за рівнями надійності, які діагностуються по частоті акустичного сигналу від поршневого кільця при його русі вздовж вікон втулки, в такій послідовності:

• надійний рівень (справний технічний стан кілець) - інтервал акустичних частот 2 ÷ 200 Гц;

• частково надійний рівень (відсутність плівки на окремих перемичках вікон втулок) - інтервал акустичних частот 200 ÷ 300Гц;

• передаварійний рівень (режим граничного тертя з частковим адгезійним схоплюванням поршневих кілець і перемичок втулки циліндра) - інтервал акустичних частот 300 ÷ 500Гц;

• аварійний рівень (стан сухого тертя поршневих кілець, що приводить до їх поломки) -акустична частота більш 500Гц.

Наведені результати мають істотну практичну значимість, так як дозволяють підвищити працездатність поршневих кілець циліндропоршневої групи суднового дизеля і, отже, підвищити надійність двигуна.

Отримані результати можуть бути використані при розробці схеми управління мастилом циліндрів інших модифікацій двигунів, з урахуванням даних про технічний стан поршневих кілець, використані в таких галузях науки і техніки, як теплові двигуни, технології суднобудування і судноремонту та ін.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Возницький І.В. Практичні рекомендації по мастилі суднових дизелів. -Санкт-Петербург, 2005. -135с.

2. Сторожев В.П. Причини і закономірності поступових відмов основних триботехнічних об'єктів енергетичної системи судна і підвищення їх ресурсу. - Одеса, 2001. - 341 с.

3. Hellingman, G.J. and Barrow, S .: "Shipboard investigations with Selected Fuels of Tomorrow", CIMAC 1981, Helsinki

4. Neate R.J. and Barrow S .: "SIPWA-A Shipowner's Point of View", New Sulzer Diesel Ltd, December 1990.

5. Ханмамедов С.А.Совершенствованіе функціональних властивостей систем змащування суднових енергетичних установок. Дисс. докт. техн. наук, - Миколаїв; 1990 -с.672.

6. Новиков А.С. Контроль і діагностика технічного стану газотурбінних двигунів. / А.С. Новиков, А.Г. Пайкин, М.М. Сиротін -М .: Наука, 2007. - 469с.

7. Ханмамедов С.А. Удосконалення методів ідентифікації технічного стану поршневих кілець суднових МОД. / С.А. Ханмамедов, Д. І. Слободянюк // Суднові енергетичні установки: зб. науч. тр. - 2011. - № 27. - Одеса: ОНМА. - С. 112-122.

8. Слободянюк Д. І., Ханмамедов С. А. Експериментальні ізотерми расклинивающего тиску в плівках циліндрового масла і їх застосування для підвищення надійності суднового дизеля. / Д. І. Слободянюк, С. А. Ханмамедов / // Науково-виробничий журнал Проблеми техніки №2.2011.-С. 136-148.

9. Ханмамедов С.А. Ізотерми расклинивающего тиску в структурованої плівці циліндрового масла суднового дизеля. / С.А. Ханмамедов, Д.І. Слободянюк, А.А. Горюк, К.С. Шакун /. // Науково-виробничий журнал Проблеми техніки -№1.-Одеса: 2011. -С: 90-102

10. Slobodianiuk D.I. Experimental study of the disjoining pressure in the cylinder oil films on marine diesel engine piston rings. / Slobodianiuk D.I., Slobodianiuk I.M., Kolegaev M.A. // Journal of Polish CIMAC, Gdansk. 2013. Vol.8, No.1. St. 81-89.

11. Слободянюк Д. І. Удосконалення методики ідентифікації стану поршневих кілець МОД на основі експериментального дослідження частоти акустичного сигналу / Д. І. Слободянюк // Проблеми техніки. - 2012. - № 3. - С. 68-75.

12. Слободянюк Д. І. Діагностична модель працездатності поршневого кільця суднового двигуна при реалізації анізотропних властивостей змащувальних матеріалів / Д. І. Слободянюк // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. / ОНМА. - Одеса, 2013. - № 31. - С. 67-75.

УДК 621.248

Солодовніков В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

ВИКОРИСТАННЯ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ ОБРОБКИ В МОДУЛЬНИХ СХЕМАХ ПОБУДОВИ СУДНОВИХ СИСТЕМ ПАЛИВОПІДГОТОВКИ

The processes of ultrasonic treatment and hydrodynamic activation of the fuel are considered. The task of the study was to develop a version of the modular configuration of the fuel system of a ship diesel engine, taking into account the possibility of using ultrasonic fuel processing, as well as studying the effect of ultrasonic fuel processing on sulfur corrosion of parts of a cylinder-piston group of a diesel engine.

The studies were carried out in the fuel system of the ship's medium-speed diesel engine S6A2 by Mitsubishi, arranged in a modular fashion. The first module (purification system) provides the required structural composition of the fuel and is used both in combination with other modules of system preparation and for autonomous operation. The second module (preparation system) provides final preparation of the fuel before it is directly fed into the cylinder of a diesel engine. The third module (supply system) provides fuel to the cylinder of a diesel engine.

As a result of the research, it was proposed to repackage the fuel preparation modules. In this case, the option of using ultrasonic fuel processing with the possible rejection of the fuel separation process, which not only relates to one of the most energy-intensive, but also reduces the calorific value of the fuel (due to the loss of combustible components), is considered. A modular scheme was proposed in which there is no fuel separation unit in the cleaning system, and the preparation system is additionally equipped with ultrasonic processing and hydrodynamic activation units. It is shown that additional ultrasonic treatment of fuel primarily improves the dispersed qualities of the fuel, and the cavitation phenomenon accompanying this process leads to additional activation of its hydrocarbon components, cleavage of C–S bonds and provides the process of fuel desulfurization.

The effect of ultrasonic fuel processing on the sulfur corrosion of the cylinder-piston group of the ship's diesel engine S6A2 by Mitsubishi is analyzed. In this case, the linear wear of the cylinder bushing and the mass

wear of the upper piston ring were determined. As a result of research, it has been established that additional cavitation treatment of fuel contributes to a reduction of sulfuric acid wear by 3.2...4.7 times of piston rings and cylinder liners of a diesel engine. In this case, the largest decrease in this parameter is observed for piston rings, which is especially important given the importance of this unit in ensuring both the quality of the processes of compression, combustion and expansion, and the reliability of the piston-cylinder sleeve interface.

Ключевые слова: судовой дизель, система подготовки топлива, ультразвуковая обработка топлива, десульфуризация топлива, сернистый износ цилиндропоршневой группы

Ключові слова: судновий дизель, система підготовки палива, ультразвукова обробка палива, десульфуризація палива, сірчистий знос циліндропоршневої групи

Keywords: marine diesel, fuel preparation system, ultrasonic fuel treatment, fuel desulphurization, sulfur-wear of cylinder-piston group

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робота суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) забезпечується різними системами, самої енергоозброєною, розгалуженої та насиченої з яких є паливна система. В даний час існує тенденція виготовлення суднових систем у вигляді модулів, при цьому кожен модуль цієї системи відрізняється за своїм цільовим призначенням, за способом перетворення енергії, за складом і виконує строго певні функції. Для забезпечення якісної паливопідготовки і подальшого ефективного використання палива, новоспоруджувані судна комплектуються спеціальними системами підготовки і подачі палива, а паливні системи дизелів діючих суден переобладнуються з урахуванням можливості застосування середньо- і високов'язкого палива.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розвиток сучасної технічної науки сприяє появі різних механізмів і установок, функціонування яких в складі паливних систем забезпечує поліпшення експлуатаційних характеристик палива. Одночасно при цьому удосконалюються способи підготовки суднових палив, до яких насамперед належать використання гомогенізації [1], застосування водо-паливних емульсій [2], використання присадок до палива [3]. При цьому слід зазначити, що дані способи підготовки палива в даний час

застосовується в основному з метою забезпечення екологічних параметрів роботи дизеля [4].

Постановка завдання. Таким чином, незважаючи на велику кількість досліджень, виконаних як окремими вченими, так і науковими організаціями, переважна більшість з них стосується оптимізації стандартних способів паливопідготовки. З огляду на викладене, завдання дослідження полягало в розробці варіанту перекомплектації модульної схеми паливної системи суднового дизеля з урахуванням можливості використання ультразвукової обробки палива, а також вивчення впливу ультразвукової обробки палива на сірчисту корозію деталей циліндропоршневої групи дизеля.

Виклад основного матеріалу дослідження. Проведені дослідження виконувалися в паливній системі суднового середньообертового дизеля (СОД) S6A2 фірми «Mitsubishi», що скомпонована за модульним принципом (рис. 1, а).

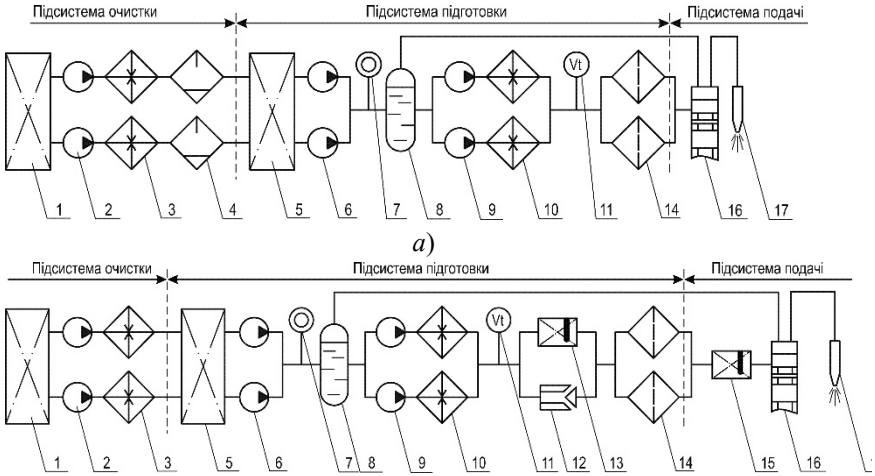


Рис. 1. Модульна схема побудови паливної системи суднового дизеля:
а) стандартна; б) при використанні ультразвукової обробки і гідродинамічної активації палива:
1 – відстійно-витратні цистерни; 2 – насоси, що перекачують паливо;
3 – підігрівачі палива 1-го ступеня; 4 – сепаратори палива; 5 – витратна цистерна; 6 – насоси, що підкачують паливо; 7 – витратомір; 8 – деаератор;

9 – циркуляційні насоси; 10 – підігрівачі палива 2-го ступеня; 11 – датчик в'язкості; 12 – гідродинамічний активатор палива; 13 – ультразвукова установка 1-го ступеня; 14 – автоматичний фільтр; 15 – ультразвукова установка 2-го ступеня; 16 – ПНВТ; 17 – форсунка

Перший модуль (система очищення) забезпечує необхідний структурний склад палива і використовується як в комплексі з іншими модулями підготовки системи, так і для автономного режиму роботи. В останньому випадку відбувається «внутрішня» циркуляція палива, в результаті якої досягається необхідна якість його очищення. Даний модуль підготовки палива є самим енергоємним, оскільки включає до свого складу такі елементи, як відстійно-витратні-видаткові цистерни, насоси, що перекачують паливо, паливні підігрівачі і паливні сепаратори [5].

Другий модуль (система підготовки) забезпечує остаточну підготовку палива перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля. Основними складовими даного модуля є насоси, що підкачують паливо і циркуляційні насоси, підігрівачі палива 2-го ступеня, фільтраційні установки, автоматичні пристрої, що забезпечують контроль суцільності потоку і регулювання в'язкості палива. В даний модуль також входить бустерна установка, за допомогою якої підтримується необхідний тиск в системі, а також деаератор, який очищає паливо від повітряних і газових домішок. Паливо в цей модуль надходить в попередньо підігрітому стані, що знижує витрати енергії на його підготовку.

Третій модуль (система подачі) уявляє собою паливну систему високого тиску і забезпечує подачу палива в циліндр дизеля. Енергія в даному модулі виробляється самим дизелем і передається до палива через кінематичну схему колінчастий вал – розподільний вал – штовхач паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Енергоємність даного процесу відноситься до механічних втрат дизеля і може досягати 5...7% його потужності. В кінцевому рахунку, в даному модулі завдяки хімічної реакції окислення палива киснем повітря потенційна енергія палива перетворюється в теплову енергію газів і, в наслідок, в корисну роботу поршня дизеля.

В результаті проведених в досліджень пропонується перекомплектації модулів підготовки палива. При цьому основний акцент спря-

мовується на використання ультразвукової обробки палива з можливою відмовою від процесу сепарації палива, який не тільки відноситься до одного з найбільш енергоємних, а й знижує теплотворну здатність палива (за рахунок відведення в шлам горючих складових палива). Змінена система паливопідготовки показана на рис. 1, *б*, при цьому в даній схемі відсутній вузол сепарації палива в системі очищення, а система підготовки додатково укомплектована блоками ультразвукової підготовки 1-го та 2-го ступеню. Крім того, блок ультразвукової підготовки 1-го ступеню передбачає як безпосередньо використання процесу ультразвукової кавітації, що здійснюється за допомогою генератора 13, так і гідродинамічну активацію, яку виконують в активаторі 12.

Подібні питання розглядалися, вивчалися і виконувалися для двигунів відносно невисокою потужності, що використовуються в автомобільному і залізничному транспорті, а також для палив з масовим вмістом сірки до 1 %. Аналогічні дослідження для суднової енергетики, яка характеризується високою агрегатної потужністю, широким спектром використовуються палив і автономністю роботи суднової енергетичної установки практично відсутні. Крім того, при визначенні актуальності подібних розробок для систем паливопідготовки ДВЗ морських суден необхідно враховувати рівень ризиків можливих відмов і складність виконання технологічних робіт у разі порушення працездатного стану вузла або елемента двигуна. Якщо доставка запасних частин і їх заміна при аварії стаціонарних двигунів може бути виконана протягом декількох годин, то для двигунів, що використовуються на морських суднах, подібні заходи з урахуванням дальності і автономності плавання судна можуть досягати декількох десятків днів. Статистика позаштатних ситуацій, пов’язаних з аваріями паливних систем і їх елементів, має в своєму розпорядженні дані про використання морських буксирів для транспортування аварійного судна в найближчий порт. Таким чином, впровадження позитивного досвіду експлуатації систем додаткової ультразвукової обробки палива може сприяти не тільки підвищенню економічності роботи суднових дизелів, а й надійності роботи всього суднового пропульсивного комплексу.

Додаткова ультразвукова обробка палива, перш за все, сприяє поліпшенню дисперсних якостей палива, а явище кавітації, що супроводжує цей процес, призводить до додаткової активації його вуглеводневих складових і розщепленню C-C і C-S зв'язків.

На практиці класифікують три діапазону ультразвукового поля: високі частоти (2...10 МГц); середні частоти (300...100 кГц) і традиційний низькочастотний діапазон (<300 кГц). Високочастотні діапазони викликають кавітацію, нагрівання, створюють турбулентність, стискають-розряджають рідину, руйнують молекули, змінюють структуру рідини. Високочастотна ультразвукова обробка палива застосовується для обробки великих обсягів палива, вміст сірчистих домішок в яких перевищує 4%. Її використання характерно для початкової переробки нафтопродуктів. Низькочастотний діапазон також викликає кавітацію в рідини, створює напруження розтягу, при цьому ставиться до слабко енергетичного впливу, що викликає в основному зміну властивостей структурної рідини. Саме цей діапазон ультразвукових хвиль найбільш повно підходить для обробки палива в суднових умовах.

Як зазначалося раніше, дослідження впливу ультразвукової кавітаційної обробки палива на сірчистий знос циліндропоршневої групи (ЦПГ) суднового СОД виконувалося для дизеля S6A2 фірми «Mitsubishi» з наступними характеристиками: діаметр циліндра – 0,15 м; хід поршня – 0,19 м; номінальна потужність – 360 кВт; частота обертання колінчастого вала 1000 об/хв.

Названі дизелі в кількості трьох штук входили до складу суднової допоміжної енергетичної установки. Дизелі мали кожен свою автономну систему подачі палива, що давало можливість проводити дослідження для окремого дизеля з паливом, які пройшли різні етапи підготовки. Паливна система одного з двигунів не підлягала перекомплектації і експлуатувалася в «штатному» стані, при цьому даний дизель приймався за «контрольний». Паливо до двох інших дизелів подавалося після додаткової кавітаційної обробки, для чого паливна система цих дизелів була доукомплектована модулем ультразвукової кавітаційної обробки (див. позиції 12, 13, 15 на рис. 1, *а*).

Ультразвукова установка 13, 15 експлуатувалася в режимі I=0,4 А с застосуванням магнітострикційного випромінювача в діапазоні

20...30 кГц. Дані величини були визначені як оптимальні при попередніх лабораторних дослідженнях і забезпечували максимальну десульфуризацію палива. У паливній цистерні, в якій відбувалася ультразвукова обробка палива, додатково встановлювався лопатковий змішувач, що забезпечувало однорідність палива в повному обсязі. Під час проведення експерименту дизелі експлуатувалися на паливі HFO380 [6].

Визначення зносу циліндрових втулок вироблялося в районі верхнього поршневого кільця, як місця, яке найбільш піддається сірчистому зносу і сірчистої корозії, а також ще в двох довільних перетинах по довжині втулки. Для підвищення точності і достовірності вимірювань, визначення зносу циліндрових втулок виконувалось методом штучних баз і методом обміру індикатором (з точністю 0,01 мм). Відхилення у визначенні зносу даними методами не перевищувало 7 %, що підтверджувало правильність вимірювань.

Визначення зносу поршневих кілець виконувався за допомогою зважування на електронних вагах моделі PS3500/C/1, що мають такі основні характеристики: найменша границя зважування – 0,5 г; найбільша границя зважування – 3500 г; дискретність – 0,01 г.

Вплив кавітаційної обробки палива на сірчисту корозію ЦПГ може бути проаналізовано на прикладі визначення зносу циліндрової втулки і верхнього поршневого кільця суднового СОД S6A2 фірми «Mitsubishi». Результати вимірювання лінійного зносу циліндрових втулок I_h і масового зносу поршневих кілець I_m наведені в табл. 1 і на рис. 2 і 3. При цьому в табл. 1 і на рис. 2 і 3 під умовами експлуатації 1, 2, 3 розуміється: 1 – паливо без додаткової обробки (при експлуатації системи паливопідготовки дизеля в «штатному» режимі); 2 – паливо, що пройшло додаткову кавітаційну обробку (при додатковому використанні в системі паливопідготовки тільки ультразвукового кавітатора); 3 – паливо, що пройшло додаткову кавітаційну обробку (при використанні ультразвукового кавітатора і додаткової подачі повітря в зону кавітації).

Табл. 1. Результати досліджень по визначенню зносу деталей суднового СОД S6A2 при різних умовах експлуатації

	Умови експлуатації	Час експлуатації, години				
		180	390	590	810	1030
Знос циліндрової втулки, I_h, мкм	1	32	39	41	50	57
	2	18	22	26	27	28
	3	10	13	14	18	19
Знос верхнього поршневого кільця, I_m, г	1	0,95	1,43	1,58	1,73	1,86
	2	0,63	0,72	0,81	0,87	0,96
	3	0,41	0,44	0,48	0,50	0,53

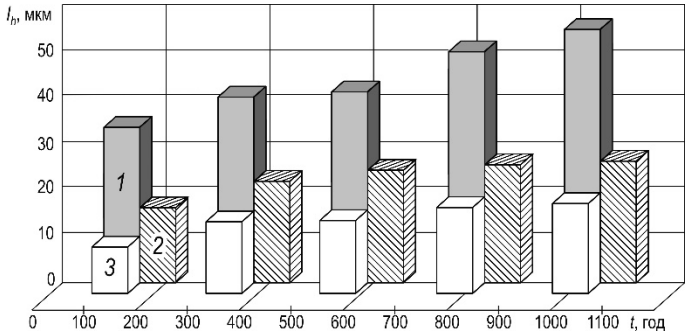


Рис. 2. Корозійний знос циліндрових втулок суднового СОД S6A2 фірми «Mitsubishi» при різних умовах експлуатації

За отриманими даними побудовані номограми (рис. 4 і 5), що характеризують зниження зносу розглянутих деталей при використанні додаткової ультразвукової кавітаційної обробки палива.

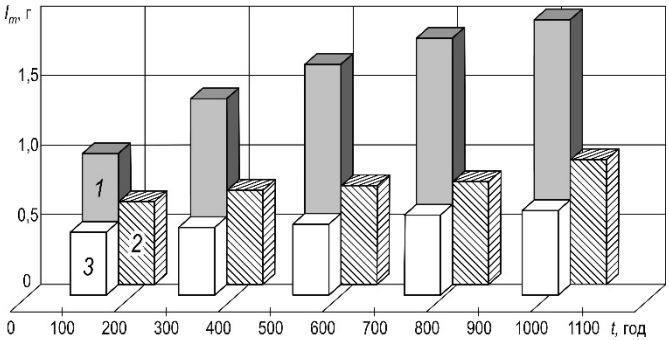


Рис. 3. Корозійний знос поршневих кілець суднового СОД S6A2 фірми «Mitsubishi» при різних умовах експлуатації

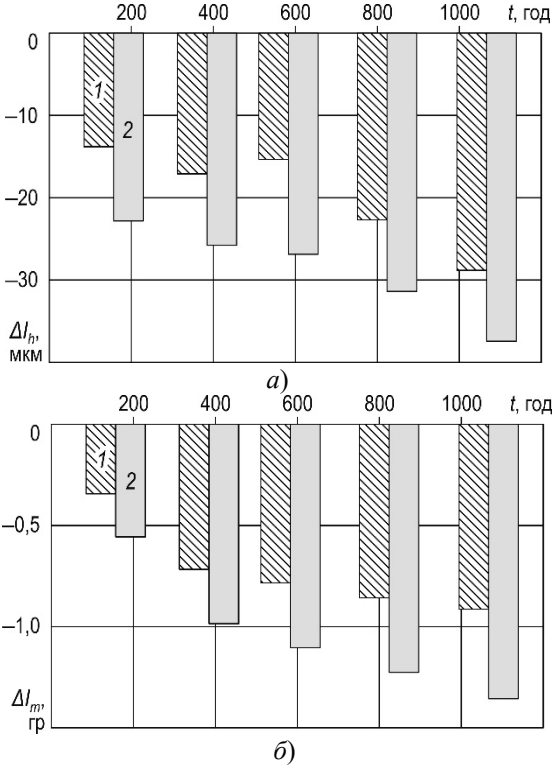


Рис. 4. Зниження корозійного зносу циліндрових втулок (а) і поршневих кілець (б) суднового дизеля S6A2 фірми «Mitsubishi» при різних умовах експлуатації

Висновки і перспективи подальших досліджень. Сучасні схеми побудови паливних систем суднових дизелів в модульному варіанті дозволяють проводити модернізацію і перекомплектацію окремих модулів. При цьому найбільшу ефективність приносить перекомплектація модуля (системи) підготовки. Додаткове включення в цей модуль вузлів ультразвукової обробки і гідродинамічної активації палива забезпечує десульфуризацію палива, що призводить до зниження сірчистого зносу циліндропоршневої групи дизеля.

Проведені експериментальні дослідження свідчить про те, що додаткова ультразвукова обробка і гідродинамічна активація високов'язкого палива (які можливо проводити як в паралельному, так і в

послідовному варіанті) сприяють зниженню в 3,2...4,7 рази сірчистого зносу поршневих кілець і циліндрових втулок дизеля. При цьому найбільше зниження цього параметра спостерігається для поршневих кілець, що особливо актуально, враховуючи важливість даного вузла в забезпеченні не лише якісного протікання процесів стиснення, згоряння і розширення, але і також надійності роботи трибо-сполучення поршень-втулка циліндра.

Використання ультразвукової обробки як альтернативного способу підготовки палива відповідає сучасній теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту [7].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.

2. Солодовников В. Г. Обеспечение требований энергетической эффективности при подготовке тяжелых топлив для судовых двигателей внутреннего сгорания / В. Г. Солодовников // Austria-science. – 2017. – № 7.– С. 33-37 / publishing «Austria-science»© 2017.

3. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

4. 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. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

5. Солодовников В. Г. Применение двухступенчатой обработки топлива для улучшения рабочих параметров и эксплуатационных характеристик судового дизеля / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2014. – № 34. – Одесса: ОНМА. – С. 130-137.

6. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, Solodovnikov V. G. // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas. v9n5p269

7. Голіков В. А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології / В. А. Голіков, О. А. Онищенко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 13-27.

УДК 629.12 + 621.69

Тетенко В.Ю. Козьміних М.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

КОНСТРУКТИВНІ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ LNG ТАНКЕРІВ З ГАЗОПАЛИВНИМ ОБЛАДНАННЯМ

ANNOTATION

The scince article describes the innovative design and installation features of the fuel gas supply system for an LNG carrier, comprising multi-stage low temperature boil-off fuel gas compressor with driver and auxiliary systems, high-pressure piping system and safety features, controls and instrumentation. The article also extensively describes the operational control system required to provide full engine availability over the entire transport cycle.

The demand for larger and more energy efficient LNG carriers has resulted in rapidly increasing use of the diesel engine as the prime mover, replacing traditional steam turbine propulsion plants.

Two alternative propulsion solutions have established themselves to date on the market:

- low speed, heavy fuel oil burning diesel engine combined with a reliquefaction system for BOG recovery;
- medium speed, dual-fuel engines with electric propulsion.

A further low speed direct propulsion alternative, using a dual-fuel two-stroke engine, is now also available:

- high thermal efficiency, flexible fuel/gas ratio, low operational and installation costs are the major benefits of this alternative engine version;
- the engine utilises a high-pressure gas system to supply boil-off gas at pressures of 250-300 bar for injection into the cylinders.

Apart from the description of the fuel gas supply system, this paper also discusses related issues such as requirements for classification, hazardous identification procedures, main engine room safety, maintenance requirements and availability.

It will be demonstrated that the MEGI based solution has operational and economic benefits over other low speed based solutions, irrespective of vessel size, when the predicted criteria for relative energy prices prevail.

При транспортуванні зрідженого природного газу перевізник зтикається з численними технічними труднощами, зумовленими фізичними властивостями метану. Необхідність підтримувати низьку температуру вантажу(-163^{0}C) та забезпечувати можливість використання парів LNG в якості палива зумовлює встановлення на борту судна великої кількості додаткового обладнання. Стаття містить систематизований опис виробничого досвіду роботи газового обладнання різних типів LNG танкерів. Розглянуті експлуатаційні та конструктивні особливості суднових систем для обробки пари метану. Сформовані вимоги до комплекту енергетичного та допоміжного устаткування який забезпечать надійність та безпеку роботи газопаливного обладнання та СПЗГ(система повторного зрідження газу). Виконан опис оптимальних комплектів обладнання для менеджменту парів метану на борту LNG танкеру. Обозначені основні проблеми LNG флоту які доведеться вирішити у найближчому майбутньому.

Ключові слова: LNG танкер, пропульсивний комплекс, система реконденсації газу, газопаливне обладнання, ME-GI.

Функція рухливості СПГ танкерів тісно пов'язана з використанням BOG(Boil-Off Gas-самостійно утворені пари вантажу) та виробництвом електроенергії. У більшості варіантів побудови судна -силові установки можуть використовувати в якості палива як HFO(Heavy fuel oil- важкі мазути) так і BOG. Таке обладнання як багатоступінчасті низькотемпературні компресора та насоси високо тиску газопаливних систем(встановлюються на ME-GI та DFDE судах) чи СПЗГ (встановлюються на Q-Flex та Q-Max судах) споживає значну кількість енергії. Отже, доцільно вважати, що при аналізі пропульсивного комплексу LNG танкерів необхідно розглядати не лише головні рушійні двигуни але й устаткування для виробництва електроенергії та систему утилізації BOG. Таким чином, об'єктивне порівняння пропульсивних комплексів має враховувати усі три складові:

-головні двигуни;

-електричні генератори;

-система оброблення BOG.

У дослідженні "пропульсивний комплекс" означатиме систему, що включає усі ці три підсистеми.

Чинники, що впливають на вибір використовуємого обладнання

Один із способів класифікації пропульсивних комплексів LNG танкерів для подальшого виявлення недоліків та переваг полягає у тому, щоб диференціювати їх за методикою обробки BOG, як показано на малюнку 1. Скорочення на малюнку буде широко використовуватися в подальшому.

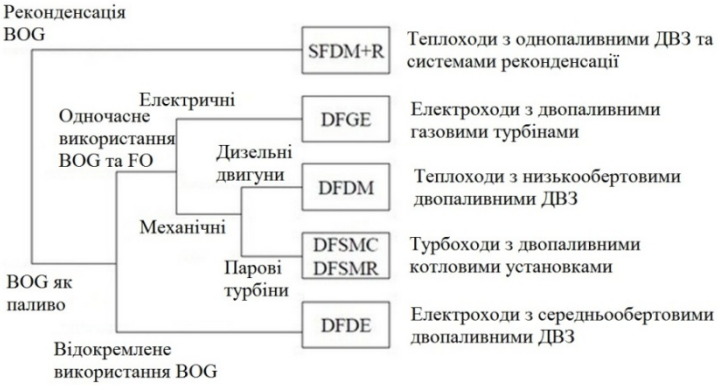


Рис. 1. Категоризація пропульсивних комплексів LNG танкерів за способом обробки BOG

Велика кількість варіантів побудови пропульсивного комплексу не гарантує прийняття швидкого та однозначно правильного рішення про те, яку концепцію слід використовувати на ЗПГ(зріджений природний газ) танкері . Є кілька чинників, що ускладнюють прийняття остаточного рішення:

- різна ефективність пропульсивних комплексів. На малюнку 2 графічно продемонстровані переваги використання ДВЗ у порівнянні з іншими типами енергетичних установок;

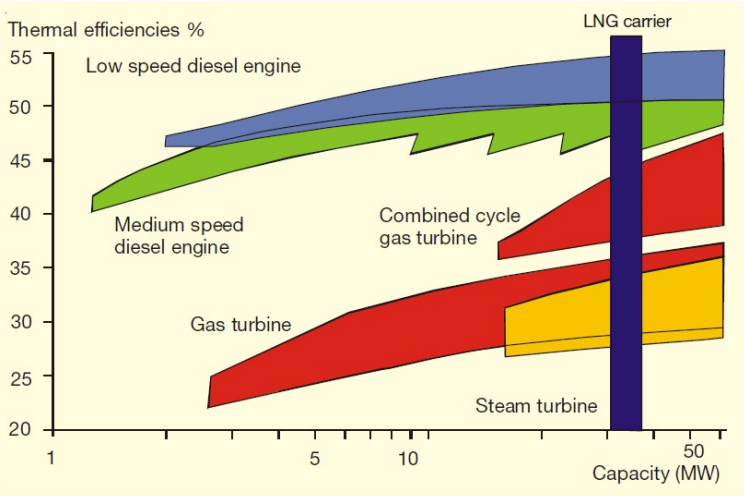


Рис. 2. Тепловий коефіцієнт корисної дії різних типів пропульсивних комплексів

- пропульсивний комплекс ЗПГ танкеру значною мірою інтегрований до інших загальносуднових та вантажних систем. Зокрема система руху судна тісно пов'язана з обробкою BOG та виробництвом електроенергії. Оптимально вибрана концепція має забезпечити ефективну роботу газового, пропульсивного та енергетичного обладнання;

- тривалість життєвого циклу та експлуатаційні витрати. Варіанти побудови судна за схемою DFSM вимагають високих капіталовкладень та низьких експлуатаційних витрат, тоді як інші варіанти вимагають більших експлуатаційних витрат але мають економічні переваги за рахунок використання додаткового обладнання для обробки вантажу (SFDM + R, DFDE, ME-GI) [9];

- різноманітні умови експлуатації. Як правило, кожен перевізник має свої особливі умови: вантажомісткість, тривалість плавання, час баластного ходу, температура морської води, температура атмосфери відрізняються від судна до судна;

- надійність системи. Гнучкість експлуатаційних режимів та надійність работи устаткування залежать від:

- конфігурації системи (особливо від наявність резервних систем);
- частоти відмов;
- часу необхідного для відновлення.

Таким чином зусилля щодо порівняння різних пропульсивних комплексів базуються на дослідженні:

-експлуатаційних показників устаткування;

-надійності та безпечності роботи обладнання ;

-капітальних та експлуатаційних витратах.

Це дослідження використовує порівняльну оцінку вартості життєвого циклу, просту, але ефективну версію повного аналізу вартості життєвого циклу. Метод виключає розрахунок вартості загальних частин, таких як загальносуднове обладнання, розрахунок витрат на людино-години та інші адміністративним тягарі. Замість цього, використаний метод зосереджується на розгляді витрат які пов'язані з різницею в конфігурації системи, надійністю, енергоефективністю та продуктивністю. Нижче запропонован метод вибору оптимального пропульсивного комплексу та розглянуте конкретне дослідження з урахуванням вимог окремо взятого перевізника.

Конструктивні особливості обладнання LNG танкерів з СПЗГ(SFDM + R)

При використанні механічної силової установки з низько оборотними ДВЗ що працює на HFO у комбінації з СПЗГ (SFDM + R Single-fuel diesel mechanical propulsion with reliquefaction (SFDM + R)), BOG зріджується в окремій системі, а не використовується як паливо. Низькообертовий дизельний двигун підключений безпосередньо до валу гвинта. Концептуально паливна система повністю відокремлена від системи обробки BOG. СПЗГ включає в себе декілька підсистем та криогенний теплообмінник. Слід зауважити, що суда з такою конструкцією повинні бути обладнані GCU(Gas Combustion Unit -установка зпалювання газу), що обробляє BOG у випадках, коли його кількість перевищує потужність СПЗГ[2].

Середня тривалість життєвого циклу торгових суден, особливо турбоходів, складає не більше 25 років. У подальшому, зазвичай, судна списуються по економічним причинам. ДВЗ можуть експлуату-

ватися десятиріччями довше ніж паротурбінні комплекси адже більшість їх елементів може бути замінена на нові впродовж строку експлуатації. Використання низькобортних двигунів на LNG танкерах може збільшити їх життєвий цикл до 40 років[1].

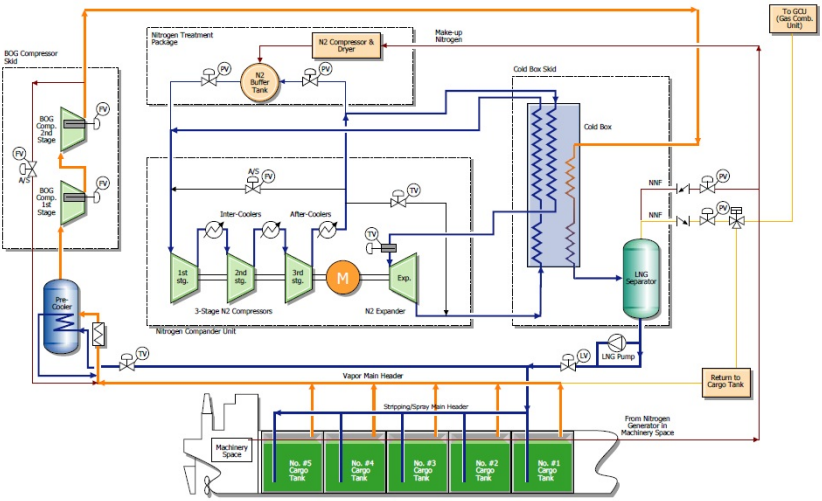


Рис. 3. СПЗГ LNG танкерів проектів Q-Flex та Q-Max

Ще однією перевагою є й те, що використовуючи СПЗГ ми можемо підвищити безпеку у машинному відділенні. Усе газове обладнання розташоване у окремому компресорному відділенні, у якості палива для енергетичної установки використовується лише HFO.

У разі виходу із строю одного із двигунів, система контролю забезпечить подальшу роботу судна з експлуатацією тільки одного двигуну без втрати маневровості та інших навігаційних властивостій а також буде гарантувати безпеку судна та обладнання.

Основним завданням системи повторного зрідження газу є підтримка тиску в вантажних танках на заданому рівні шляхом зрідження пари вантажу з метою захистити вантажні танки від надлишкового тиску. Тиск в танках повинен підтримуватися в межах від 1,03 до 1,12 бар.

Система повторного зрідження газу схематично зображена на малюнку 3 та складається з наступних компонентів: два BOG-компре-

сора, два N2 компандера, один прекулер, один пластинчастий вакуумний теплообмінник (частина колдбоксу), один LBOG сепаратор (частина колдбоксу), один LNG повертовий насос, один азотний ресивер, два N2 бустерні насоса, установка спалювання газу, допоміжні системи.

Враховуючи експлуатаційній досвід, можна зробити висновок що найбільш складним для регулювання та контролю елементом системи є сепаратор у якому відбувається відділення зрідженого метану від азоту та інших газів що не конденсуються(далі Vent Gas).

Обладнання LNG танкерів з ME-GI двигунами

Схема використання низькообертових двопаливних ДВЗ (DFDM Dual-fuel (low-speed) diesel mechanical propulsion) показана на малюнку 5. DFDM поєднує в собі переваги варіантів DFDE та SFDM + R. Для побудови цієї концепції можуть бути використані ME-GI двигуни. На відміну від DFDE, DFDM здатні одночасно використовувати як BOG, так і рідке паливо[5].

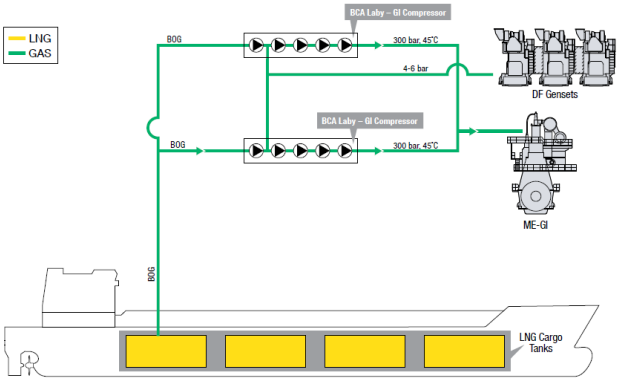


Рис. 4. Вимоги до газового палива середньо- та низькообертових двигунів

Однак ця система має свою проблему. Для використання у ME-GI паливний газ повинен бути стиснутий приблизно до 300 бар а його температура повинна складати 45^0C (Рис.4)[10].

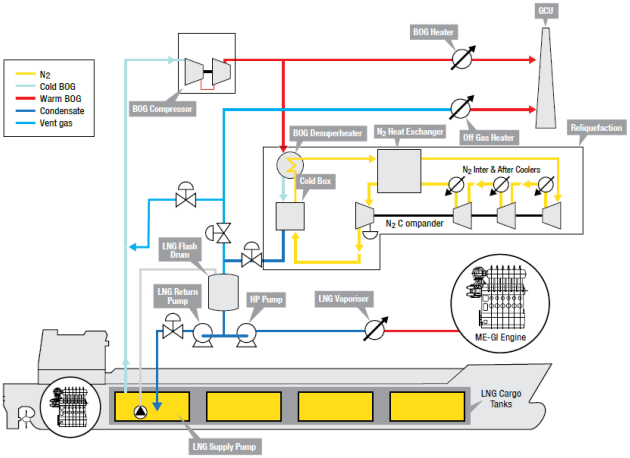


Рис. 5. Дизельний двопаливний механічний пропульсивний комплекс на базі низькообертних ДВЗ Dual-fuel (low-speed) diesel mechanical propulsion (DFDM)

Деякі джерела вважають що використання газу під таким високим тиском може спричинити серйозні труднощі в реальній експлуатації. Але ризик, пов'язаний з високим тиском газу, виявився незначним завдяки комплексу захисних систем, таких як двостінна система газопроводів, системи виявлення протічки газу .

Висновки

У LNG флоті, як і у інших галузях морського транспорту, спостерігається тенденція до зменшення використання парових турбін. Показники ефективності використання турбін не перевищують 30% у той час як ДВЗ мають КПД більше 50%. Цей фактор зумовив перехід морської індустрії до використання пропульсивних комплексів з ДВЗ.

Розробка та упровадження газопаливних систем є наступним етапом еволюцій LNG танкерів перехід до якого дасть позитивний економічний ефект. Але для реалізації концепції комплексу газопаливного обладнання з ME-GI двигунами треба вирішити проблеми нестабільності роботи двигуна на переходних режимах та забезпе-

чити надійну роботу запобіжних система що мають гарантувати безпечну роботу обладнання при критично великих значеннях тиску газу що на вході до паливної апаратури двигуна повинен складати 300 бар.

Говорячи про СПЗГ основними напрямками для подальшого дослідження доцільно розглядати технологічні процеси відокремлення азоту та неконденсуючихся газів у сепараторі та їх подальшу утилізацію у спеціальному обладнанні(GCU). Також, спираючись на систематизовані данні, можна стверджувати що великий вміст азоту у парах вантажу є причиною того , що СПЗГ працює на критичних режимах і споживає надмірну кількість електроенергії. Для зменшення енергозатрат доцільно разглянути можливість встановлення додаткового обладнання для відокремлення азоту від парів природного газу. У якості такого спеціального устаткування можна рекомендувати мембранні фільтри що будуть встановлюватися на BOG контурі перед колдбоксом.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Chang Kwang Pil, Marvin Rausand, Jorn Vatn. (2008). Reliability assessment of reliquefaction systems on LNG carriers// Science Direct, Reliability Engineering and System Safety. — P. 1345-1353.

2. Thomas N. Anderson, Mark E. Ehrhardt, Robert E. Foglesong et al. Andy Richardson Shipboard Reliquefaction for Large LNG Carriers// Elsevier. — 2009. — 8 p.

4. K.D. Gerdsmeyer, W.H. (2005). Isalski On-board reliquefaction for LNG ships// Gastech. — 14 p.

5. Barmin I.V., Kunis I.D. (2009). Liquefied natural gas 62 Технические газы, № 3, 2014 yesterday, today and tomorrow/ Ed. A.M. Arkharov. — Moscow: Publishing House of the MSTU. NE Bauman. — 256 c. (Rus.).

6. SIGGTO Guidance for the Prevention of Rollover in LNG Ships.— Edinburgh: Witherby Publishing Group, 2012. – 14 p.

7. Li Rong, Jin Wenbing, Zhang Juyong et al. Thermal Study on LNG Cargo Tank// International Journal of Automation and Control Engineering. — 2015. — Vol. 4. — No. 1. — P. 5–8.

8. World LNG Carrier Orderbook// LNG shipping news. — April 2016. — P. 10–11.

9. Juliussen L. R., Kryger M. J., Andreasen A. MAN B&W ME-GI engines. recent research and results// Proc. of International Symposium on Marine Engineering (ISME), October 17–21, 2011.

10. LABY®-GI compressors. Fully balanced reciprocating compressors with highest operational flexibility. [Электронный ресурс]: https://www.burckhardtcompres-sion. com/.

УДК 621.45.052

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

УТОЧНЕНИЙ МЕТОД РОЗРАХУНКУ ГАЗООБМІНУ В ЦИЛІНДРІ ДИЗЕЛЯ

ANNOTATION

The estimated formulas conclusion for time section definition of forestalling of issuing and free issuing in connection with experimentally proved values of polytropic exponent of gas expansion differing in Ampere-second A.S. Orliniy's technique is resulted in this article.

New formulas for definition of pressure in the cylinder during the moment of opening of the scavenging windows necessary time-section free issuing (from the opening of the inlet ports to the start of the purge).

The new approach to calculation of processes of a purge and unconstrained issue, consisting in that not a theoretical time-section is found, but a pressure differential in bodies of gas exchange, which is installed for a given available time-cross-section, is stated.

It is proved that the determination of the required pressure differential β by expiration function ψ has the property of exceptional stability possible relative deviation interval $\delta\beta$ 15-25 times less than the deviation interval $\delta\psi$.

For definition β the formula in the form of a third degree polynomial, obtained by approximation, gained by approximation of calculation results according to the known theoretical dependence for the expiration function ψ.

Keywords: ship engines, gas exchange, calculation.

Актуальність теми. Загальновизнаним методом розрахунку основних параметрів газообміну є метод А. С. Орліна. Протягом тривалого періода його практичного використання метод не удосконалювався і, більш того, поступово спотворювався. Зараз розрахунок газообміну по цьому методу зводиться до вибору перепадів тиску у впускних та випускних органах, за якими визначаються необхідні час-перерізи та порівнюються з відповідними наявними. Якщо ці

відношення розташовані у межах 1,0-1,7 [1] чи 1,1-1,4 [2], то результати розрахунку визнають задовільними. Але сам А. С. Орлін рекомендував відношення близькі до одиниці (1,0-1,05).

Ціллю роботи є знаходження перепадів тисків в органах газообміну при заданих наявних час-перерізах. У дійсності, в результаті розрахунку мають бути визначені $p_н$, p_r, тиск у момент відкриття впускних органів p_d, дійсний початок продувки за відомими наявними час-перерізами, чи за заданими $p_н$, p_r мають бути визначені необхідні час-перерізи та дорівняні до наявних. У противному разі розрахунок втрачає смисл. Тільки у випадку грубої помилки у призначенні $p_н$ та p_r результат розрахунку не потрапить у діапазон, рекомендований в [1,2].

Виклад основного матеріалу. При розв'язуванні рівнянь витікання у період випередження випуску А. С. Орлін з метою упрощення кінцевих розрахункових формул приймає показник політропи т розширення газу у цей період однаковим з показником адіабати k, тобто т = k = 1,3. Але ще в [3] з експериментальних даних показник т був одержан у межах 1,36-1,65. У пізніших роботах величина т уточнювалася та за даними А. С. Орліна [4] складала m = 1,5, в двигуні 74VTBF160 [5] m = 1,36, а за балансовим аналізом газообміну, виконаному в [6] на підставі експериментів на інших малообертових двигунах т = 1,45-1,5.

У зв'язку з цим доцільно у розрахункові формули час-перерізу випередження випуску внести уточнення, прийнявши т = 1,5.

Час-переріз випередження випуску складається з трьох складових

- час-переріз надкритичної фази витікання

$$A_1' = -\frac{1}{m \cdot \mu_{в1} \cdot \psi_{\max} \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \int_1^{p_{кр}/p_b} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2\cdot m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_b}\right) =$$

$$= \frac{2}{\psi_{\max} \cdot \mu_{в1} \cdot (m-1) \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \left[\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}\cdot\frac{1-m}{2\cdot m}} \cdot \left(\frac{p_b}{p_r}\right)^{\frac{m-1}{2\cdot m}} - 1\right], \quad (1)$$

- час-переріз подкритичної фази виткання

$$A_1'' = -\frac{1}{m \cdot \mu_{в1} \cdot \sqrt{R \cdot T_{кр}}} \int_1^{p_d/p_{кр}} \frac{1}{\psi} \cdot \left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2\cdot m}-\frac{3}{2}} \cdot d\left(\frac{p}{p_{кр}}\right) = \quad (2)$$

$$= \frac{1}{m \cdot \mu_{в1} \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \left(\frac{p_b}{p_r}\right)^{\frac{m-1}{2\cdot m}} \cdot Z,$$

$$Z = \int_{p_r/p_{кр}}^{p_r/p_d} \frac{d\left(\frac{p_r}{p}\right)}{\psi \cdot \left(\frac{p_r}{p}\right)^{\frac{1}{2\cdot m}+\frac{1}{2}}}$$

де - поправка час-перерізу на зміну об’єму циліндра під час витікання газу

$$A_2 = -\frac{1}{\mu_{в1} \cdot \psi_{\max} \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \int_{V_b}^{V_d} \frac{1}{\left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{2\cdot m}}} \frac{dV}{V} = -\frac{1{,}04}{\mu_{в1} \cdot \psi_{\max} \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \ln \frac{V_d}{V_b} \quad (3)$$

У цих формулах функція витікання

$$\psi = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

має максимальне значення

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1}}$$

при критичному відношенні тисків

$$\beta_{кр} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

При показникові адіабати *k* = 1,37 (втікання повітря у циліндр в період продувки)

$$\beta_{кр} = 0,5336\,,\ \psi_{\max} = 0,6799$$

а при k = 1,3 (витікання газу з циліндру)

$$\beta_{кр} = 0,54576\,,\ \psi_{\max} = 0,6673$$

У ці формули входять:

p_b, T_b - тиск та температура газу у момент відкриття випускних органів;

pкр - критичний тиск газу;

pr - тиск газу за випускним клапаном;

pd - тиск газу у циліндрі в момент відкриття впускних органів;

V_d, V_b - об'єми циліндра у момент відкриття відповідно впускних та випускних органів;

$\mu_{в1}$ - коефіцієнт витрати випускних органів у період випередження випуску.

У результаті чисельного інтегрування та подальшого лінійного апроксимування отримуєм

$$Z = \int_{p_r/p_{кр}}^{p_r/p_d} \frac{d\left(\frac{p_r}{p}\right)}{\psi \cdot \left(\frac{p_r}{p}\right)^{\frac{1}{2\cdot m}+\frac{1}{2}}} = 2,258 \cdot \frac{p_r}{p} - 1,2$$

Підставляючи чисельні значення відомих величин в вище наведені вирази (1), (2), (3) отримуємо

$$A_1' = \frac{V_{cp}}{\mu_{в1} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot \left[0,3296 \cdot \left(\frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} - 0,3535 \right]$$

$$A_1'' = \frac{V_{cp}}{\mu_{в1} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot 0,0392 \cdot \left(\frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} \cdot \left(2,258 \cdot \frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} \cdot \left(2,258 \cdot \frac{p_r}{p_d} - 1,2 \right)$$

$$A_2 = -\frac{V_{cp}}{\mu_{в1} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot 0,091 \cdot \ln \frac{V_d}{V_b}$$

де $V_{cp} = 0,5 \cdot \left(V_b + V_d \right)$

Сумуючи всі складові, знаходимо необхідний час-переріз випередження випуску

$$A_{пр} = \frac{V_{cp}}{\mu_{в1} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot \left[\left(0,282 + 0,088 \cdot \frac{p_r}{p_d} \right) \cdot \left(\frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} - 0,3535 - 0,091 \cdot \ln \frac{V_d}{V_b} \right]$$

(4)

Якщо виконується перевірочний розрахунок, то за відомим наявним час-перерізом випередження випуску $A_{пр}^{р}$ визначають тиск у циліндрі p_d, розв'язуючи рівняння (4) відносно $\frac{p_d}{p_r}$

$$\frac{p_d}{p_r} = \frac{0,088}{\left(\frac{\mu_{в1} \cdot \sqrt{T_b}}{V_{cp}} \cdot A_{пр}^{р} + 0,3535 + 0,091 \cdot \ln \frac{V_d}{V_b} \right) \cdot \left(\frac{p_r}{p_b} \right)^{0,166} - 0,282}$$

$$p_d = \frac{0,088 \cdot p_r}{\left(\frac{\mu_{в1} \cdot \sqrt{T_b}}{V_{cp}} \cdot A_{пр}^{р} + 0,3535 + 0,091 \cdot \ln \frac{V_d}{V_b} \right) \cdot \left(\frac{p_r}{p_b} \right)^{0,166} - 0,282}$$

При трапецієподібному законі відкриття випускного клапана

$$A_{пр}^{р} = F_{\max} \cdot \left[\left(\varphi_{1'} - \varphi_b \right) / 2 + \left(\varphi_d - \varphi_{1'} \right) \right] \cdot \frac{1}{6 \cdot n}$$

$$F_{\max} = \pi \cdot d_{кл} \cdot h'_{кл} \cdot \cos\alpha_{кл} \cdot 10^{-4}$$

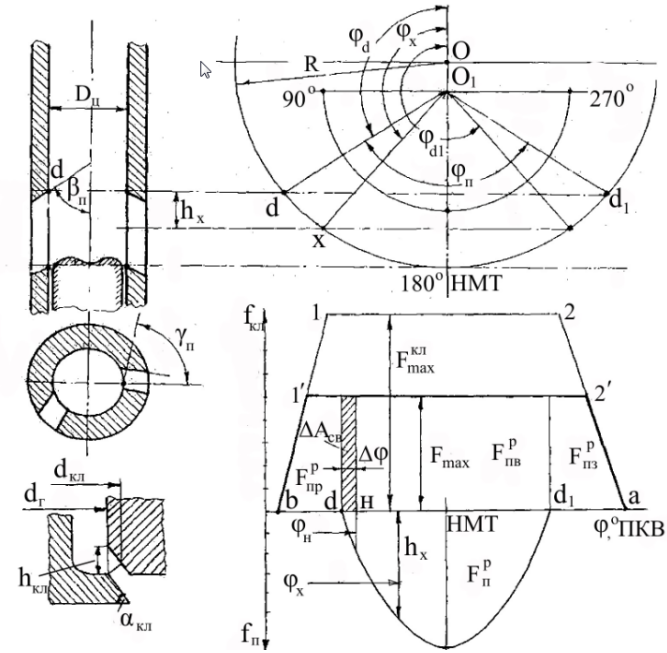


Рис. 1. Діаграма «час-переріз» длінноходового двотактного дизеля

де $F_{\max}$ - прохідний переріз корпуса випускного клапана,

$h'_{кл}$ - частка хода випускного клапана, що відповідає $F_{\max}$;

n - частота обертання колінчастого вала.

За А. С. Орліним верхня межа допустимого p_d визначається за формулою

$$\frac{p_d}{p_r} = 2{,}16 - \frac{0{,}068}{p_s} \qquad (5)$$

з якої випливає, що p_d у можливому інтервалі зміни тиску p_s від 0,14 до 0,3 МПа має бути нижче критичного, у першу чергу за причиною сильних проривань газу у продувний ресивер, погіршення процесу очищення циліндра, зниження економічності циклу та, нарешті, через можливі пожежі та майже вибухи у продувному ресивері.

Таким чином, якщо задовольняються умови (5), то це одночасно позначає, що $p_d \le p_{кр}$, а тому припущення про існування двох режимів витікання - надкритичного та підкритичного - справедливе. Якщо умови (5) не задовольняються, то це випадок у проектуванні двигунів внутрішнього згоряння неможливий і необхідно конструктивними мірами збільшувати час-переріз $A^p_{пр}$.

Після відкриття впускних органів настає фаза закінчення вільного випуску - газ продовжує витікати з циліндра під впливом діючого перепаду тисків, частково газ надходить у продувний ресівер, тиск у циліндрі падає від p_d до $p_н = \xi_a \cdot p_s$, де коефіцієнт ξа·характеризує втрати тиску повітря при втіканні його у циліндр через продувні вікна. У першому наближенні ξа можна приймати від 0,95 до 0,98.

Час-переріз закінчення вільного випуску визначається з (4) як різниця двох значень час-перерізу - одного, розрахованого при p_d, а другого, де замість p_d підставляється значення $p_н$.

Тоді

$$\Delta A_{св} = \frac{V'_{ср}}{\mu_{в1} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot \left[0,088 \cdot \left(\frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} \cdot \left(\frac{p_r}{p_н} - \frac{p_r}{p_d} \right) - 0,091 \cdot \ln \frac{V_н}{V_d} \right]$$

де

$$V'_{ср} = 0,5 \cdot \left(V_d + V_н \right)$$

У цій формулі $\ln \frac{V_н}{V_d}$ величина, близька до нулю, так що об'єм циліндра за період вільного випуску змінюється незначно $V_н \approx V_d$ і другою складовою у квадратних дужках можна нехтувати.

Таким чином, маємо

$$\Delta A_{св} = \frac{V_d}{\mu_{в1} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot \left[0,088 \cdot \left(\frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} \cdot \left(\frac{p_r}{p_н} - \frac{p_r}{p_d} \right) \right]$$

Отримане $\Delta A_{св}$ з урахуванням масштабу відкладаємо на діаграмі «час-переріз» та знаходимо кут початку продувки φн. Стосовно до двигунів LMC, RTA з гідрокеруванням випускного клапану і трапецієподібною діаграмою його відкриття кут зсуву початку продувки відносно моменту відкриття продувних вікон легко визначити обчисленням за формулою

$$\Delta\varphi = \frac{6 \cdot n}{F_{\max}} \cdot \Delta A_{св}$$

$$\varphi_н = \varphi_d + \Delta\varphi$$

Процес продувки припускається відбуваючим при постійному перепаді тисків та, отже, при постійному значенні функції витікання ψп. Диференційне рівняння витікання повітря через продувні вікна

$$dG_n = \mu_n \cdot f_n \cdot \psi_n \cdot \sqrt{\frac{p_s}{V_s}}\, dt$$

після інтегрування отримує вигляд

$$G_n = \int f_n dt \cdot \mu_n \cdot \psi_n \cdot \sqrt{\frac{p_s}{V_s}} = A_n \cdot \mu_n \cdot \psi_n \cdot \sqrt{\frac{p_s}{V_s}}$$

Маса повітря G_n, яка пройшла через переріз продувних вікон за цикл

$$G_n = \varphi_g \cdot G_s \cdot \eta_н$$

де φ_g - дійсний коефіцієнт надлишку продувного повітря;

G_s - маса повітря, яка могла би розміститися в об'ємі V_s при параметрах p_s, T_s;

$\eta_н$ - коефіцієнт наповнення циліндра, віднесений до повного ходу поршня.

Після простих перетворень отримуємо необхідний час-переріз продувки

$$A_n = \frac{\varphi_g \cdot V_s \cdot \eta_н}{\mu_n \cdot \psi_n \cdot \sqrt{R \cdot T_s}} \quad (6)$$

Повний наявний час-переріз продувки можна визначити аналітично

$$A_n^p = \frac{30 \cdot \beta \cdot D_ц \cdot S}{n}\left[\left(2 \cdot \psi_s + \frac{\lambda_ш}{4} - 1\right) \cdot \left(\pi - \frac{\varphi_d}{57,3}\right) + \sin\varphi_d + \frac{\lambda_ш}{8} \cdot \sin 2\varphi_d\right]$$

Втрату наявного час-перерізу продувки з-за закінчення вільного випуску знайдемо за тою ж формулою

$$\Delta A_n = \frac{30 \cdot \beta \cdot D_ц \cdot S}{2 \cdot n} \times$$

$$\times\left[\left(2 \cdot \psi_s + \frac{\lambda_ш}{4} - 1\right) \cdot \frac{\Delta\varphi}{57,3} + \left(\sin\varphi_d - \sin\varphi_н\right) + \frac{\lambda_ш}{8} \cdot \left(\sin 2\varphi_d - \sin 2\varphi_н\right)\right]$$

Виправлений час-переріз продувки

$$A_{n1}^p = A_n^p - \Delta A_n$$

або

$$A_{n1}^p = 0,5 \cdot \left(A_n^p + \frac{30 \cdot \beta \cdot D_ц \cdot S}{n} \cdot \left[\left(2 \cdot \psi_s + \frac{\lambda_ш}{4} - 1\right) \cdot \left(\pi - \frac{\varphi_н}{57,3}\right) + \sin\varphi_н + \frac{\lambda_ш}{8} \cdot \sin 2\varphi_н\right]\right)$$

Маючи A_{n1}^p, дорівнюємо до Ап в формулі (6) та розв'язуємо її відносно ψ_n

$$\psi_n = \frac{\varphi_g \cdot V_s \cdot \eta_н}{\mu_n \cdot A_{n1}^p \cdot \sqrt{R \cdot T_s}}$$

За значенням ψ_n за допомогою графіків функції витікання знаходимо перепад тиску $\beta_n = \frac{p_н}{p_s}$ чи знаходимо його за формулою

$$\beta_n = 1 - 0,02639 \cdot \psi_n - 0,281 \cdot \psi_n^2 - 0,52 \cdot \psi_n^3 \quad (7)$$

звідки знаходимо тиск $p_н$.

Велика перевага прямого методу визначення перепаду тисків за відношенням β_n через відоме значення функції витікання ψ_n складається в тому, що у великому інтервалі $\Delta\varphi$ з-за помилок у заданні

коефіцієнту витрат μ_n чи коефіцієнту надлишку повітря на продувку φ_g інтервал β_n виявляється у багато разів менше та рішення буде достатньо сталим у всім можливім діапазоні зміни ψ_n.

Дійсно, продиференцюємо (7) та помножимо кожну складову з подальшим поділенням на однакові величини, маємо

$$\beta_n \cdot \frac{d\beta_n}{\beta_n} = -0,0264 \cdot \psi_n \cdot \frac{d\psi_n}{\psi_n} - 0,56 \cdot \psi_n^2 \cdot \frac{d\psi_n}{\psi_n} - 1,56 \cdot \psi_n^3 \cdot \frac{d\psi_n}{\psi_n}$$

Позначаючи відносні зміни $\delta\psi_n = \frac{d\psi_n}{\psi_n}$, $\delta\beta_n = \frac{d\beta_n}{\beta_n}$, а також враховуючи, що $\beta_n \approx 1$, запишемо

$$\delta\beta_n = -0,0264 \cdot \psi_n \cdot \delta\psi_n - 0,56 \cdot \psi_n^2 \cdot \delta\psi_n - 1,56 \cdot \psi_n^3 \cdot \delta\psi_n$$

тоді знайдемо

$$\frac{\delta\beta_n}{\delta\psi_n} = -0,0264 \cdot \psi_n - 0,56 \cdot \psi_n^2 - 1,56 \cdot \psi_n^3$$

У нормально спроектованих системах газообміну ψ_n лежить у межах 0,20-0,25, звідки випливає, що інтервал відхилення $\delta\beta_n$ у 15-25 разів менше за інтервал відхилення $\delta\psi_n$.

Примушений випуск визначається за тим же диференційним рівнянням, що і процес продувки, тому необхідний час-переріз примушеного випуску

$$A_{пв} = \frac{G_{пв}}{\mu_в \cdot \psi_в \cdot \sqrt{\frac{p_н}{V_н}}} \quad (8)$$

де $G_{пв}$ - маса газу, яка проходить крізь переріз випускних органів від моменту початку продувки до закриття продувних вікон;

$\psi_в$ - функція витікання газу з циліндра за той же час;

$p_н$, $V_н$ - тиск та об'єм газу у циліндрі за період примушеного випуску

$$G_{пв} = G_п - G_0 = \frac{3484 \cdot p_s \cdot V_s \cdot \varphi_g \cdot \eta_н}{T_s} - G_0$$

де G_0 - маса газу, яка вийшла з циліндра за період випередження та окончания вільного випуску

$$G_0 = 3484 \cdot \left(\frac{p_b \cdot V_b}{T_b} - \frac{p_н \cdot V_н}{T_н} \right)$$

Тут

$$p_b = \frac{p_z}{\left(V_b / \rho \cdot V_c\right)^{n_2}}; \; T_b = \frac{T_z}{\left(V_b / \rho \cdot V_c\right)^{n_2 - 1}}$$

$$V_b = V_c + 0,5 \cdot V_s \left[\left(1 - \cos \varphi_b\right) + \frac{\lambda_ш}{4} \cdot \left(1 - \cos 2\varphi_b\right) \right] \quad (9)$$

Тиск $p_н$ отриманий з розрахунку процесу продувки, $V_н$ - об'єм циліндра на початку продувки визначається за формулою (9), у якій поточний кут φ_b змінюється обчисленим раніш кутом $\varphi_н$; $T_н$ - температура газів у циліндрі на початку продувки у припущенні, що процес розширення є політропним з показником т = 1,5

$$T_н = T_b \cdot \left(\frac{p_н}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

У процесі примушеного випуску температура суміші у циліндрі падає та її середнє значення А. С. Орлін пропонував визначити за формулою

$$T_{ср} = \frac{T_н - T_a}{\ln \frac{T_н}{T_a}}$$

Замінюючи у (8) $V_н$ з рівняння стану, дістанемо

$$A_{пв} = \frac{G_{пв} \cdot \sqrt{R \cdot T_{ср}} \cdot 10^{-6}}{\mu_в \cdot \psi_в \cdot p_н} \quad (10)$$

Наявний час-переріз примушеного випуску з врахуванням втрати на вільний випуск та фазу втрати заряду визначається за діаграмою «час-переріз» двигуна, а для сучасних двигунів з трапецієподібною формою діаграми відкриття випускного клапана $A_{пв}^{р}$ можна обчислювати за формулою

$$A_{пв}^{р} = F_{\max} \cdot \left(\varphi_{d1} - \varphi_н\right) \cdot \frac{1}{6 \cdot n}$$

Розв'язуючи (10) відносно $\psi_в$ дістаємо

$$\psi_в = \frac{10^{-6} \cdot G_{пв} \cdot \sqrt{R \cdot T_{ср}}}{\mu_в \cdot A_{пв}^{р} \cdot p_н}$$

А знаючи $\psi_в$, за формулою (7) знаходимо $\beta_в$, звідки тиск газу за циліндром

$$p_r = \beta_в \cdot p_н$$

Для розрахунку фази втрати заряду необхідно за діаграмою «час-переріз» знайти наявний час-переріз втрати заряду $A_{пз}^{р}$, який для двигунів LMC, RTA

$$A_{пз}^{р} = F_{\max} \cdot \left[\varphi_{2'} - \varphi_{d1} + 0,5 \cdot \left(\varphi_a - \varphi_{2'}\right)\right] \cdot \frac{1}{6 \cdot n}$$

тоді втрата заряду

$$G_{пз} = \mu_{в1} \cdot \psi_в \cdot A_{пз}^{р} \cdot \frac{p_н \cdot 10^6}{\sqrt{287 \cdot T_a}}$$

Маса заряду у момент закриття випускних органів

$$G_a = G_{d1} - G_{пз} = \frac{p_н \cdot V_{d1}}{R \cdot T_a} - G_{пз}$$

а частка втраченого заряду

$$\delta G_{пз} = \frac{G_{пз} \cdot 10^{-6}}{p_н \cdot V_d} \cdot R \cdot T_a = \frac{G_{пз}}{G_{d1}}$$

Коефіцієнт наповнення циліндра, віднесений до повного ходу поршня

$$\eta_н = \frac{G_a}{G_s} = \frac{G_a \cdot 10^{-6}}{p_s \cdot V_s} \cdot R \cdot T_s$$

де G_s - маса можливого заряду повітря в об'ємі V_s.

У період втрати заряду поршень виконує роботу не тільки виштовхування, але і стискування заряду повітря. Якщо припустити, що цей процес ізотермічний, що близько до реальності, то

$$\frac{p_a}{p_н} = \frac{V_d}{V_a} \cdot \frac{G_a}{G_{d1}}$$

де V_a - об'єм циліндра у момент закриття випускних органів (визначається за кутом φ_a);

G_{d1} - маса суміші у циліндрі у момент закриття продувних вікон.

Розрахунки показують, що у двигунах МС, RTA частка втраченого заряду $\delta G_{пз}$ створює до 10 %, а підвищення відношення тисків $\frac{p_a}{p_н}$ досягае 1,05.

Висновки. У запропанованому методі розрахунку газообміну остаточними результатами є не тільки тиск в циліндрі в період змушеного випуску і продування але і тиск за циліндром, визначення втрати заряду повітря в двотактних двигунах і дозарядки циліндра повітрям - в чотиритактних, а також визначення якісних показників газообміну - коефіцієнта залишкових газів при продуванні камери згоряння чотиритактних двигунів і коефіцієнта наповнення циліндра повітрям з врахуванням втрати ходу поршня на лінії стискування по балансу маси газу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Петровский Н.В. Судовые ДВС и их эксплуатация. - М.: Транспорт, 1966.

2. Танатар Д.Б. Современные мощные судовые дизели. ~ Л.: Морской транспорт, 1958.

3. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. - К.-М.: Машгиз, 1950. - 480 с.

4. Орлин А. С. Процессы выхлопа и продувки в двухтактных быстроходных двигателях. — М.: Оборонгиз, 1940.

5. Судовые малооборотные дизели с турбонаддувом/ Под ред. 1 Н.Н. Иванченко. - Л.: Судостроение, 1967.

6. Камкин С.В. Газообмен и наддув судовых дизелей. - Л.: Судостроение, 1972. - 200 с.

УДК 621.567

Buzovsky V.A., Nikulina O.L., Emelyanov S.V.
National University "Odessa Maritime Academy"

IMPACT OF CLIMATIC CONDITIONS ON SHIP'S REFRIGERATION PLANT

The article presents the studies of the operation of the refrigeration plant of the bulk carrier "Bideford" under operating conditions and the influence of the environment on the main characteristics of the refrigeration machine. The content of the article, the results of calculations and graphical dependencies built on their basis can be useful for ship mechanics in the operation of refrigeration plant, cadets and students of higher marine educational institutions.

Keywords: ship refrigeration plants, climatic conditions, characteristics of refrigeration machines.

Analysis of research and publications. The performance of ship refrigerators, as opposed to stationary ones, is greatly influenced by rapidly changing climatic conditions. When this occurs, deviations from the specified optimal operation modes may happen [1].

The greatest influence on the performance is exerted by the degree of compressor pressure increase $\pi = p_к/p_o$, which depends on external conditions, namely, the temperature of the sea water, which determines the temperature $t_к$ and pressure $p_к$ condensation, temperature t_o and pressure p_o of the refrigerant boiling point depending on the temperature in the cooling facility. At the same time, the operating coefficients of the compressor change, as well as its main characteristics: cooling capacity Q_o, power N_e and energy efficiency, i.e. refrigeration coefficient $\varepsilon_т$, as well as other parameters [2, 3].

According to research data [4, 5], actual working processes in refrigeration compressors are accompanied by volumetric and energy losses. Volumetric losses reduce the flow and cooling capacity of the compressor, while energy losses increase the input power.

All volume losses are estimated by the feed rate, which is contingently expressed as the product of four partial coefficients.

$$\lambda = \lambda_c \bullet \lambda_{dr} \bullet \lambda_\omega \bullet \lambda_{pl}$$

The volumetric coefficient λ_c, which takes into account the main part of volumetric losses due to the presence of harmful space and expansion of compressed steam, is determined by the following formula

$$\lambda_c = 1 - c\left[\left(\frac{p_к}{p_o}\right)^{1/n} - 1\right]$$

where c is the relative value of the harmful space, $c = 0.03 \div 0.05$;

n is an indicator of reverse expansion polytropes, $n = 0.95 \div 1.05$.

The throttling coefficient $\lambda_{dr} = 0.94 \div 0.98$ takes into account losses due to depression at the suction and discharge. The coefficient of heating λ_ω estimates the losses associated with the heat exchange of the intake steam with the walls of the cylinder, piston and valves. In the approximate determination of λ_ω (under operating conditions), an empirical formula of prof. Levin I.I., $\lambda_\omega = T_o / T_к$, where T_o and $T_к$ are the evaporation and condensation temperatures, respectively. The density coefficient λ_{pl} takes into account leakage and overflow in the compressor, $\lambda_{pl} = 0.96 \div 0.98$.

The energy losses in the compressor are taken into account by the indicator η_i, mechanical η_m, and in the sum, the effective efficiency

$\eta_e = \eta_i \bullet \eta_m$ and the electrical efficiency. Indicator efficiency takes into account all internal indicator losses, mainly related to depression in the valves and heating during the period of suction. Approximately ηi can be determined using the imperial dependence of prof. Levin I.I.

$\eta_i = \lambda_\omega + bt_o$, where $b = 0.001 \div 0.0025$ is the experimental coefficient. The energy losses due to friction are estimated by the mechanical efficiency, $\eta_m = N_i / N_e$, where N_i and N_e are the indicator and effective powers, respectively.

Electric efficiency also takes into account losses in the electric motor, $\eta_e = N_i / N_e = \eta_i \bullet \eta_m \bullet \eta_{el}$. The dependencies of operating coefficients and characteristics of the compressor are usually built from experimental data. However, they can also be obtained by calculation.

The purpose of the work and research methods. This paper presents studies and analysis of the effect of seawater temperature and, therefore, of the refrigerant condensation temperature on the performance of the Bideford bulker (fig.1) refrigeration unit with a deadweight of 7,431.2 tons under operating conditions [6].

Fig. 1. Bulker Bideford

The refrigeration unit maintenance three provision chambers: low-temperature - for storing meat and fish products at -20 ° C and high-temperature for vegetable + 4°C, dry products + 15°C. The main components of the refrigeration unit are two 4.0-kW 2C-3.2Y two-cylinder compressors, two CWNF-4-3R shell-and-tube condensers cooled with sea water by a pump with a capacity of 2.0 m^3/hour, direct cooling evaporators with forced air circulation (air coolers) - low-temperature LUC-10 and two high-temperature NIS-8 installed directly in provision chambers. All elements of the refrigeration unit, including automation devices, ensuring efficient and reliable operation of the refrigeration unit, are shown in the diagram, fig. 2.

The refrigeration capacity of the refrigeration machine is Q_o = 4.1 kW at the evaporation temperature t_o = -15°C, condensation temperature

$t_к$ = 30°C and the temperature of the cooling sea water t_w = 24°C. The working fluid is R404A refrigerant.

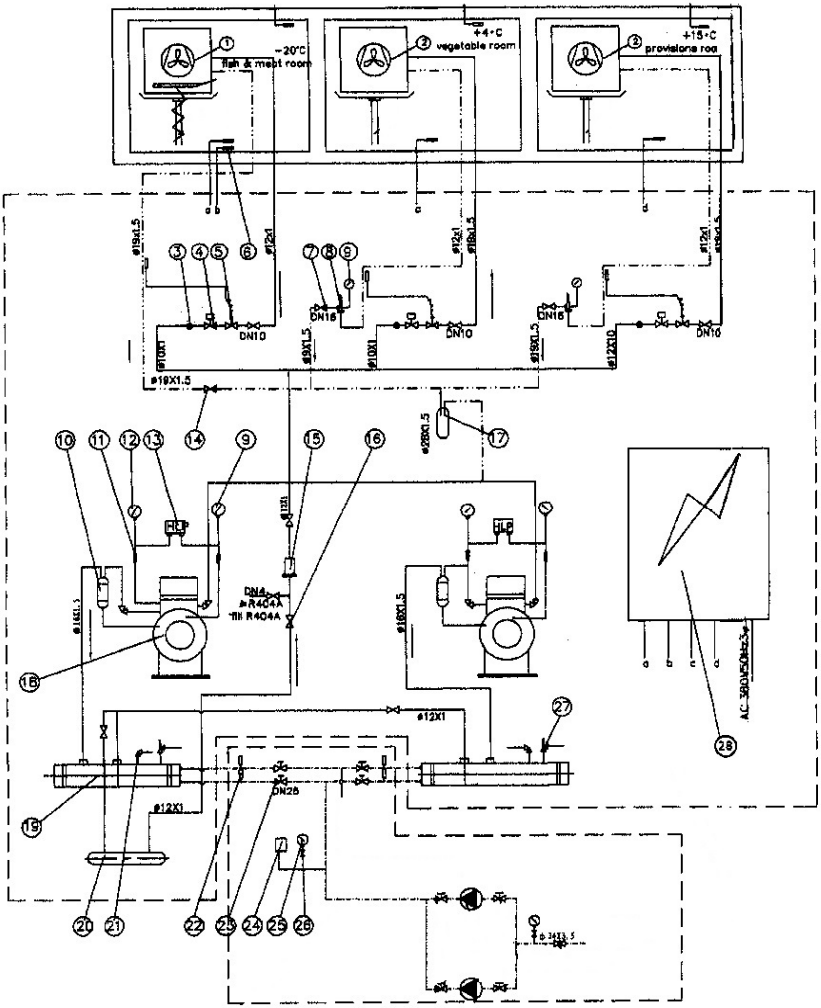


Fig. 2. Scheme of ship refrigeration unit:
1 and 2 - evaporators; 3 - moisture indicator; 4 - solenoid valve; 5 - TRV;
6 - thermoelement; 7 and 16 - valves;8 - pressure control valve in the evaporator;
9 and 12 - manometers; 10 - oil separator; 11 - tube;13 - pressure switch;
14 - non-return valve; 15 - dry filter; 17 - coolant storage unit; 18 - compressor;
19 - capacitor; 20 - receiver; 21 - angle valve; 22 and 29 - thermometers;
23 - seawater valve; 24 - water pressure controller; 25 - water pressure gauge;

27 - safety valve; 28 - electronic control panel.

Permissible operating parameters of the refrigeration machine are: delivery pressure 11 ÷ 19.5 bar; suction pressure 0.8 ÷ 1.5 bar; delivery temperature 70 ÷ 120°C; suction temperature -23 ÷ 11°C.

On board ship conditions, a change in the condensation temperature of the refrigerant can occur without a change in the evaporation temperature due to the temperature of the seawater and other causes (clogging of the condenser tubes, air in the system, etc.), which in this case were not taken into account. In this case, the refrigeration machine goes to another mode, which leads to a change in operating parameters.

Based on the actual condensation temperatures refrigeration machine in different navigation areas, using well-known mathematical dependence, the main operating parameters of the refrigeration machine are determined. At the same time, having the passport data of a regular compressor, taking into account its constant theoretical supply $V_т$, for each mode its working cooling capacity and power were determined.

Research results. Tab.1 shows the results of calculations of the main characteristics of the operation of the refrigerating machine under operating conditions, depending on the condensing temperature of the refrigerant.

Table 1. Estimated values of the main characteristics of the refrigeration machine

$t_к$, °C	π	q_0	q_v	l_0	λ	Q_0	N_e	η_e	$\varepsilon_т$	$\varepsilon_д$
16	2,61	155	2672	25	0,820	5,2	1,14	0,756	6,1	4,65
24	3,47	140	2431	30	0,761	4,6	1,32	0,751	4,6	3,50
30	3,81	130	2275	34	0,731	4,1	1,39	0,737	3,8	3,0
32	4,13	129	2224	35	0,713	3,9	1,42	0,740	3,68	2,75
40	5,1	115	1965	41	0,660	3,1	1,51	0,725	2,8	2,10

Using the calculated data presented in Tab.1, the graphical dependences of the refrigeration machine on the condensation temperature $t_к$ are plotted (Fig. 3, 4 and 5), namely: q_o - specific mass cooling capacity, kJ / kg; q_v — specific volume cooling capacity, kJ / m^3; l_o - specific work spent

per cycle, kJ / kg; λ - compressor feed rate; Q_o - refrigeration capacity of the refrigeration machine, kW; N_e is the effective power, kW; $\varepsilon_т$, ε_d - theoretical and actual refrigeration coefficients.

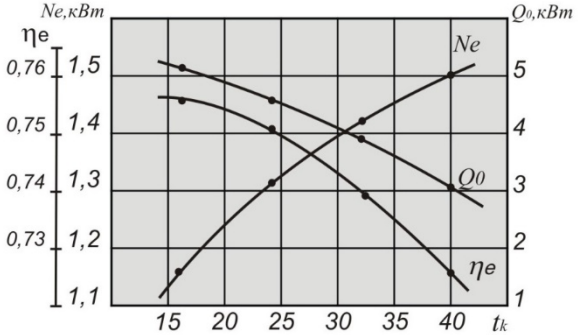


Fig. 3. Dependence of Q_o, N_e, η_e on the condensation temperature $t_к$

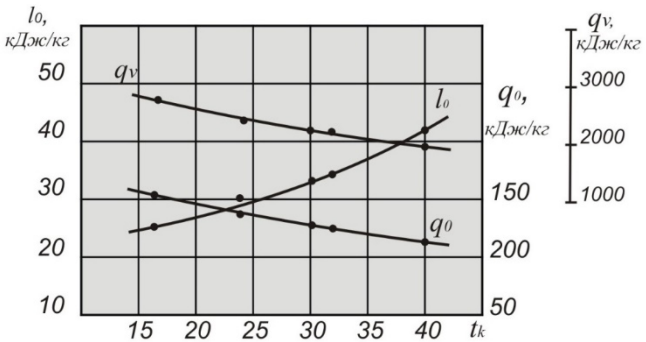


Fig. 4. Dependence of l_o, q_o, q_v on the condensation temperature $t_к$

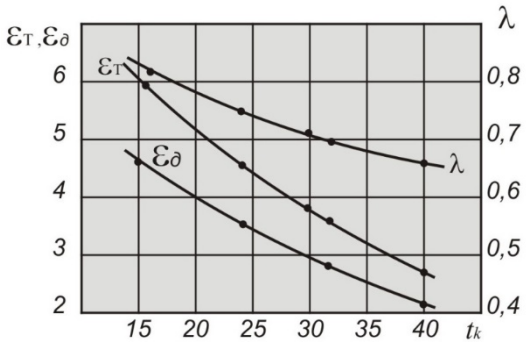


Fig. 5. Dependence of λ, $\varepsilon_т$, $\varepsilon_д$ on the condensation temperature $t_к$

Research analysis and conclusions. Analysis of the calculated data and graphical dependencies showed that the external temperature conditions have a significant impact on all the working characteristics of refrigeration machines and, in particular, on such basic parameters as the cooling capacity and power consumption.

It is known that the refrigeration capacity calculated by the evaporator should correspond to the compressor capacity, therefore the actual refrigeration capacity can be expressed as the product of the actual volume (actual volumetric flow, taking into account the supply coefficient λ) of the vapor drawn in by the compressor and the specific volumetric cooling capacity q_v, i.e. $Q_o = \lambda V_т q_v$. Here, with a constant theoretical supply $V_т$, the volumetric cooling capacity q_v, as well as the feed rate λ, are variables that depend on the temperature mode of the installation operation. Therefore, the cooling capacity is not a constant value and depends on the cycle of the refrigeration machine.

So, with increasing $t_к$, the degree of pressure π increases, the feed rate λ and volume cooling capacity q_v decrease, because the specific mass cooling capacity q_o, while the specific intake volume v_1 is unchanged, also decreases. Consequently, with an increase in t_c, the cooling capacity of the chiller decreases. Thus, at different condensing temperatures, a refrigeration machine with the same compressor produces different cooling capacities.

In its turn, the power delivered to the compressor increases (energy consumption increases) by increasing the specific work l_t spent on the cycle while reducing the feed rate λ and the effective efficiency η_e, i.e. $N_e = \lambda V_m l_m / v_1 \eta_o$.

As a result of a decrease in Q_o and an increase in N_e, the actual refrigeration coefficient characterizing the efficiency of the operation of the refrigeration machine and the refrigeration unit as a whole $\varepsilon_d = Q_o/N_e$ decreases. Lowering the temperature (pressure) of condensation $t_к$ $(p_к)$ at t_o $(p_o) = const$ causes the opposite phenomenon, i.e. an increase in Q_o, a decrease in N_e and an increase in ε.

Our calculations show that increasing the condensation temperature by 1°C reduces the refrigerating capacity of the refrigerating machine by 1.5 ... 2% and increases the power by 0.8 ... 1.2%, which corresponds to the data given in the sources [4, 5, 7].

BIBLIOGRAPHY

1. В.О.Загоруйко, О.А.Голіков. Суднова холодильна техніка. Підручник. Київ: Наукова думка, 2002. -576 с.
2. Петров Ю.С. Судовые холодильные машины и установки: учебник. –Л.: Судостроение, 1996. -400 с.
3. Бузовский В.А., Зинченко А.А. Влияние степени повышения давления в холодильном цикле на рабочие коэффициенты и характеристики компрессора. Матеріали науково-технічної конференції «Енергетика судна: експлуатація та ремонт». –Одеса: ОНМА, 2011.-с. 154-157.
4. Морозюк М.Г. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: студия «Негоциант», 2006. -712 с.
5. Вассерман А.А., Слынько А.Г. Судовые холодильные установки/ под редакцией А.А. Вассермана. –Одесса: Феникс, 2016. -228 с.
6. Fleetmon.com
7. Ship fhoto of BIDEFORD takin ly.
8. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. –Л: Судостроение, 1994. -504 с.

UDC 629.123

Kolegaev M.O., Brazhnik I.D.
National university “Odessa maritime academy”

MAIN WAYS OF TANKER INERT GAS SYSTEM MODERNIZATION

Formulation of the problem

Identical inert gas systems are used on all tankers in the world. The operation principle of these systems is based on the combustion of diesel fuel in an inert gas generator. This system is autonomous and it is not connected to the fuel processing circuit. Inert gases that are produced during combustion in the generator are processed and fed into the cargo holds of the tanker. When a hold is being filled, they push the air out, thereby reducing the total oxygen concentration to a working value of less than 8%. The removal of air from the hold is due to the pressure of inert gases, which is 20% above the atmospheric pressure. In this case, during delivering of a new cargo there will be no conditions for a fire or explosion inside the hold.

Analysis of the inert gas systems operation on tankers shows that in most cases the process of creating a fire- and explosion proof micro-atmosphere inside the hold is not economically efficient. The main reason for this deficiency is the very long duration of the ventilation process. On average, it takes time from 25 to 34 hours. When carrying out such work in port, payment for a lie idle of a tanker is expressed in a large unprofitable payment equivalent.

Double reduction of the cargo holds ventilation time on a tanker on average can lead to savings of about 100,000 USD per year. Basically, this amount consists of two components - reduction of payment for the vessel berthing and reduction of the cost of fuel that is burned during the inert gas system operation.

The main reason for the long duration of the ventilation process in the tanker holds is the imperfection of the technologies used. The displacement of air from the working volume of a cargo hold occurs by means of natural convection and diffusion processes only without using any compulsory arrangements to increase the speed of the mass exchange process between air and inert gases.

Analysis of the recent research and publications

Analysis of the structural dimensions of tankers cargo holds shows that they are not universal. On different tankers the cargo holds always differs from each other. Despite this fact the technological circuit for the production and supply of inert gases is standard on all tankers. Its design on different ships differs only in the geometric layout of the main components and devices. An example of an inert gas circuit is shown in Figure 1.

The technological circuit of inert gases with a volumetric capacity of 1500 m^3/h works as follows: diesel fuel is taken through the filter system from the fuel tank by the fuel pumps 1. Two pumps are connected according to the parallel connection scheme. Usually, only one pump is running, and the second is a backup. Behind the fuel pumps in the fuel supply line 3, a bypass pipeline 4 is installed. In case of pressure oscillations in the fuel pipeline 3 or in case of necessity for the inert gas generation system the quick stop a of bypass valve is activated. In this case, the fuel flow can be directed back to the tank for storage, or partially discharged into the fuel line before the pumps 1. Then diesel fuel is fed to the nozzle 5 through the fuel line 3. It is installed on the top cover of the inert gas generator 6. The fuel is ignited with the use of spark plug at the top of the chamber. The gases generated during combustion are directed from the central combustion chamber to the scrubber - an external cylindrical channel 8. In the scrubber temperature decreases to 60 °C and the inert gases are cleaned of soot and various fuel particles.

Air is supplied to the inert gas generator through a separate line by means of two air compressors 2. These blowers are connected according to the parallel connection scheme. Due to their work, a working pressure is created that ensures all the movement of inert gases.

To remove the sludge residue in the lower part of the inert gas generator, a drain line is installed. After cleaning in the scrubber, inert gases enter the main line 8 with a hydraulic gate 9. This unit prevents the inert gases from flowing backward from the cargo holds towards the generator. This device uses seawater as a working fluid. On line 8, a pneumatic accumulator 10 is installed. Its operation eliminates pressure oscillations in line 8. A complete description of the operating principles of the hydraulic lock 9 and pneumatic accumulator 10 are well represented in [1-3].

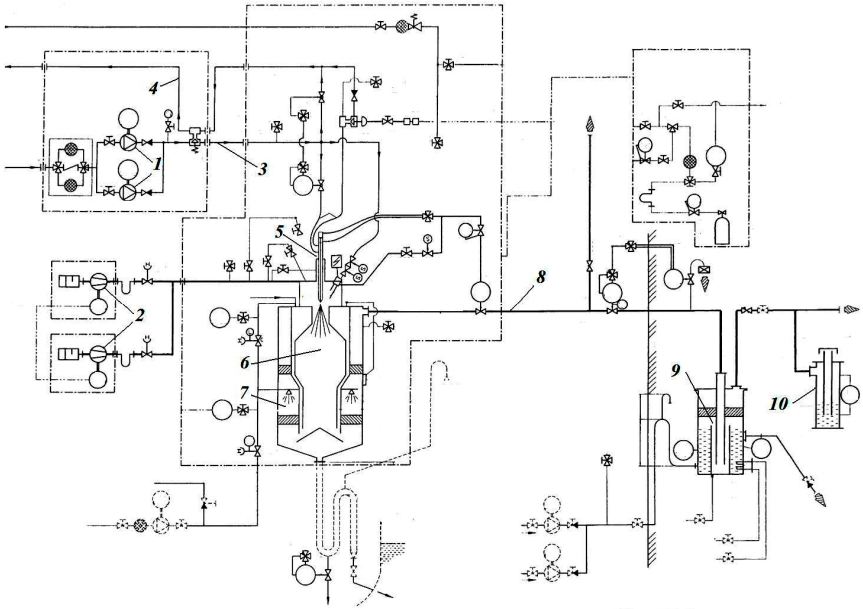
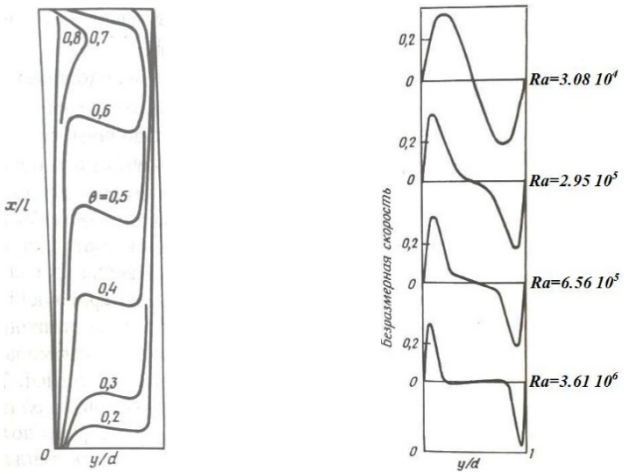


Figure 1. The tanker inert gas production and supply circuit
1 – fuel pumps; 2 – compressors; 3 – fuel supply line; 4 – bypass fuel line with valve; 5 – nozzle; 6 – generator; 7 – scrubber; 8 – supply line; 9 – hydraulic lock; 10 – pneumatic accumulator.

The modern theory of heat and mass transfer is based on the consideration of liquid or gas flows, taking into account the transfer of energy and mass in the course of natural or forced convection and diffusion [4-6]. All the used relations that are directed mainly to determine a connection between the flow of a fluid in the volume under consideration and the mechanisms underlying thermal conductivity [6].

In most scientific works on the theory of convection, heat and mass transfer processes are usually considered in an unrestricted region without the presence of rigid boundaries. Only a small number of works describe the process of mixed convection or diffusion of gases in confined spaces, when the walls restricting the flow have a significant nonstationary effect on the mechanism of heat or mass transfer [6–8]. In these works, flows within cylindrical pipes or between flat vertical and horizontal walls with different temperatures are mainly considered.

When applied to the ventilation of a cargo hold with inert gases, the closest are the results of paper [7] where thermal convection in an open-top three-dimensional rectangular volume is considered. The experiment was carried out in the range of Rayleigh numbers from 100 to 10^8. For the case of heat transfer from one heated wall to another, dimensionless temperature and velocity profiles were obtained. They are presented in Figure 2. During the experiments [7], it was found that:



а б

Figure 2. The distribution of temperature and velocity in a rectangular closed area. [7]

a – distribution of isotherms describing the temperature field along the height of the entire region;

b – variation of the velocity isolines across the width of the region at various Rayleigh numbers.

- at Rayleigh numbers $Ra<10^3$ in a rectangular volume, one cell arises with a weak stationary circulation. The liquid, heated at the wall, rose up, and then descended down near the cold wall. At the width of the entire volume the flow was directed only vertically (excluding turns near the upper and lower boundaries);

- for Rayleigh numbers $10^3<Ra<10^5$, the temperature gradient increased near the walls, and remained constant in the internal flow region. The temperature field for this mode is shown in fig. 2–a.

- speed distribution, shown in fig.2–b, in the range of Rayleigh numbers from $3 \cdot 10^4$ to $3{,}6 \cdot 10^6$ is characterized by a symmetry in relation to the vertical axis of symmetry of the volume considered.

An increase in the Rayleigh number indicates a spatial increase in the width of the core zone of the flow. Smaller velocities are localized in the end region of the flow, and high near rigid vertical walls.

In works [6–8], different Rayleigh numbers are given as the lower boundary for the occurrence of secondary flows in a closed rectangular volume. The total range of variation of the values obtained answers to range from $Ra=2{,}1 \cdot 10^5$ to $Ra=3{,}9 \cdot 10^5$. More complex flow structures arise according to the data of [7] with Rayleigh numbers equals $Ra>10^6$. In this case, the occurrence of multi-cell structures with weak shear flows at their boundaries is observed.

Formulation of the investigation purpose

All technological circuits of production, processing and supply of inert gases included in the inert gas system of tankers are universal. In most cases they contain the same type of equipment and pipelines. Because of this reason, it can be stated that the main technical problems that arise during their operation are also identical for all tankers. For their description, a universal classification was developed. In accordance with it there are three separate directions that already include specific ship problems.

The first direction is technical, when all emergency problems in the work of the inert gas system are caused by imperfect structures of the technical devices that are used.

The second direction is determined by design errors or by the presence of strong deficiencies in the technologies which are used for supplying inert gases to the internal space of the working volume of the cargo hold.

The third direction is determined by the quality of the measuring and control devices that are used, as well as by the human factor from the crew of the tanker.

In the course of research, during the study of the causes of accidents that occurred in the inert gas systems on tankers an analysis of the emergency reports was done. Finally, it was concluded that the problems most often encountered on ships were associated with technical deficiencies of the inert gas system. These disadvantages include:

- poor fuel separation and, as a result, poor filtration of heavy fractions in the combusted diesel. This is reflected in changes in the production volume of inert gases over time and the breakdown of the combustion process in the working chamber of the inert gas generator;

- poor quality fuel combustion in an inert gas generator. This is reflected in increased soot generation and lowered volumes of the main combustion product produced in the form of carbon dioxide (CO_2);

- violation of the tightness of the scrubber water cooling of inert gases system, as a result of which, at the tanker berthing places, emissions of petroleum products with their emergency spills over the sea surface of the port waters takes places.

A change for the better of all technical shortcomings can be carried out by improving the listed individual technological units or by upgrading the fuel treatment system. This can be achieved by installing additional equipment in the fuel pre-supply line. A simple solution in this case can be the use of a stand-alone technical device – a unit for heavy fuel oil dispersing with the cavitation process use. Due to the crushing of heavy fractions, for example, bitumen or asphaltenes, a result will be achieved in reducing the emergency indicators of the fuel combustion process.

The third direction of the causes of accidents on tankers is metrological. Due to improper installation or poor quality of gas analyzers, the oxygen concentration process of monitoring in the hold may not meet the requirements of regulatory documents. In most cases, this can lead to excessive values of the residual oxygen concentration in the ventilated space. In most cases, the concentration of oxygen or cargo vapors (after shipment) is controlled at the exit from the cargo hold without taking into account the specifics of its design. Recommended places for gases sampling pick up should be located inside the hold and there should be several of them.

The main purpose of research should be to improve the quality and reduce the duration of the ventilation process of cargo holds on tankers. The main factors determining the quality of the implementation of such a process are the current and final oxygen content in the working volume of the hold and the time to achieve the final values of the minimum allowable concentration. Currently, both of these indicators are supported through the use of outdated technologies.

The density of inert gases can be calculated as the product of their density under normal conditions (0 °C and 760 mmHg) by the temperature correction according to the expression [9]:

$$\rho_{д.г.} = \frac{G_{д.г.}}{V_{д.г.}} \frac{273}{273+T} = \frac{1+\alpha L_0}{22.4\left(m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{NO_2} + m_{O_2}\right)} \frac{273}{273+T} =$$

$$= \frac{1+\alpha\left(\frac{Q_m}{0.21}\right)}{22.4\left(m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{NO_2} + m_{O_2}\right)} \frac{273}{273+T} \quad (1)$$

where: $\rho_{д.г.}$ – density of flue gases, kg/m^3; $G_{д.г.}$ – total amount of flue gases generated by burning 1 kg of fuel, kg/kg; $V_{д.г.}$ – volume of flue gases, m^3; T – temperature, ^{0}C; α – coefficient of excess air; L_o – theoretical amount of air required for combustion of 1 kg of fuel, kg/kg; Q_m – the theoretical amount of oxygen required for combustion of 1 kg of fuel, kg/kg; m_i – the molar content of the i-th component of inert gases (calculated using empirical formulas [9]), m^3;

In [6], it was shown that in the case of forced convection, the flow field in a closed volume ceases to depend on the mechanisms of heat transfer and the current temperature field. This fact directly indicates the feasibility of using the forced supply of inert gases in the vessel's hold. The main focus of research on the mechanism of using the supply of inert gas jets into the cargo hold of a vessel should be aimed at solving the problem of reducing the ventilation time of the cargo hold of a tanker.

Taking into account the stated above, the main scientific and technical problem was formulated, which is to develop new principles for the operation of the system for generating and supplying inert gases to the cargo holds of tankers, providing a significant improvement in the quality of vessel operation by changing the technology of hold ventilation and reducing accidents related to the quality and duration of such systems operation.

Description of research

One of the options to eliminate the problem of highly viscous hydrocarbon inclusions in fuel can be the installation of an additional technical unit on the fuel line. This device should perform the functions of a homog-

enizer and change the fractional composition of the fuel to the desired degree of dispersion. The technical solution in this case may be the cavitation treatment of the fuel. Due to the processes of destruction that occur in a moving stream of small bubbles, an active change in the structure of the whole stream will occur, with its uniform mixing and small particle size of high molecular weight hydrocarbon fractions.

Due to the complexity of the theoretical description of the process of convective-diffusion transfer of inert gases in ship cargo holds, the following assumptions must be used:

- the movement of air and inert gases inside the hold can be considered as the movement of the flow inside the flat channel;
- during the process of thermos-gravitational convection all transfer coefficients should be constant and not dependent on the temperature [10];
- due to the low speeds inside the cargo hold of the tanker, no compressibility effects occur. The air flow-rate at the outlet of the hold can be taken equal to the flow-rate of inert gases into the interior of the hold.

When considering thermo-gravitational convection, the equation describing the change in the density of the mixture of inert gases and air inside the tanker hold can be written as [5, 10, 11]

$$d\rho = \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T dP \tag{2}$$

where ρ – density of inert gases, kg/m^3; t – time, s; V – speed, m/s; P – pressure, Pa; η – dynamic viscosity, Pa·s; g – gravitational acceleration m/s^2.

Equation (2) should be supplemented by an equation describing the change in temperature of inert gases during thermo-gravitational convection in the form

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \left(\vec{V}\nabla\right)T = \frac{k}{\rho C_p}\nabla T \tag{3}$$

where k – thermal conductivity coefficient, W/(mK); C_p – heat capacity of inert gases at the constant pressure, J/K.

To characterize the stability of air movement inside the ship's hold during supply process of inert gases jets, it is necessary to use the dimensionless Richardson criterion. With laminar air movement in the hold due

to the supply of inert gases with continuous density distribution, flow stability will be present while Ri> 0.25 [6].

The movement of inert gases inside the ship's hold should be considered as continuous. It can be described by the continuity equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div\left(\rho \vec{V}\right) = 0 \tag{4}$$

and equations describing free convection, when motion arises due to the action of Archimedes force, in the field of mass forces action.

The process of air displacement due to the supply of inert gases will lead to a turbulent mode of its movement. In the first approximation, the body of the velocity distribution over the cross section of the hold during such movement can be written in accordance with [12] as follows

$$v = 5.75 lg \frac{y\sqrt{\frac{\tau}{\rho}}}{\nu} + 5.5 \tag{5}$$

where v – velocity, m/s; y – current coordinate of the cross section of the hold, m; τ – friction stress on the wall, Pa; ρ – density of the flow, kg/m^3; ν – kinematic viscosity of the flow, m/s^2.

The duration of the process of displacing air from the cargo holds of a vessel is directly determined by parameters such as the feed rate of inert gases jets and the Prandtl number *Pr*. The higher their values, the stronger the convective transfer, the increase in Archimedean force and the amount of air ejection along the jet action axis [10].

During the experimental studies carried out on the tanker “Cape Dowson” of Columbia Shipmanagement, two technical methods were used to create cavitation in the heavy fuel supply line. They used standard ship pumps.

The first method consisted in the use of a cavitation unit which provided an intense spin of the flow. As shown in Figure 3, cavitation was created in the spiral channels, and the cavitation zone was located in the cylindrical chamber of the fuel processing unit.

The second method was based on the use of Venturi tube. A cavern was created in its cylindrical part. At the exit from this area, the cavity collapsed and provided the necessary degree of fuel dispersion.

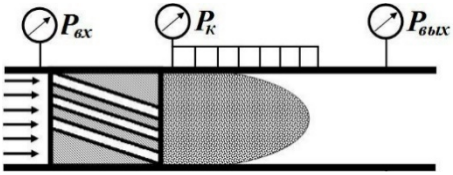


Figure 3. Cavitation unit with spin of the flow

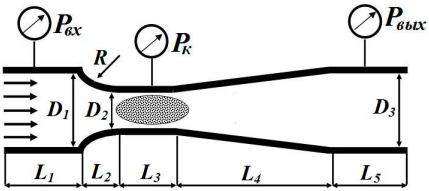


Figure 4. Cavitation unit in the form of a Venturi tube

During conduction of the experiments with the use of cavitation unit for heavy fuel dispersion, operating on the principle of rotation of the flow, was used the estimation of its twisting degree. It was calculated as a dimensionless complex

$$\Gamma_w = \frac{Q}{\Gamma R} = \frac{Q}{(2\pi w R)R} \tag{6}$$

where Q – fuel consumption, m^3/s; Γ – circulation of the fuel flow; R – radius of the pipe, m; w – peripheral velocity of the fuel on the pipe wall, m/s.

All experiments were conducted in the range of variation of the value of Γ_w from 0.02 to 0.8. This corresponded to a change in the volume flow-rate in a range from 0.01 to 0.117 m^3/s and the feed rate of the main fuel flow at the entrance to the treatment unit from 15 to 27 m/s.

During the experiments, it was found that when the flow was turned on, the radius of the cavitation zone became close to the pipeline radius. The length of the cavitation zone can be from 0,1 to 5,17 pipe diameters. Graphically, the results of these experiments are shown in Figure 5. The points on the graph correspond to the measurement results, and the straight line corresponds to their linear approximation.

In the experiments, an estimate of the total hydraulic pressure loss ΔP was performed depending on the length of the cavitation cavity. The results are shown in Fig. 6. The corresponding changes in the cavitation numbers, depending on the volume flow-rate, are shown in Fig. 7. All four curves correspond to different values of input relative pressure. The value of this pressure was determined as the ratio of the pressure at the inlet to the cavitation channel $P_{вх}$ to the pressure in the cavity $P_к$ at the moment of its destruction and was respectively equal $\overline{P}_{вх} = 40$, $\overline{P}_{вх} = 70$, $\overline{P}_{вх} = 110$ и $\overline{P}_{вх} = 120$.

During the experiments, for cavitational dispersion of fuel and the degree of its influence on the system an evaluation of the quality of the process was done. In Figure 7, presenting a comparison of the consumption characteristics for the supplied fuel in two operating modes – normal operation of the inert gases system and with the fuel dispersion process usage.

The experiments were carried out in real operating conditions of the tanker. The total working time of the standard and modernized inert gas system was different. For this reason, the graphs in Figure 8 show only those measurements that correspond to the first six hours of the system's operation. In all three experiments, the consumption of the produced inert gases was at its maximum value – 1500 m^3/h. Dependencies 2 and 3 corresponding to the work of the inert gas system using the process of dispersion of fuel were obtained during different experiments.

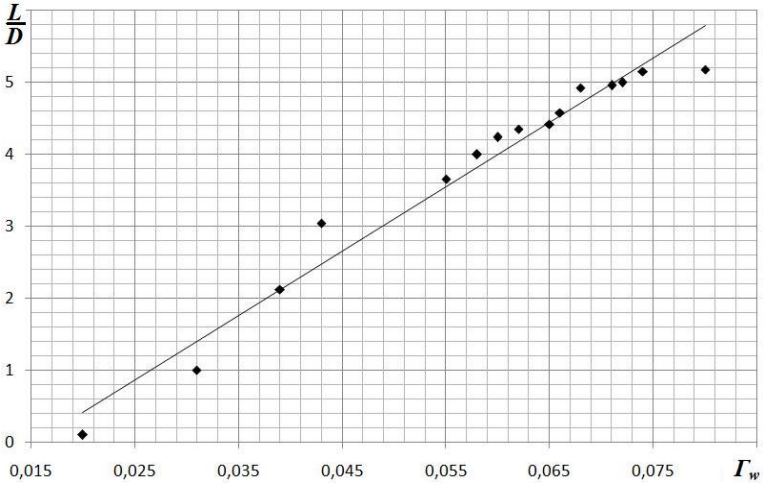


Figure 5. Influence of the degree of flow swirl on the length of the cavitation cavity

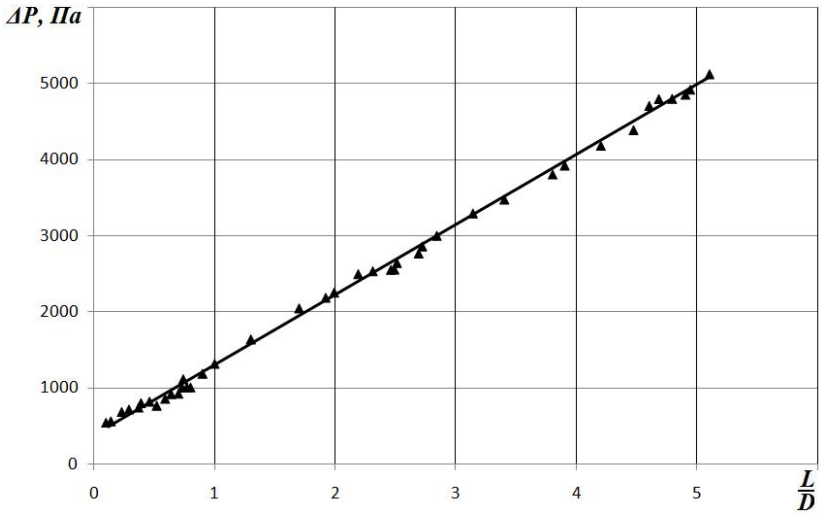


Figure 6. Influence of cavity length on hydraulic losses along the channel length

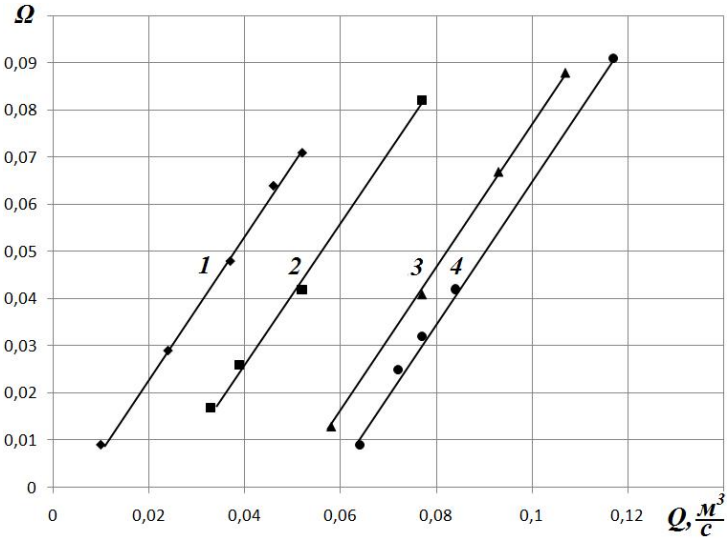


Figure 7. Dependence of the cavitation number Ω on the volume flow rate Q when the input pressure changes.
1 – $\overline{P}_{вх}$ = 40; 2 – $\overline{P}_{вх}$ = 70; 3 – $\overline{P}_{вх}$ = 110; 4 – $\overline{P}_{вх}$ = 120.

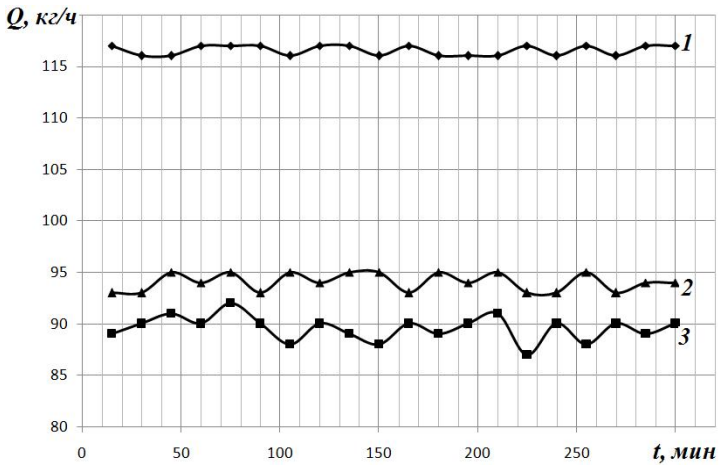


Figure 8. Evaluation of the operation quality of an inert gas system in terms of fuel consumption

1 – system operating in usual mode; 2, 3 – system operating with fuel processing

Analysis of the results lets make a conclusion that dispersion of the fuel provides a significant improvement in the operation quality of the inert gas system. As can be seen in Figure 8, less fuel is required to generate an identical volume flow-rate of inert gases. In the first case (comparison of curves 1 and 2 in Fig. 8), the average consumption of fuel was reduced from 116,55 kg/h to 89,55 kg/h, which is 23,1% as a percentage. In the second case (comparison of curves 1 and 3 in Fig. 8), the average consumption of fuel was reduced from 116,55 kg/h to 94,05 kg/h, which is 19.3% as a percentage.

Flow fluctuations in fig. 8 are not caused by changes in the performance of the inert gas system, but by the accuracy of the ship's digital differential manometer, according to which the fuel consumption was measured. The magnitude of these fluctuations for all three curves of the graph is: 0.4% first curve, 2.8% second curve, 1.1% third curve.

Ventilation of tanker holds by means of forced supply of inert gases should be based on the fact that a change in velocity, vorticity and temperature diagrams is observed in the corner zones of the cargo tank only. For this reason, it is necessary to supply jets of inert gases exactly to the body of the ascending air flow. The turbulization of a steady flow in the middle of the cargo hold of the tanker will lead to a reduction of the time required for its ventilation. The results of these studies are shown in Figure 9, where it can be seen that the minimum oxygen concentration in the hold was obtained at a jet opening angle of 30^0. At this angle, the distance of action of the jet of inert gas, and hence the zone of convective interaction with air, was maximum. As can be seen in all graphs, the nature of the change over time in the concentration of oxygen inside the hold in all four cases remained almost identical. This result allows to make a conclusion that the influence of the angles of opening of the inert gas jets onto the nature of the displacement of air from

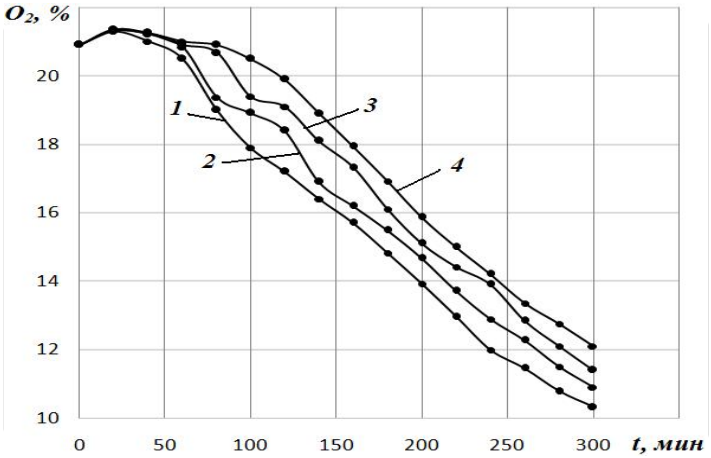


Figure 9. Changes in the concentration of oxygen in the hold
Inert gas jet opening angle: 1 – 30^0; 2 – 90^0; 3 – 160^0; 4 – standard supply of inert gases

the hold is not basic, and the process itself depends mainly on the degree of density stratification of inert gas within the working space of the cargo hold.

During the experiments, it was found that the use of forced supply of inert gas leads to the main result – reduction of the time that is spent on the ventilation treatment of the tanker holds before receiving a new cargo. The receiving of the stationary value of oxygen concentration equals 8% with the forced supply of inert gas was observed approximately in 740 minutes after the start of the process of the hold ventilation. A similar amount of concentration during the standard ventilation of the hold over this period of time was greater and amounted to 9,25%. Its stabilization to the stationary value was observed approximately in 1700 minutes after the start of the process of ventilation of the hold. In percentage terms, the improvement of the hold ventilation process during the transition from standard to forced ventilation of the hold was 13,5%. The reduction of time spent, ceteris paribus, was 56,47%.

By analogy with the process of oxygen concentration changing within the working volume of the hold, temperature stabilization was observed as well. Its stationary values in the four measured sections at the height of the

hold were obtained in 960 minutes after the start of the process of inert gas supplying to the vessel's hold.

In comparison of the results of measurements of the temperature at the exit of the hold with standard and forced ventilation, it was found that stabilization in the latter case also occurs earlier. The temperature gradient, that equals –17 °C was achieved in time less than 38,18% compared with the standard ventilation operation of the cargo hold of the tanker.

Conclusions

1. Modernization of the inert gas system on tankers implies research in two directions. The first direction corresponds to a constructive change in the processing technology for a heavy fuel in the inert gas generation system. The second direction should be based on the use of technology of tanker holds forced ventilation.

2. During the operation of the inert gas system, the quality of operation of the fuel dispersion unit, which is used to generate them, was evaluated. With an error of less than 2.8%, it was found that while maintaining the volume flow-rate of the inert gas, the total fuel consumption is reduced up to 23.1%.

3. The use of the process of forced supply of the inert gas leads to a reduction in the time spent on the ventilation processing of the holds of the tanker before receiving new cargo.

In percentage terms, the improvement of the hold ventilation process during the transition from standard to forced ventilation of the hold was 13.5%. The reduction of time spent, ceteris paribus, was 56.47%.

References

1. Bashta T. M., Rudnev S. S. and others. Gidravlika, gidromashini I gidroprivodi. Mashinostroenie. M. 1982. – 423 p.

2. Gurevich D. F. Raschet iconstruirovanie truboprovodnoy armaturi. – M.: LKI, 2008. – 480 p.

3. Novikov V. T. Truboprovodnaya armatura. – Tomsk. Izd-vo Tomskogo politekhnicheskogo universiteta, 2012. – 292 p.

4. Gidrogazodinamika i protsessy teplomassoperenosa: Sb. Nauch..Tr. / Red.kol. N.D. Kovalenko. – Kiyv: Naukova dumka, 1986. – 152 p.

5. Dale Anderson, John C. Tannehill, Richard H.Pletcher. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. CRC Press. 2012. – 774 p.

6. Djaluria J. Estestvennaya convektsiya. Teplo- i massoobmen. – M.: Mir, 1983. – 400 p.

7. Elder J.W. Turbulent free convection in a vertical slot. Journal of fluid mechanics. March 2006. Volume 23. Issue 1. pp. 99–111.

8. Eckert E.R.G., Carlson W.O. Natural convection in an air enclosed between two vertical plates with different temperatures. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2 (1961), 2, pp. 106–120.

9. Gusseinov D. A., Spektor Sh.Sh., Vainer L.Z. Tehnologicheskie rastcheti protsessov pererabotki nefti. M. Khimiya. 1964. – 305 p.

10. Godshtik M.A., Shtern V.N., Yavorskiy N.I. Vyazkie techeniya s parodoksalnimi svoistvami. – Novosibirsk: Nauka, Sib. Otd–nie, 1989. – 336 p.

11. R. Peyret, Thomas D. Taylor. Computational Methods for Fluid Flow. Springer. 1983. – 352 p.

12. Pavlenko V. G. Osnovi mehaniki jidkosti. –L.: Sudostroenie, 1988.– 240 p.

UDC 621.829

Kuropyatnyk O.A.
National university “Odessa maritime academy”

THE USE OF BYPASS EXHAUST GASES TO ENSURE THE ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF MARINE DIESEL ENGINES

The possibility of using bypass exhaust gases to ensure the environmental parameters of the ship diesel engines operation has been considered. It is indicated that the methods currently being developed to reduce the level of nitrogen oxides emissions (as one of the toxic components that is integral part of the exhaust gases of marine diesel engines) are associated with a change in the design of diesel engines and are possible only at the design stage.

At the same time, for diesel engines in operation, the design change of which is either not possible or requires significant investments, the task of reducing the concentration of nitrogen oxides in exhaust gases can be solved by optimizing the modes of their technical operation. The solution of this issue is demonstrated on the example of the exhaust gas system of the ship's 6L20 medium-speed diesel engine manufactured by Wartsila by using bypass exhaust gas in addition to the turbo-compressor directly to the exhaust line.

The degree of bypass exhaust gas during experimental studies varied in the range of 0...9.6 %, the change in the load on the diesel was 55...83 % of the nominal power. The nitrogen oxides concentration determination in the exhaust gases and the specific oil fuel consumption were determined for two options: with a constant position of the bypass valve and different loads on the diesel; with a constant load on the diesel and different positions of the bypass valve.

As a result of research, it has been established that increasing of the degree of exhaust bypass gases in the range of 0...9.6 % contributes to reducing the emission of nitrogen oxides from 8.72 g/(kWh) to 6.53 g/(kWh) and depends on the load on diesel, while the relative reduction of emissions of nitrogen oxides is within 1.15...13.85 %; the highest level of reduction of nitrogen oxides concentration in exhaust gases corresponds to the maximum degree of bypass gases and the maximum load on the diesel; the use of the exhaust bypass system changes the stoichiometric fuel-air ratio,

which contributes to an increase in the specific effective fuel consumption (in the experiments performed by 0.26...2.52 % depending on the degree of bypass gases and the load on the diesel).

Despite the increase in specific fuel consumption, the use of the gas bypass system is recommended in special areas of the world's oceans, when the environmental parameters become the prevailing indicator in the operation of ship power plants.

Ключевые слова: судовой дизель, эмиссия оксидов азота, газовыпускная система, турбокомпрессор, система перепуска выпускных газов, удельный эффективный расход топлива

Ключові слова: судновий дизель, емісія оксидів азоту, газовипускна система, турбокомпресор, система перепуску випускних газів, питома ефективна витрата палива

Keywords: marine diesel, emission of nitrogen oxides, gas exhaust system, turbocharger, exhaust gas bypass system, specific fuel oil consumption

Statement of the problem in general. At present, when operating ship propulsion systems, marine engineers have to solve the tasks not only of ensuring the required speed of the vessel, the maximum possible power of the main propulsion machinery (both main and auxiliary) and minimum specific and daily fuel consumption but also supporting ecological parameters.

Cycling thermodynamic processes ensuring the operation cycle of the ship's internal combustion engines (diesel) are impossible without the release into the atmosphere of exhaust gases. Their composition determines the environmental parameters of sea and river vessels operation, which are governed by the requirements of international conventions and resolutions, particularly the MARPOL convention [1].

Exhaust gases (EG) of diesel includes the following groups:

• NO_X nitrogen oxides, the formation of which is related with the liquid fuel combustion and the presence of nitrogen in it; their content is regulated in accordance with Annex VI of the Convention MARPOL 73/78;

• sulfur oxides SO_X, their formation completely depends on the sulfur content in the fuel; the percentage of sulfur in fuel is regulated in special areas in accordance with Annex VI of MARPOL 73/78 Convention;

• carbon dioxide CO_2, its formation is directly proportional to the amount of burned fuel; currently (according to the Kyoto Protocol) is considered as a global problem due to the fact that carbon dioxide is a "greenhouse gas", however, the CO_2 content in the EG is not regulated;

• smoke, unburned HC hydrocarbons, carbon monoxide CO, particulate matter, the formation of which is associated with the combustion and gas exchange processes in the engine currently are not regulated by the conventions requirements, in the same time individual types of emissions can be controlled individually at some point.

Providing the required concentration of NO_X in the exhaust gases is an important technical task, which solution allowing fulfill environmental requirements allowing for the operation and in the design of sea vessels and their main propulsion machinery [2].

Analysis of recent researches and publications. The decrease in the concentration of nitrogen oxides in the EG of diesel to the required values and the maintenance of this parameter within the required limits is possible in two principal directions:

— the use of technological solutions aimed at changing the operational properties of fuel, the design of fuel equipment, fuel supply characteristics, the nature of the operation processing performance and preceding the moment of formation of NO_X in the cylinder of a diesel engine;

— direct influence on EG (their cleaning, chemical treatment, recycling) during the time when they are in the exhaust gas system (EGS) of a diesel engine.

The reduction of NO_X emissions by chemical treatment of fuel was investigated in work [3], while its main task was to determine the optimal concentration of reagents added to the fuel in order to intensify the process of its combustion. Ensuring the environmental parameters of the diesel because of the construction modernization and assembly of the fuel system was considered in work [4], but the implementation of the obtained results requires additional equipment, which entails increased energy consumption. The modeling of the formation of nitrogen oxides was carried out in [5], and the work [6] is devoted to the search for the optimal degree of exhaust gas recirculation. At the same time, these studies did not consider such a way to reduce NO_X emissions as bypassing them in addition to a turbocharger (T/C) directly to the exhaust line.

Formulation of the problem. Currently developed methods of reducing NO_X emissions are associated with changes in diesel engine design and are possible only at the design stage. Moreover, for diesel engines in operation, the design change of which is either not possible or requires significant capital investment, the task of reducing the NO_X concentration in exhaust gases can be solved by optimizing the modes of their technical operation. Taking this into account, the task of the study was to determine the optimal (by the criteria of energy and economic efficiency) level of exhaust gas bypass in the EGS exhaust line – and after T/C – exhaust line.

Presentation of the main research material. According to their origin, three mechanisms of NO_X formation are distinguished:

1) thermal mechanism, or Zeldovich high-temperature mechanism (thermal NO_X);

2) fast mechanism, also called a "chemical" (fast NO_X);

3) fuel mechanism related to the formation of NO_X from nitrogen-containing components of the fuel (fuel NO_X) [7].

The formation of thermal, fast and fuel compounds NO_X depends on the type of fuel. The total content of NO_X generated by heat, fast and fuel mechanism is 100%, but their fraction is shifted for fuels of different state of aggregation and fractional composition. The nomogram correlation between NO_X of different types of fuel (under standard combustion conditions) is shown in Fig. 1.

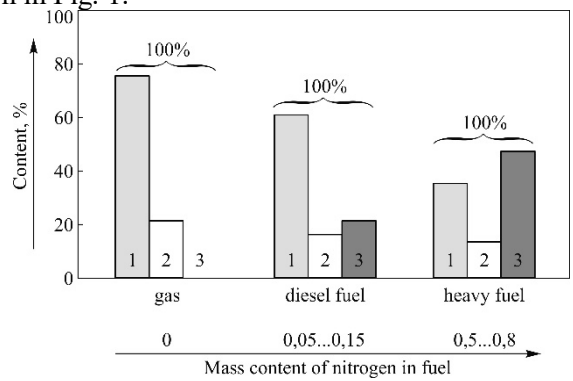


Fig. 1. Nomogram of NO_X type allocation for different fuel type NO_X

1 – thermal; 2 – fast; 3 – fuel

Thermal oxides of nitrogen, which constitute a large part of all types of NO_X, are formed at high temperature (T>1500 K) and at the condition

of high oxygen concentration during oxidation of atmospheric nitrogen in the combustion process. It is believed that increasing the maximum temperature in the combustion zone above 1850 K leads to unacceptably high emissions of NO_X.

Rapid nitrogen oxides are formed when molecular nitrogen present in the air is combined with hydrocarbon fragments formed during the decomposition of fuel in the first stages of combustion.

Fuel oxides of nitrogen are formed during the oxidation of nitrogen-containing substances present in the fuel in the zone of the flame. The concentration of fuel oxides can reach significant sizes if the content of nitrogen-containing substances in the fuel exceeds 0.1 % by weight.

Thus, the formation of NO_X occurs during the combustion of any type of fuel, and it is advisable to perform a decrease in their concentration only for the thermal mechanism of their origin, while the main conditions for limiting the amount of nitrogen oxides are to ensure the combustion process with a temperature not exceeding 1500 K. One of the method allowing to assure these conditions, is the bypass of gases, in which a part of the exhaust gases are sent directly to the exhaust line, without using their energy in the T/C.

The exhaust bypass system (Exhaust gas wastegate – EGW) is recommended by some diesel engine builders (for example, Wartsila-Sulzer) to limit the charge air pressure under high loads. At the same time, the EGW system can be used to reduce NO_X emissions. To confirm this, Wartsila's 6L20 medium-speed diesel engine, which performs the functions of a diesel generator as part of the ship power station and equipped by the EGW system, carried out a set of studies aimed at determining the effect of gas bypass in the EGS on its environmental and economic performance. The main characteristics of the diesel 6L20:

cylinders layout – in line;
number of cylinders – 6;
cylinder diameter – 0.2 m;
piston stroke – 0.26 m;
air pressure after turbocharger – 0.38 MPa;
maximum combustion pressure – 16.3 MPa;
rate of ration – 1000 rpm;
nominal output N_{enom}=1200 kW;
specific fuel oil consumption – 0.193 kg/(kW·h).

A principle diagram of the Wartsila EWG ship diesel 6L20 system is shown in Fig. 2. According to the instruction manual of the diesel engine, the EWG system provides gas bypass in the range of 0...10 %.

EG from diesel engine cylinders are delivered to main line 6. They are bypassed through bypass line 5 by valve 4, the repositioning of which is controlled by controller 7 and carried out by pneumatic actuator 8.

The main gas flow after T/C is returned through exhaust line 3. Using mobile flow meter MT100S (allowing to measure parameters in gas streams with temperatures up to 454°C) it is possible to determine the flow rate of gases at various points of the EWG, in particular the total amount of exhaust gases G_{Σ} and quantities gas entering the bypass G_{wg} in addition to T/C. This makes it possible to calculate the degree of bypass gases

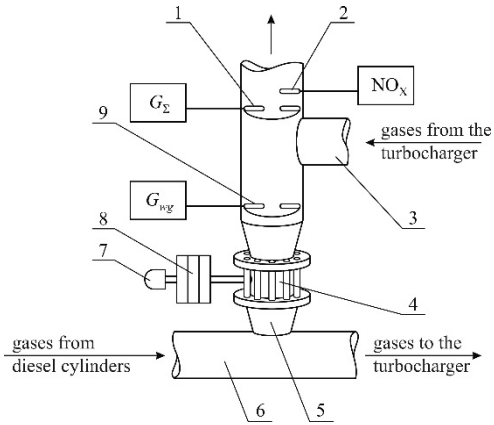


Fig. 2. Principle diagram of EGS of ship's medium-speed diesel 6L20 Wartsila with EWG exhaust bypass system:
1, 9 – control points of main and bypass gas consumption; 2 – control point of NO_X concentration; 3, 6 – main gases' flow exhaust lines; 4 – wastegate; 5 – bypass gases flow exhaust lines; 7 – position controller of bypass valve; 8 – pneumatic air motor of bypass valve

$$\delta_{\text{EWG}} = \frac{G_{wg}}{G_{\Sigma}} \cdot 100\%. \quad (1)$$

The concentration of NO_X in the exhaust gases was determined at point 2 using a Testo350XL gas analyzer. During the experiment, using ship's

measuring instruments (a flow meter installed on the main line supplying fuel to high-pressure fuel pumps and a timer) the specific fuel oil consumption (SFOC) has been determined.

The accuracy in measuring the flow rate of gases determined by the flow meter MT100S did not exceed ±0.5 %, the accuracy in measuring NO_X emission in exhaust gases with the Testo350XL gas analyzer was ±3.5 %, the accuracy in determining the SFOC did not exceed ±2.5 %.

The diesel engine on which the experimental studies were performed, provided the power for the constant groups of consumers. At the same time (depending on the studied modes), its power was 660 kW, 805 kW, 890 kW, 1010 kW, which corresponded to $0.55N_{enom}$, $0.67N_{enom}$, $0.74N_{enom}$, $0.83N_{enom}$. The accuracy in the change in power did not exceed ±1.5 %.

The ship power station consisted of three diesel engines of the same type, therefore, in case of a change in the number of energy consumers and their power, the required load was redistributed to diesel engines not involved in the experiment, and the diesel engine on which the studies were conducted was operated at a constant load. In addition, during the experiment on a diesel engine, constant temperature conditions were maintained in the lubrication and cooling systems.

During the experiment, the diesel engine operated for a constant load and a constant position of the bypass valve on each of the experimental modes for 2.5...3 hours. To determine the degree of opening of the bypass valve (position 4 in Fig. 2), initially at point 1, the total gas flow rate G_Σ, coming out of the diesel cylinders and passing through the main gas flow 3 (with valve 4 completely closed), was determined. After that, with the changed position of the bypass valve 4 at point 9, the gas flow rate G_{wg} was determined through the bypass main 5 and the degree of gas bypass was calculated using formula (1). Further measurements were carried out according to two schemes (Fig. 3)

1) at a constant position of the bypass valve, the load on the diesel has been changed, and then NO_X values in exhaust gases were determined and SFOC, for example, at a constant value of δ_{EWG}=9.6 % and different operating values of N_e, corresponding to 55, 67, 74, 83 % from rated power; then the position of the bypass valve has been changed (δ_{EWG}=8.1, 6.0, 3.8 %) and for each value of EWG in the specified range the load on the diesel changed and the measurement of NO_X and SFOC has been repeated;

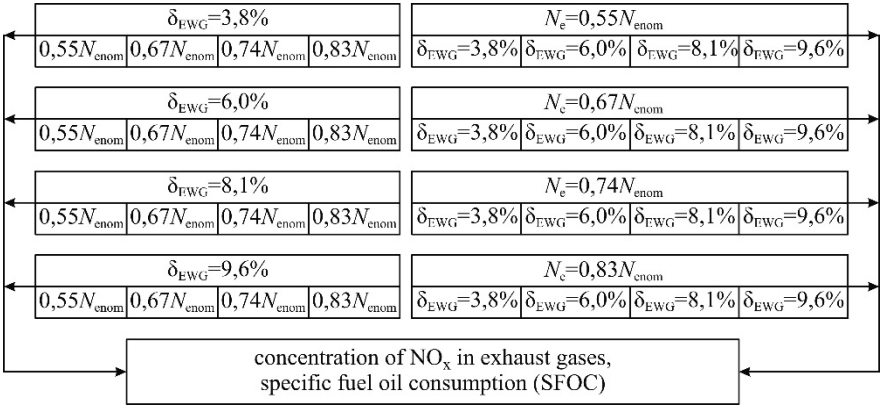


Fig. 3. Experimental researches sequence order

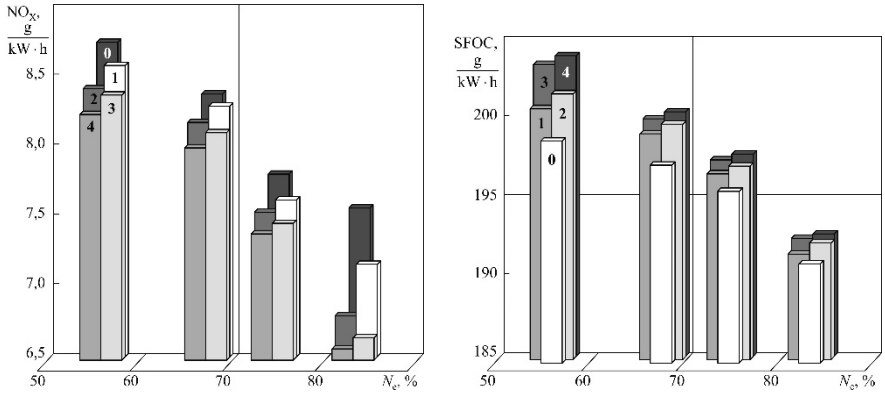
2) with a constant load on the diesel, the position of the bypass valve was changed, and then the NO_X emission values and the diesel engine economy indicator – SFOC, for example, were determined at a constant value N_e=0.83N_{enom} and different values of EWG (δ_{EWG}=9.6, 8,1, 6.0, 3.8 %); further, the load on the diesel engine was changed (0.55N_{enom}, 0.67N_{enom}, 0.74N_{enom}) and for each value in the specified range, the position of the relief valve was changed again and the measurement of NO_X and SFOC has been repeated.

It is allowed to increase the volume of receipt experimental data and to enlarge their information content.

The experimental values thus obtained showed good convergence, which confirmed the correctness of the measurements. The research results are summarized in Table. 1 and presented in Fig. 4.

Table. 1 Experiment results

δ_{EWG}, %	Emission NO_X, g/(kW·h) at engine load				SFOC, g/(kW·h) at engine load			
	55 %	67 %	74 %	83 %	55 %	67 %	74 %	83 %
0	8,72	8,37	7,81	7,58	198,6	196,9	195,5	190,6
3,8	8,58	8,32	7,62	7,18	200,7	198,9	196,3	191,2
6,0	8,42	8,18	7,52	6,83	201,6	199,6	196,8	192,0
8,1	8,38	8,12	7,47	6,63	203,5	199,8	197,3	192,2
9,6	8,24	8,01	7,38	6,53	203,8	200,6	197,5	192,5



a) *b*)

Fig. 4. Contingency of Emission NO_X (*a*) and SFOC (*b*) marine diesel 6L20 Wartsila from load N_e for different opening grade of gas bypass valve EWG: 0 – δ_{EWG}=0; 1 – δ_{EWG}=9,6 %; 2 – δ_{EWG}=8,1 %; 3 – δ_{EWG}=6,0 %; 4 – δ_{EWG}=3,8 %

Conclusions and prospects for further researches. The exhaust gases bypass system (Exhaust gas wastegate – EGW) is recommended and used by some diesel firms (for example, Wartsila) to reduce the charge air pressure at elevated loads of marine diesel engines. The EWG system provides the bypass of exhaust gases in the cylinder in the range of 0...10 % of their total volume directly to the exhaust pipe without using their energy in the T/C. At the same time, it is possible to use the EWG system to ensure the environmental parameters of the internal combustion engine operation (in particular, to reduce NO_X emissions with exhaust gases) in the entire area of diesel operating modes.

For the ship's 6L20 medium-speed diesel engine manufactured by Wartsila operating in the load range N_{ework}=(0,55…0,83)N_{enom} using the EWG system with exhaust gas bypass degree δ_{EWG}=3,8...9.6 % were obtained the following results:

1) an increase in the degree of exhaust bypass in the range of 0...9.6 % account for reducing the emission of nitrogen oxides from 8.72 g/(kW·h) to 6.53 g/(kW·h) and depends on the load on the diesel; while the relative reduction of NO_X emissions is within 1.15...13.85 %;

2) the highest level of reduction of NO_X concentration in exhaust gases corresponds to the maximum degree of gas bypass and the maximum load

on the diesel engine (in the experiments performed, 9.6 % and $0.83N_{enom}$ respectively);

3) the use of the EWG system changes the stoichiometric fuel-air ratio, which lead an increase of the SFOC;

4) for diesel operation modes approximate to the nominal (in the conducted studies, 74...83 % of the nominal diesel power) using exhaust bypass gases, the increase in the SFOC is 0.8...1.9 g/(kW·h) or in relative values of 0,26...1.05 %; at the same time, taking into account the maximum reduction of NO_X emissions in these operating modes, namely the improvement of the environmental performance of a diesel engine is a prevailing factor for this load range, therefore the use of the EWG system in this case is reasonable and can be recommended as a way to assure environmental requirements for marine diesel engines;

5) on loads $(0.55...0.67)N_{enom}$ increasing of fuel consumption when using the EWG system can reach 1.83...2.52 %; considering that in this variation of loads, the use of EWG provides a reduction in NO_X emissions by 1.15...5.5 %, the use of a bypass gas system for this range is not advisable.

When choosing the most optimal mode of operation of the EWG system, i.e. the amount of gases bypassed to bypass the T/C, it is necessary to carry out a complete assessment of the environmental and economic performance of a diesel engine. Despite the increasing in specific fuel consumption, the use of the EWG system can be recommended in special areas of the world's oceans, when their environmental parameters become the prevailing indicator in the operation of ship power plants.

REFERENCES

1. Голиков В. А. Новые тенденции в экологичности судовых энергетических установок / В. А. Голиков // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2011. – № 27. – С. 4-9.

2. Голиков В. В. Особенности проектирования многоцелевого судна двойного назначения ледового класса / В. В. Голиков, О. Н. Мазур, О. А. Онищенко // Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ» : зб. наук. пр. Сер. : Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 42 (1214). – С. 29-37.

3. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Zablotsky Yu. V., Sagin S. V. // Indian Journal of Science and Technology. –

2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

4. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas. v9n5p269.

5. Половинка Э. М. Моделирование процесса образования оксидов азота в цилиндре дизеля / Э. М. Половинка // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 132-140.

6. 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. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

7. Куропятник А. А. Снижение концентрации оксидов азота в выпускных газах судовых дизелей / А. А. Куропятник // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 63-66.

UDC 620.179.112

Lebedev B., Evdokimov V,, Melnik A. A., Bogomolov E.P.
National university “Odessa maritime academy”

INFLUENCE OF THE TEXTURE DIRECTION ON THE PROCESS AND QUALITY OF FRICTIONAL APPLICATION OF A COPPER FILM ON STEEL

For the first time the question of the effect of shear deformation texture on the efficiency of deposition of a copper film on its surface by a friction method was stated and experimentally clarified. It has been established that the friction process performed against the rough machining texture leads to the better improvement of quality of the copper layer than in the orientation of the texture. It is recommended to use this relationship for practical purposes.

Keywords: friction, texture orientation, steel, copper, coating, quality

At present the development and use of energy-saving technologies for improving the wear resistance of parts and restoring their performance characteristics during the repair of ship technical equipment (STE) parts is of particular social importance.

The technologies used for restoration of STE are characterised by high labor-intensiveness, energy intensity and metal intensity, and special requirements for production facilities.

The development of a method of applying wear-resistant coatings on the complex surfaces of worn STE parts without the use of energy-intensive and metal-consuming operations is one of the ways to solve the problem of wear resistance of the working surfaces of STE parts and to restore their technical characteristics.

One of the effective methods of improving the technological properties of STE parts is the coating and strain hardening of the surface layer. In recent years combined surface treatment processes have been developed, when along with the mechanical impact on the product, the effect of current, ultrasound, laser, plasma, various processing medium, etc. is added. Friction deposition of metal coatings should be added to the combined methods.

The essence of the process is that the rod of the coating material (copper or copper-containing alloys) is pressed with a certain force to the surface of the workpiece, which must first be preliminary degreased and lubricated with glycerin or some other special liquid. As consequence, in the process of friction, the oxide film loosens on the surface of steel or cast iron and plasticizes the surface of the copper alloy, which facilitates its setting. As a result, the surface of the part is covered with a thin layer (1 ... 3 mm) of brass, copper or bronze. A specificity of this method is the coating ability to self-regenerate to certain limits. [1]

The aim of the study was to determine the properties of a substance applied to a film base (copper and copper alloys) and to obtain empirical dependencies of these properties on the elements of the technological process of frictional filming.

The task of the study was to determine the optimal process of applying a copper film, depending on the orientation of the texture of the base.

It should be immediately pointed out that the process of frictional deposition of a film of copper on steel has long been known and has been successfully used, mainly for lathe machining of workpieces [2, 3].

The novelty of the material described below lies in the fact that it reflects the influence of the orientation of the texture of the subsurface metal layer on the process of copper coating formation.

For example, when fixing shafts on lathes for various operations, they can be installed in chucks without constant or clear orientation of the workpieces and without taking into account the shear strains already existing in the direction. As a result, shear strain reorientation occurs. With the frictional deposition of a copper film, the process of their formation against the already existing processing structure is possible.

The research was conducted on the basis of the methodology of Professor Evdokimov, at the premises of the Military Academy of Odessa. As a part of the study

the frictional application of solid films on the bodies of rotation was studied.

A separate, new area of research is the use of reversible friction for coating.

It is necessary to clarify the notion of reverse movement. In engineering reverse means going in or turning toward the direction opposite to that

previously stated. In this case, there is a reorientation to the other side of the surface layers.

However, the reversal of shear deformations can occur without changing to the reverse direction of motion. It often occurs while assembling machine components in a production environment, where attention is not paid to the direction of shear deformation resulting from machining. However, turning, as well as all types of cutting, grinding and rolling lead to the appearance of a directed texture.

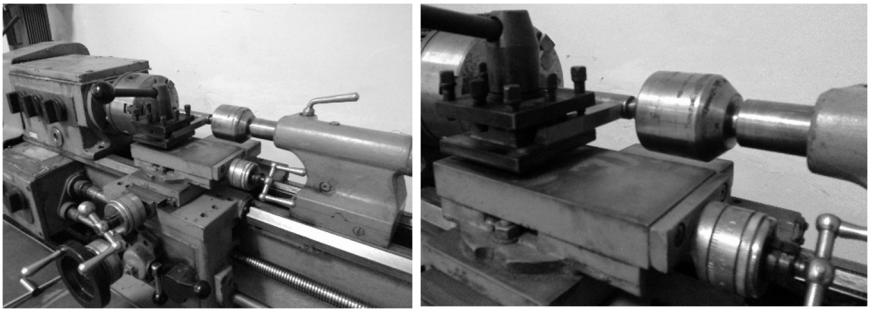
Friction of parts in the unit can occur both along the texture and against, i.e, reverse occurs. This reverse, which can be called " countersunking", leads to an increase in the wear of the connection. Usually, to cope with it we apply a smoothing method of shear deformations based on the principle of the absence of friction with the reverse orientation of the shear strains [4].

The study included the application of a copper or copper containing film under such a reverse - friction against the texture.

The experiments were carried out on a lathe (Fig. 1, a,b) with a copper film applied by the friction method in the direction of the structure and against the structure of the preliminary treatment. All other conditions were accepted. To eliminate the influence of the orientation of roughness or traces of processing, they were removed by applying transverse movements of the abrasive cloth or with a cutter.

While carrying out the experiments, various factors were studied. First of all, the influence of the orientation of the texture on the process of applying a film of copper was determined .

The texture in the surface layers was created by turning on a lathe in fig. 2, a. Then, by rubbing the sample made of bronze DIN standart CuSn12 (12% Stannum, the rest is copper) and the active medium, a copper film was applied according to the processing structure (Fig. 2.b) and against (Fig. 2, c) with fixing of time when copper began to form or transfer to steel.



a b

Fig. 1,Experimental setting on the base of lathe machin.

It turned out that friction against the texture (fig.2, c) contributes to a more rapid formation of a copper film than the friction in the orientation of the texture — by almost 40% with its increased continuity or relative thickness of about one micrometer, which is almost its limit.

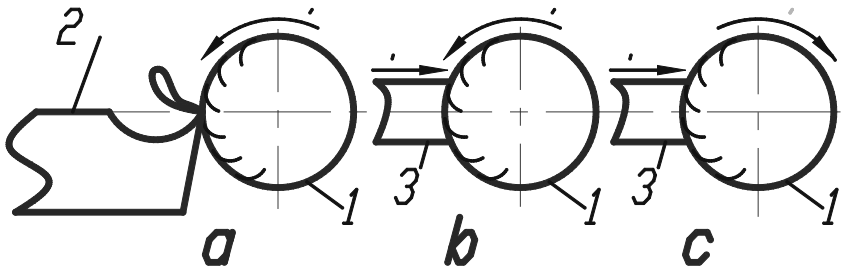


Fig. 2. Texture formation during turning and friction with regard to texture 1 - detail; 2 - cutter; 3 - the counterbody, and - the direction of the texture when turning; b- friction in the direction of the texture; in - friction against the texture or hidden reverse.

In addition, the friction force when applying the film against the texture was bigger than in the direction of the texture, and then became less (Fig. 3). It is due to a slightly increased film thickness formed by friction against the texture: curve 2 lies above curve 1 in fig. 4. and the continuity of the film is greater (Fig. 4).

It was possible to determine the abrasion of the film without re-occurrence by applying the method of exoelectron emission, in which the change in the area of steel coating with copper (Fig. 5).

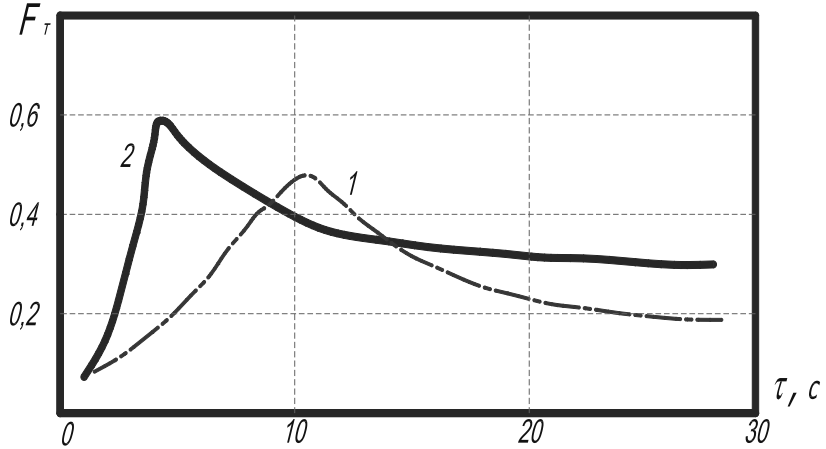


Fig.3. The effect of texture orientation on friction 1 - friction in the direction of the texture; 2 - friction against texture

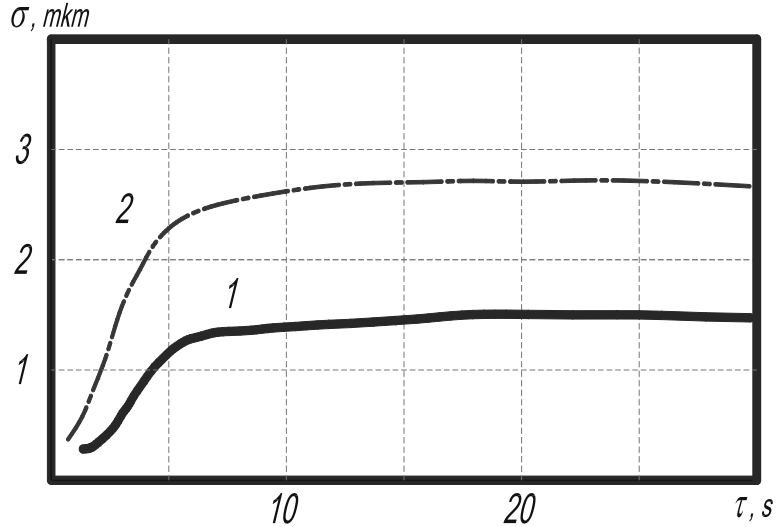


Fig. 4. The formation of the coating thickness δ from copper film with regard to texture 1 - in the direction of the texture; 2 - against the texture.

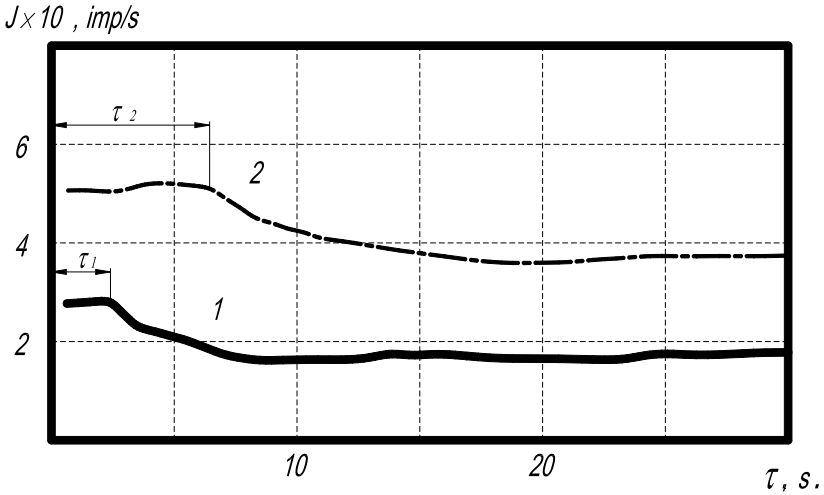


Fig. 5. The abrasion of the copper film on steel determined by exoemission 1 - in the direction of the texture; 2 - against the texture

It turned out that the time of coating of steel with copper with friction against the texture was about four seconds, whereas with friction over the texture it was several times longer (Fig. 6).

1. The efficiency of the process of forming a copper film on steel by friction depends on the direction of the steel texture;
2. It is shown that creation of a copper film against the texture of the steel underlayer is more preferable, for a number of reasons than in the direction of the texture, as it leads to increased coating thickness, formation rate, density, and so on.
3. The coordination of the texture of mechanical processing with the direction of movement of the spindle of the machine is not a difficult process and can be used for practical purposes without difficulty.

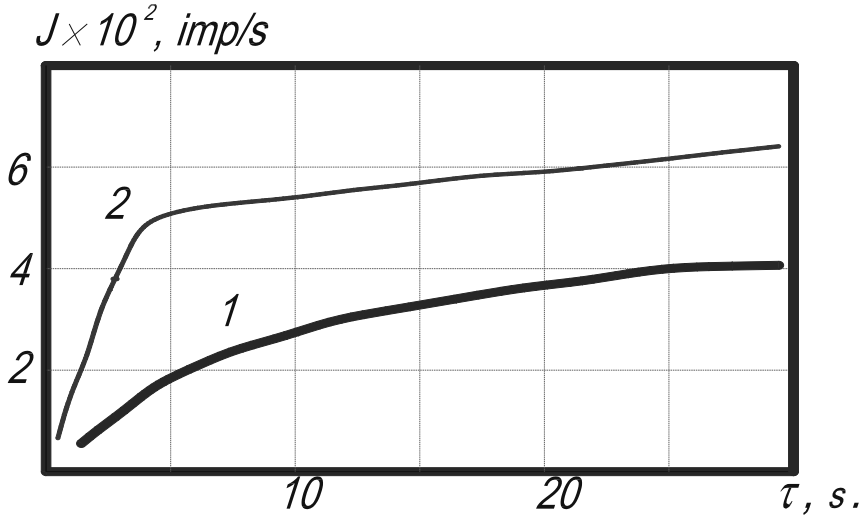


Fig. 6. The influence of the orientation of the texture of steel on the formation of copper coating 1 - in the direction of the texture; 2 - against texture

The obtained results allow us to draw the following conclusions.

LIST OF USED LITERATURE

1. Belevskiy L. Belevskaya I. / Фрикционный и электрофрикционный способы нанесения покрытий // Обработка сплошных и слоистых материалов - Scientific magazine on a theme: production of black metals and alloys, technology of metals, physical metallurgy Federal state budgetary educational establishment of higher education «state technical university of Magnitogorsk named ofter Nosov G. I.» 2012 . P. 158 – 163

2. Garkunov D. Триботехника (износ и безызносность):- М.:«Изд-во МСХА», 2001.61 с.

3. Эффект безызносности и триботехнологии: Book edited by. Garkunov D. .- М: Академ. Проблем качества Р.Ф.; 2003.-92 с.

4. Евдокимов В.Д. Трибология знакопеременнго трения. Одесса, Интерпринт, 2011.-432с.

UDC 629.123

Malakhov O.V., Gudilko R.G.
National university “Odessa maritime academy”

USE OF WATER-FUEL EMULSION DURING OPERATION OF VESSELS

Problem formulation. During the operation of water transport ships, water is always present in diesel fuel that is supplied for burning to the ship's power plant. Natural processes of moisture condensation from the environment, technical malfunctions in the sealing units and seals of fuel and ballast tanks lead to the ingress of the water component into the fuel. It is impossible to state unequivocally about the negative impact of a small amount of water in the fuel on the performance indicators of the combustion process. During the combustion of fuel due to the appearance of various intermediate chemical compounds, for example, spirits, small additions of water can lead to an improvement in the quality of the combustion process. The presence of water in the fuel increases the degree of dispersion of the torch. In combustion products, water can reduce the concentration of harmful components (soot, toxic oxides of nitrogen and sulfur, etc.) and reduce the temperature of exhaust gases.

From a scientific point of view, many questions related to the theory of combustion of ship water-flooded fuels remain uncovered and require their own thorough investigation. Of particular interest is the obtaining of theoretical and experimental results concerning the description of the combustion process of flooded fuel under the vessel’s working conditions. Ultimately, such studies are supposed to formulate basic indicators and a method for assessing the degree of influence of water concentration in fuel on the working processes in a ship's power plant.

Without exception, all vessels in their construction contain a fuel preparation circuit. It consists of basic elements – hydraulic lines, pump equipment, filtration system and fuel separation. Depending on the design of the vessel’s construction the technology of execution of the fuel preparation circuit may differ.

Analysis of the literature showed that according to the classification of works [1-2], moisture in diesel fuel can be divided into two types: internal and external.

When applied to diesel fuel, the internal moisture is colloidal – evenly distributed per unit volume. Its quantity is determined by the natural composition of the fuel. Depending on the manufacturer, its content is variable. The amount of colloidal moisture in the fuel also depends on the relative humidity of the atmospheric air. In tropical conditions of vessel's navigation, in comparison with the northern areas, this figure will always be much higher.

Colloidal moisture also includes hydrated moisture. This is part of the water that is chemically bounded to the mineral impurities of the fuel. Usually they include calcium sulphate and aluminosilicate. When analyzing the characteristics of the fuel, a good indicator of hydrated moisture is the ash content of the fuel. Its large values indicate onto overestimated amount of internal moisture in the fuel.

Internal moisture in the fuel cannot be removed by any of the known technical methods. The only way out of internal moisture from the fuel is the case of high temperatures, which, when applied to vessel's operating conditions, corresponds to only one process - the combustion of fuel in the ship's main engine [3].

External moisture in the fuel is always variable parameter. It is caused by various reasons. In application to the vessel's working conditions, the main sources of its occurrence can be divided into: atmospheric, man-made and technical.

To the atmospheric sources of moisture ingress into marine fuel belongs:

1. Moisture condensation from the environment.

In most cases, this moisture is surface type and the amount of its growth is directly determined by the total surface area of the walls of the ship's fuel tanks. Most often moisture condensation occurs on the walls of the fuel tanks. Provided that the relative humidity in the tropics is 96–98% and the temperature difference inside and outside the tank is 10 ° C, the amount of such precipitation can be quite substantial and reach up to 0.3% of the total volume of vessel's fuel tanks [4]. Condensation of such moisture occurs until the pressure of saturated water vapor inside the hold and in the fuel becomes equal to the partial pressure of air in the atmosphere.

2. The ingress of moisture into the hold due to precipitation, storm waves and man-made causes.

During the operation of the vessel such moisture can get into the fuel when there are leaking closures of bilge hatches, valves and technological inspection openings.

The main man-made sources of moisture ingress into marine fuel include:

1. Deliberately adding water to the fuel when bunkering the vessel for increasing the payment for the delivered total volume. This factor occurs in countries with weak economies and is most common in countries of Africa and Asia.

2. Emergency breaks at joints or corrosion of pipelines located in fuel tanks.

The main technical sources of moisture in the ship's fuel include:

1. The interface of ship tanks containing water and fuel.

This source of moisture in the fuel is present on every ship, regardless of its design. The uncontrolled entry of water into marine diesel fuel occurs due to the occurrence of various mechanical damages at the junction sections of the tanks. They are caused by the movement of the vessel on rough seas, when the hull and all bearing elements of the vessel are subjected to torsional and bending loads. The second reason may be chemical corrosion of the walls of the tanks.

The process of fuel burning with water is based on the movement of fine emulsion droplets in the space of the working chamber. Combustion of fuel does not occur in the entire volume of the chamber, but only in its locally allocated part. For this reason, the temperature in the initial part of the torch is significantly different from the ambient temperature. It varies along the axis of the torch (from top to bottom) in the direction of increasing to the limit values corresponding to the flash point.

In [5], it was shown that the nature of the temperature values distribution over the cross section of a submerged jet is qualitatively completely identical to the nature of the velocity distribution in the same section. As the distance from the nozzle outlet increases, the excess temperature on the flow axis will decrease, and the temperature boundaries of the jet will, on the contrary, expand. The temperature profile in this case is universal.

In most cases, inside the working chamber of a diesel engine, the spatial shape of the jet is axisymmetric. In outer direction from the nozzle current radius of its conical flame can be calculated by the expression [5]

$$r = k\sqrt[3]{x} \tag{1}$$

where k –empirical coefficient characterizing the increase in the thickness of the boundary layer and answering to diapason from 0,61 to 0,82; *x* - current distance corresponding to the distance of the calculated cross-section from the source of the jet, m.

Since the velocity in the body of the jet is a constant value the velocity dip on the axis of an axisymmetric wake can be determined from the expression [5]

$$V_{Xooc} = 1.4\sqrt{4r}Vx^{-\frac{2}{3}}, \quad (2)$$

and the change in velocity along the axis of the axisymmetric wake

$$\frac{V_{Xooc}}{V} = \frac{1.92}{k^2}\left(\frac{r}{x^{\frac{1}{3}}}\right)^2 \quad (3)$$

Based on the analysis of the literature [1-7], a universal conclusion was made – the impurity concentration profiles taken in similar cross sections of a moving turbulent jet coincide with the temperature profiles in similar sections. In other words, the distribution of the water component in the emulsion of water and fuel that is injected into the working cylinder of an engine can be studied over the temperature field in this jet.

The basis of the combustion of diesel fuel mixed with water combines a whole range of complex physical processes. In comparison with the combustion process of usual diesel fuel at the moment of initial ignition of the water-fuel emulsion an increase in the spatial dimensions and flame torch's angle of the cone is observed. This fact is a definite advantage compared with the case of usual diesel fuel burning. When moving in a jet, the emulsion is characterized by a different fractional composition. In accordance with [8], it can be described by an expression that has identical record form to the Gausses law known from statistics

$$n_k = N^{-a^2 d_i^2} \quad (4)$$

where n_k – the number of droplets with a diameter greater than the current diameter d_i; N – total number of droplets formed by spraying a unit mass of fuel; a – distribution coefficient.

A graphical representation of expression (5) is shown in Figure 1, where it can be seen that the size distribution of fuel droplets is not uniform. The left side of the distribution curve shows that the most likely diameter of droplets after the qualitative spraying of the water–fuel emulsion

is 50–100 microns. In this case, from 20 to 90% of drops in the jet located in this interval.

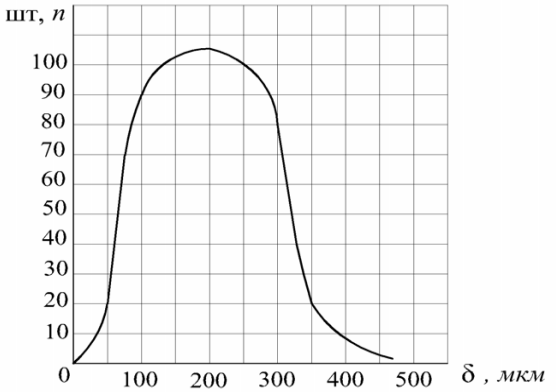


Figure 1. The size distribution of droplets in the jet

A very important characteristic of the combustion process is the burn-out time of a single drop of the fuel. This value is determined by Sreznevsky's law and has a form of dependence between the velocity on the square of the droplet's diameter

$$t_{гор} = \frac{\left(d^2_{нач} - d^2_{тек}\right)}{k_{исп}} \quad (5)$$

In expression (5) the value $k_{исп}$ is the evaporation constant. For diesel fuel its numerical values, depending on the temperature in the flame, lie in the range from 0,19 to 0,35.

The burning of water and fuel emulsions is always accompanied by a process of water dissociation

$$2H_2O=2H_2+O_2 \quad (6)$$

and the breaking of hydrogen bonds, which is characterized by the release of energy. The released atomic hydrogen H is subsequently burned. This saves fuel and has a positive effect on the thermal stability of the combustion process of a water-fuel emulsion.

$$H+H=H_2+104\ ккал \quad (7)$$

As can be seen from formula (6), additional oxygen appears in the combustion plume during the dissociation of water. As an oxidizer, it pro-

motes the combustion of hydrogen with the release of energy, which completely compensates for the spending of heat for the initial dissociation of water. The hydrogen heat of combustion in terms of fuel mass unit is three times greater than the equivalent value for diesel fuel. However, the combustion of hydrogen requires a larger amount of air. So, for example, 45 kg of air is necessary for burning 1 kg of pure hydrogen, and 14.5 kg of air is enough for burning 1 kg of a light diesel.

The purpose of the research is a scientific solution of the problem connected with improvement of the technical and economic indicators of the vessels exploitation. This can be achieved through the implementation of a new technology for the preparation and combustion of water-fuel emulsions. Such technology, when integrated into the circuit of preparation of fuel on a ship, will allow to receive and use water-fuel emulsions during the operation of the ship's main engine without reducing the main indicators of the power developed by it.

When diesel engines operate, the quality of the used air-fuel mixture and the content of the main components that it contains are of particular importance. High-quality fuel preparation provides a deliberately high level of efficiency of operation of the ship's power plant.

Taking into account the specific features of the operation of the vessel's fuel dewatering systems, it can be stated that the problem still exists and it remains unresolved. There are still no reliable methods and technical devices that allow the use of flooded fuel when burning in the main engine of the vessel.

Main investigation problem was formulated as an increase in the technical and economic indicators of the ship's operation by developing a new technology that allows to receive and to use water-fuel emulsions when the ship's main engine is working without reducing the main indicators of the power it develops.

The proposed technology that will change the basic properties of the emulsion of water and fuel is based on the final result of a known physical process. At high speeds of movement due to the conversion of kinetic energy, it is possible by means of mechanical way to achieve a change in the structure and properties of multiphase media. Mechanical mixing at high speeds can lead to the transfer of external moisture in the fuel to the internal one. The resulting emulsion will be characterized by a uniformly dis-

tributed structure and resistance to delamination. The burning characteristics of such an emulsion in a ship's main engine will greatly exceed the same values taken for conventional diesel fuel. In this case, the main practical problem can be solved – minimizing the negative consequences of the degree of increased moisture content in the fuel.

Research materials. The process of flooded fuel burning always involves the preparation of the initial mixture of fuel and water. For this reason, in the course of research, the emulsion was previously prepared using two variants of mechanical mixing. In the first case, ultrasonic vibration was used, and in the second – mechanical mixing of water and fuel.

Mixing was performed inside the closed circuit of hydraulic network, when fuel and water from the pipeline entered the impeller of the centrifugal pump. Structurally, the impeller was modified. A set of holes was drilled in it along the entire length of the inter-blade working channels. Due to the high speed of rotation, cavitation partially occurred in the pump. With the destruction of the emerging vapor bubbles, an additional intensification of the mixing process occurred.

The difference between the vibration and mechanical methods of preparing a water-fuel emulsion was manifested in the quality of the resulting mixture. In the case of ultrasonic preparation, an almost single-phase liquid was obtained, which for a very long time (up to 600 hours) was not subjected to exfoliation into its constituent components. With mechanical mixing, the separation period was less and amounted up to 49 hours. Both indicators fully comply with the technical standards and conditions of the ship’s main engine operation.

The first variant of mixing implied the use of an ultrasonic vibrator immersed in the fuel and the addition of water at the time of its operation. A factory-calibrated ultrasonic generator IL 10-2.0 was used. Its main characteristics are as follows: the supply voltage at a frequency of 50-60 Hz is equal to 220 +/- 10%; single phase; operating frequency of 16-25 kHz; output power not less than 2 kW; power consumption not more than 2.2 kW; Efficiency at Cosφ load=0.86, not less than 92%; type of connected transducers - magnetostrictive.

During mechanical preparation of the emulsion with the use of a pump a closed hydraulic circuit was used. Water was supplied using a dispenser. The general scheme of the mechanical mixing plant is shown in Figure 2. The circular movement of the fuel inside the pipeline 1 with the valve 5

closed was carried out by the centrifugal pump 4. The diameter of the pipeline was 50 mm. Single-stage pump designed for pumping bilge water of the ship, brand DESMI (Denmark) the NSA series had characteristics: performance 5-10 m^3/hour; developed maximum pressure 10 m of water head.

The required amount of fuel was initially poured into the hydraulic circuit from the dispenser 2, which was then shut off with the use of valve 6. Similarly, water was supplied to the pipeline from tank 3. After closing two valves 6 on the water and fuel supply lines to the main circuit, pump 4 was activated. After five minutes of its work, completed mixing of the two liquids was usually achieved and the pump was shut off. The resulting water-fuel emulsion through the valve 5 was poured into a working tank for collection and subsequent supply for incineration. Due to the volume change of the liquids in two dispensers during the preliminary preparation, it is possible to obtain any concentration of water and fuel in the resulting emulsion.

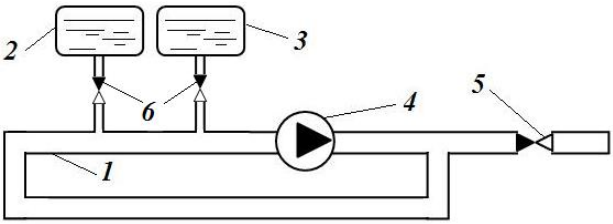


Figure 2. Hydraulic circuit diagram
1 - closed pipe contour; 2 - fuel dispenser; 3 - water dispenser; 4 - pump; 5 - automatic valve.

For mechanical preparation of a water-fuel emulsion, it is necessary to choose the right construction of a centrifugal pump. In this case, the first basic criterion should be the dimensionless coefficient of its power, which is calculated by the expression

$$\overline{N} = \frac{\overline{Q} \cdot \overline{H}}{\eta} \tag{8}$$

where $\overline{Q}$ and $\overline{H}$ – dimensionless coefficients of pressure and pump performance; η – efficiency factor of the pump.

The value of the pump's power factor to obtain a water-fuel emulsion with a water particles size in the fuel of not more than 10^{-7} m should be 0,95 or more.

The mixture of water and fuel in the pump is provided by a strong flow turbulization. It is created by the flow of two liquids through special openings in the inter-blade channel and a special attention must be given to their allocation. It is most rational to create whirls of small-scale turbulence along the line reproducing the contour of the blade. At the stage of preliminary studies, it was concluded that it is advisable to drill holes along the axis of symmetry of the channel, bounded by two adjacent blades by low

$$X_i = 1 - Sin^n\left(\pi \frac{i-1}{N}\right), \; Y_i = f(X_i), \qquad i = 1, 2, ..., (N+1) \tag{9}$$

In expression (9), the discrete distance factor *n* between holes should be n>3 and when drilling the holes, it was assumed to be 3,2. In the case when impeller has big diameter, when the output diameter is larger than the input diameter by two or more times, the resolution factor can be taken as n=3,9.

To carry out an experimental assessment of the possibility for vessel operating on a water-fuel emulsion, an experimental plant was developed. It is shown in Figure 3. With its use in experiments, the minimum temperature when the mixture of fuel and water can ignite and burn steadily was measured. It was determined depending on the different values of the volume concentration of water in the emulsion. The technological scheme of the plant's operation is as follows: a previously prepared working water-fuel emulsion 4 is pumped into the cylindrical channel 1, which plays the role of vessel's fuel tank. Due to the movement of the rod 2 with the installed piston 3 water-fuel emulsion 4 in liquid form is fed to the combustion. The speed of rod 2 movement allowed to adjust the value of the working mixture mass flow rate.

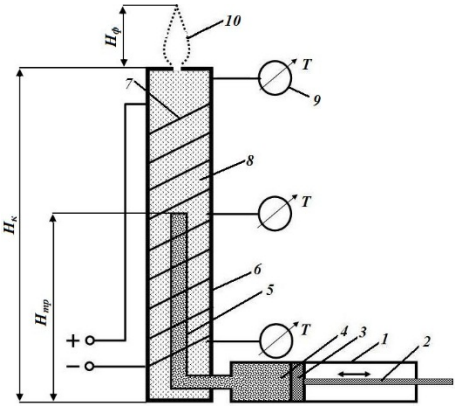


Figure 3. Experimental plant

1–cylindrical channel; 2–rod; 3–piston; 4–water-fuel emulsion; 5–nozzle for heating water fuel emulsion; 6–combustion chamber; 7–filament; 8–gaseous fuel mixture; 9–thermometer; 10–flame torch.

The main element of the plant is the combustion chamber 6, which in real ship conditions corresponds to the combustion chamber of the main engine of the vessel. It was made of a steel pipe with a diameter of 1 cm and with a wall thickness of 2 mm. In order to verify the reproducibility of the measurement results, the height of the combustion chamber 6 was variable and had dimensions H = 150, 200 and 300 mm. At both ends, the combustion chamber was hermetically sealed with round covers. The top cover served as a nozzle.

The nozzle 5 was tightly connected to the cylindrical channel 1 at right angle. It simulated the operation of the ship's steam fuel preheater and its main function was to heat the emulsion to the value of ignition temperature, which corresponds to the current concentration of water in the fuel. Depending on the size of the combustion chamber 6, the height of the nozzle 5 has been changing and had dimensions $N_{тр}$ = 75, 100 and 150 mm.

The heating of the liquid water-fuel emulsion inside the nozzle 5 was carried out using a nickel-chrome filament 7. It was spirally arranged with a uniform pitch on the outer wall of the combustion chamber 6. By controlling the degree of its heating, the heat flux with different values of heat output was transmitted through the walls in the annular space 8. This area

of the chamber 6 while the two-component liquid was evaporating has been filled with the vapor of the water-fuel emulsion, which assumed the corresponding value of the heating temperature.

At the exit of the working chamber 6 was located a thin hole. It simulated the nozzle. Its diameter was 1 mm. It was made with the processing of external and internal output edges.

At the height of the working chamber 6 there were installed three thermocouples. They were used to control the temperature of the mixture. First thermocouple was located at the level of the nozzle inlet for heating the emulsion 5 into the combustion chamber 6. The second thermocouple was installed at the level of the output edge of the nozzle 5. The third thermocouple corresponded to the upper point of the combustion chamber 6.

At the beginning of each series of experiments, the internal space of the working chamber 6 was heated to a temperature of at least 200 ° C. After the moment, when all three thermocouples began to show the same temperature values of the gaseous water-fuel emulsion in the orifice, which was simulating a nozzle there has been done an ignition of the outflowing gaseous jet. The emergence of a stable flame torch and the subsequent absence of its breakdowns indicated the stability of the combustion process.

Concentration of water in the fuel is the main factor influencing onto the process of its combustion in the main engine of the vessel. As a result of experimental study of this effect, new results were obtained. They can have a significant impact on the performance of the vessel. The most important characteristics include:

- fuel costs. They are directly determined by the mass flow rate of fuel, which can be reduced as a result of using the obtained data;
- boundaries for the temperature range maintaining of a steady flame of combustion of the working mixture in the combustion chamber of the power plant;
- an increase in the duration of the routine maintenance of the vessel's fuel equipment.

An example of the measurement results is shown in Fig. 4. The graph for various values of the concentrations of the mixture of ship diesel Diesel euro 2M with water shows the experimental values of flash point.

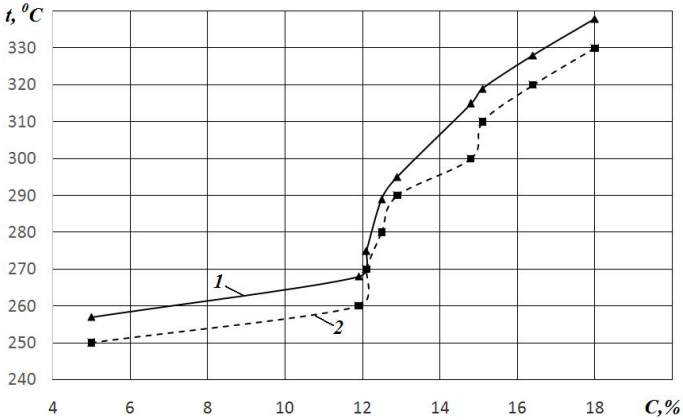


Figure 4. Dependence between water concentration and the flash point of the emulsion
1 - mechanical preparation of the emulsion; 2 - ultrasonic preparation of the emulsion.

All results refer to two methods of preparing a water-fuel emulsion. Curve 1 corresponds to the mechanical method of mixing water and diesel fuel in a pump with a perforated impeller in the areas of the inter-blade working channels. Curve 2 corresponds to the preparation of the emulsion using a plate ultrasonic generator. Both graphs are plotted with the use of averaged values of the flash point. In order to verify their reproducibility, a series of experiments was carried out using three different heights of the working chamber. In this case, by changing the height (volume) of the working chamber of the plant, the spatial location of the measurement points changed, but the results indicated that the final values were unchanged. As an example, in Figure 5 it can be seen that the flash point values obtained from a thermocouple located at the level of the fuel supply to the working chamber H_{mp} and the thermocouple installed at the outlet of it $H_к$ almost coincided. The graph shows a slight difference in the data of the first thermocouple, corresponding to the lower part of the working chamber. In comparison with other thermocouples, it occurred within the absolute error of 1,7 %. The main explanation for this difference may be the fact of non-uniform heating – temperature stratification of the material

of the walls of the working chamber along its height, since in this part it was not heated using a heating element.

In the course of conducting experimental researches on the AHTS ship "Jaya Majestic", it was stated how the presence of water in diesel fuel makes influence onto two main performance indicators of the vessel – fuel

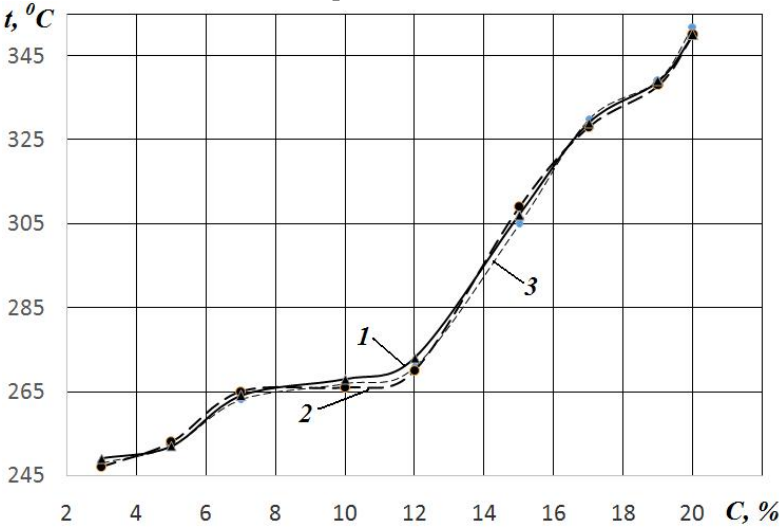


Figure 5. Flash point distribution at the height of the working chamber 1 - thermocouple at the bottom of the working chamber; 2 - thermocouple in the middle of the working chamber;3 - thermocouple at the level of the torch source.

consumption and exhaust gas temperature. The measurements were made during the transition of the vessel, when the three operating modes of the load of the ship's main engine at a constant number of its rotation were respectively: 80 %, 50 % and 30 %.

The results of the flow rate measurements for the water-fuel emulsion are shown in Figure 6. The graph shows that an increase in the concentration of the water component in the emulsion led to a change in the flow-rate. This change was not permanent. The worst-case scenario corresponds to the modes of the vessel when there is little load on the main engine of the vessel. In this case, the addition of the water component did not lead

to fuel economy, since, with its maximum value equal to 15 %, the consumption data increased by 16,5 %. However, at medium speed, with a load on the ship's main engine of 50 % with a water concentration of 15 %, the increase in consumption was only 4,7 %. The best effect in fuel economy with the use of water-fuel emulsion was achieved when a load on the ship's main engine has been 80 %. In this case, when the moisture content of the fuel is equal to 15 %, the change in fuel consumption compared to the humidity of 1 % was only 1.57 %. In other words, when the ship is running at 80 % load mode of the main engine, it is possible to obtain fuel savings of 13.42 % or in real units of measurement 0.102 m^3/h. At a cost of 800 USD per ton and a light diesel density of 860 kg/m^3, the resulting savings in fuel costs are $ 1,684.22 per day.

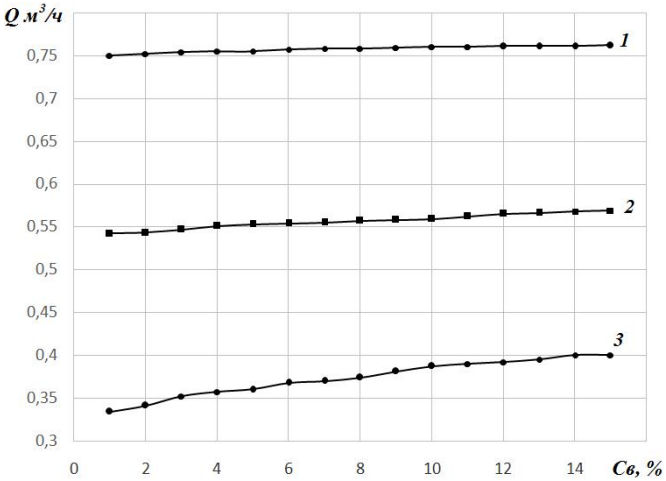


Figure 6. Influence of water concentration onto the consumption of water-fuel emulsion. The load mode of the vessel's main engine is:1–80 %;2–50%;3–30 %.

The change in temperature and composition of the exhaust flue gases, depending on the moisture content of the fuel, was measured when the load mode of the ship's main engine was 80%. The measurements were carried out with the use of universal digital flue gas analyzer 717R Flue Gas Analyzer. Installation of its primary processing unit was carried out inside the ship's chimney. The distance between the place of its allocation and the

output section according to the manufacturer's technical installation specification was 300 mm.

The results of measurements of the flue gas temperature are shown in Figure 7. As can be seen in the graph, the amount of water in the emulsion directly reduces the temperature. When the concentration value was changed from 0 to 15%, the flue gas temperature decreased to the level of 90 ° C. Its fall is due to the additional cost of thermal energy for burning water-fuel emulsion in the torch. Due to this, the total heat loss in the ship power plant is reduced. By analogy with the economic effect of reducing the level of fuel consumption in the course of the vessel with a load of the ship's main engine of 80%, the positive effect of temperature balance was achieved.

The change in humidity in the original water-fuel emulsion from 1 to 15% resulted in a negative gradient in the temperature difference at the exit of the flue gases chimney equal to: 89.4–142.1 = -52.7 0C. This indicator is very high and shows the prospects of the use of water-fuel emulsions under the vessel's working conditions.

In the experiments, there was evaluated the influence of the water concentration in the emulsion on the concentration of carbon monoxide CO, oxygen O_2 and carbon dioxide CO_2 in the flue gases. By analogy, the positive effect of water presence in diesel fuel was also established. As can be seen in Figure 8, the concentration of carbon dioxide CO_2 fell, and the concentration of free oxygen O_2 in the flue gases increased. This indicates on a better burnout of the fuel component and an increase in the overall efficiency of the ship's power plant.

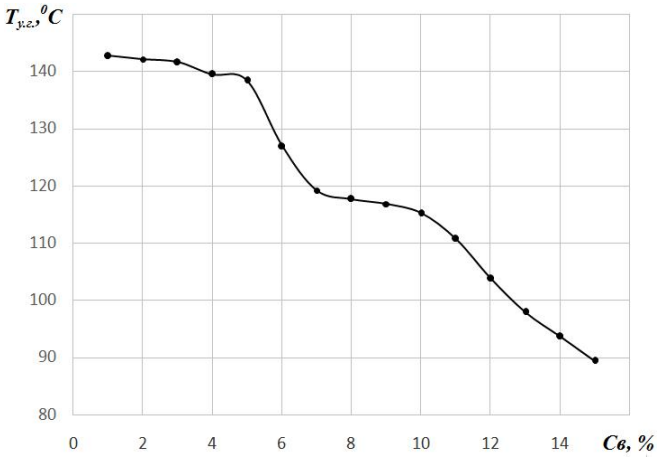


Figure 7. The influence of water concentration in the emulsion onto the flue gases outlet temperature when a load on the main engine of the vessel was 80%

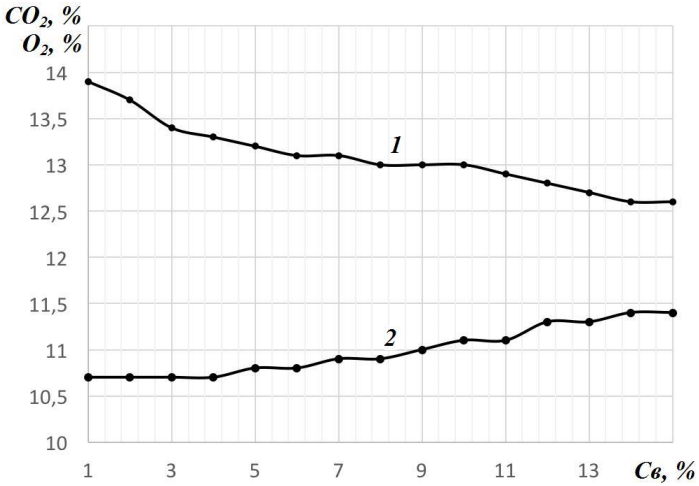


Figure 8. The influence of water concentration in the emulsion onto the carbon dioxide CO_2 and oxygen O_2 concentration in the flue gases
1 - carbon dioxide CO_2; 2 - oxygen O_2

A good indicator for the influence degree of water concentration in the fuel on a performance of the ship's power plant can be the calorific value of the water-fuel emulsion which is used. This indicator is easy to associate with the power, that developed by the main engine of the vessel. Recalculation of the calorific value of the emulsion from MJ to kWh is carried out as 1MJ = 0.278 kWh. This ratio shows that the measurement of the current capacity of the vessel during its operation is directly related to the calorific value of the water-fuel emulsion which is used. In this case, it is necessary to distinguish two modes for a vessel's main engine operation: course mode, when the load on the main engine of the vessel is almost constant; maneuver mode, when changes in the load on the main engine of the vessel are constant.

Most recommended to use an emulsion of water and fuel in the first mode. The characteristic dependence of the change in the current power of the vessel's main engine with an increase of water concentration in the emulsion is shown in Figure 9. The corresponding change in the calorific value of the water-in-fuel emulsion can be obtained by standard recalculation. The graphs show, that the increase of water concentration in the fuel makes influence onto the power of the main engine according to a linear law. When water concentration in the fuel becomes larger the spread of the engine speed rotation range with the power increase becomes descending.

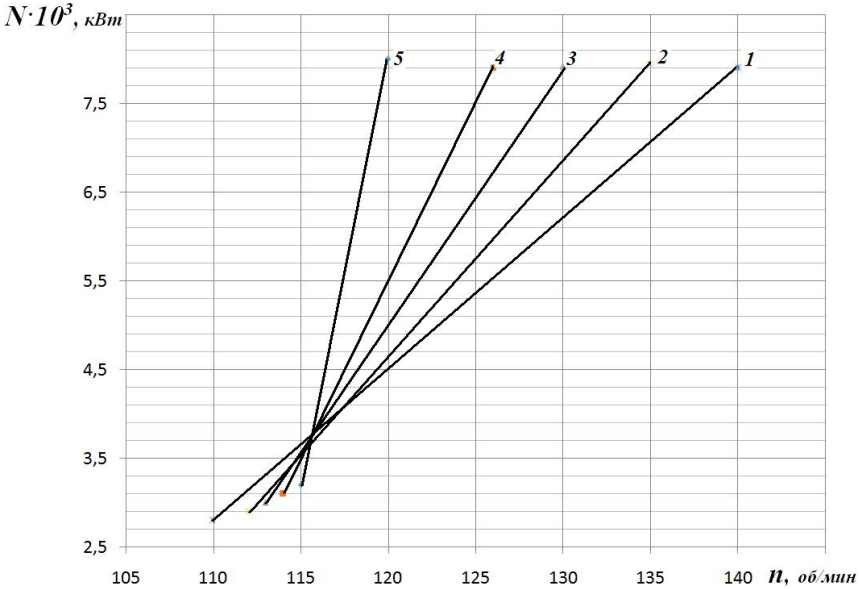


Figure 4.2 The influence of water concentration onto the power of the vessel's main engine
1 - C=1 %; 2 - C=3 %; 3 - C=5 %; 4 - C=10 %; 5 - C=15 %.

The results obtained during research work allow to conclude that the new vessel's technological scheme for water-fuel emulsion preparation, that was developed, is characterized by high quality dispersion of water and diesel fuel and improves the technical characteristics of the operation process of the ship power plant.

Conclusions.

1. When water dissociates in the flame torch an additional oxygen appears. As an oxidizer, it promotes the combustion of hydrogen with the release of energy, which completely compensates spending of the heat for the initial dissociation of water. The heat of hydrogen combustion in terms of fuel mass unit is three times greater than the equivalent value for diesel fuel.

2. The greatest fuel economy when using a water-fuel emulsion was obtained with a load on the vessel's main engine equals to 80 %. During

the course of the vessel in this load mode onto the main engine a consumption of the fuel was reduced by 13,42 % or in real units of measurement by 0,102 m^3/h.

3. New vessel's technological scheme for water-fuel emulsion preparation, that was developed, is characterized by high quality dispersion of water and diesel fuel and improves the technical characteristics of the operation process of the ship power plant.

REFERENCES

1. Strandel P.A. Review of water emulsified fuel investigations for shipboard applications. Naval Engineers Journal, 1986. pp.53-60.
2. Thomson R.V., Thorp J., Armstrong G., Katsoulakos P. The burning of emulsified fuels in diesel engines. Trans. Jnst. Mar. Eng. 1981. V.93. - p. 19-25.
3. Adkins P. The burning of emulsified fuel in medium speed diesel engines. Fairplay Inst Shipp Weekly. 1982, N 28. P. 27-29.
4. Lawson A., Last A.Y. Modified fuels for diesel engines by application of unstabilised emulsions. SAE Technical Paper Series. 1979. № 790925 - 16 p.
5. Abramovitch G.M. Teoriya turbulentnih struiy. M. Gas. Izd-vo phys.-mat. Lit-ry. 1960., 715 p.
6. Ivanov V.M., Nefedov T.I. Eksperimentalnie issledovaniya protsessa goreniya tchastits naturalnih I emulgirovanih jidkikh topliv. // Novie metodi sjiganiya topliva I voprosy teorii goreniya. – M.: Nauka, 1962. – 34-35 pp.
7. Ischuk U.G. Intensificatsiya protsessov sgoraniya v sudovih dizelyah. L.: Sudostroeniye, 1987. 53 p.
8. Balabuishko A.M., Zimin A.I., Rujitskiy V.P. Gidromehanitcheskoe dispergirovaniye. M.: Nauka, 1998. 330 p.

UDC 621.431.74

Polovinka E.M.
National university “Odessa maritime academy”

MODELLING OF PROCESSES OF NITROGEN OXIDES FORMATION IN CYLINDERS OF DIESEL ENGINES

Abstract

It is noted the presence of two groups of toxic components in diesels exhaust gases (EG): incomplete fuel combustion products and those of complete oxidation of the chemical elements in the fuel composition. The most numerous constituents of second category are the nitrogen oxides (NO_x). The content of the latter is regulated by IMO regulations and maximum limits apply to environmental control areas.

About 42% of nitrogen oxides emissions in an atmosphere are from diesel engines operaing on transport and in various industries. 80-90% of diesel engines exhaust gases nitrogen oxides is the share of nitrogen monooxide NO and 10-20 % - of nitrogen dioxide. The share of others gaseous nitrogen oxides (N_2O, N_2O_2, N_2O_4, N_2O_5) in the exhausted gases is insignificantly little, therefore widely applied designation NO_x serves for a designation of a nitrogen monooxides and dioxides mix.

The analysis of the different processes of formation of nitrogen oxides (NO_x) in the cylinder of internal combustion engines is carried out. There are following processes distinguished: main – thermal, including the extended Zeldovich mechanism of nitric oxide formation of NO from atmospheric nitrogen in the high temperature zone of combustion immediately after the combustion; generation of "prompt" NO in the flame front; fuel nitrogen oxides formation as a result of the conversion of nitrogen contained in the light and gaseous fuel to the nitrogen oxide when burned; the formation of NO from nitrous oxide N_2O. For modeling of diesel engines nitrogen oxides formation process, the preference is given to a thermal mechanism.

Existing semiempirical models of NO_x formation have low accuracy and require additional configuration for specific applications. It is suggested to consider the possibility of applying statistical models of NO_x formation. It is performed statistical analysis of experimental data using regression analysis. Regression equations of the second order with various options of interaction factors were obtained. The best predictive qualities

posess a second order model with a nonlinear conversion function and cross-factor interaction, included in the model.

In article it is analysed modern representations about the mechanism of nitrogen oxides formation, making the basic part of harmful emissions with the exhaust gases of diesel engines. Essential components of this process are considered: thermal, "prompt", fuel, N_2O mechanisms. At calculation of nitrogen oxides formation the preference is given to a thermal variant. Insufficient accuracy of existing semiempirical models is noted and the expediency of the statistical approach on the basis of processing experimental data is proving.

Initial data for the statistical analysis are prepared. Regression dependences of speed of nitrogen oxides formation are received from defining parameters. Comparison of results of stochastic modelling for various structures of the equations is given. The best predicted properties posess the models on the basis of nonlinear transformation of criterion function.

Introduction. The merchant marine fleet is a basis of a global infrastructure of economic; it was and remains the most important type of transport for realization of the international exchange by the goods with the lowest influence on an environment and low costs for ton-mile of a transported cargo.

According to data of international conference UNCTAD (UNITED NATIONS CONFERENCE ON TRADE AND DEVELOPMENT) during period 2017 - 2030 expected mid-annual growth of sea transportations will make 3 - 4 % [19, p.16, Table 1.11].

At ship power installations (SPI) operation, the main and auxiliary diesel exhaust gases (EG) in an atmosphere are thrown out. The toxicity of EG by a grade of fuel and conditions of its combustionis is defined.

One of the tasks in solving the problem of improving the environmental performance of the SPI is the study and modelling of formation mechanism of nitrogen oxides in the cylinders of diesel engines.

The basic EG toxic components formed in SPI, by the nature of their occurrence can be divided on two basic groups. Products of incomplete combustion of fuel concern to the first group (carbon monoxide, hydrocarbons, aldehydes, soot). Toxic components of the second group - oxides of nitrogen NO_x and sulfur SO_x are formed as a result of full oxidation of the chemical elements which are a part of fuel and air [6].

The basic toxic component of SPI exhaust gases without dependence from type, dimensions and design features are nitrogen oxides NO_x. They are formed in the combustion chamber of a diesel engine, a gas turbine or a boiler furnace by oxidation of the nitrogen containing in air, and also nitrogen from nitrogenated molecules of fuel. NO_x share in total toxic emissions makes 30-80 % on weight and 60-95 % on equivalent toxicity. [5; 10, стр19-21].

On figure1 IMO requirements to ship diesel engines NOx emissiones are presented.

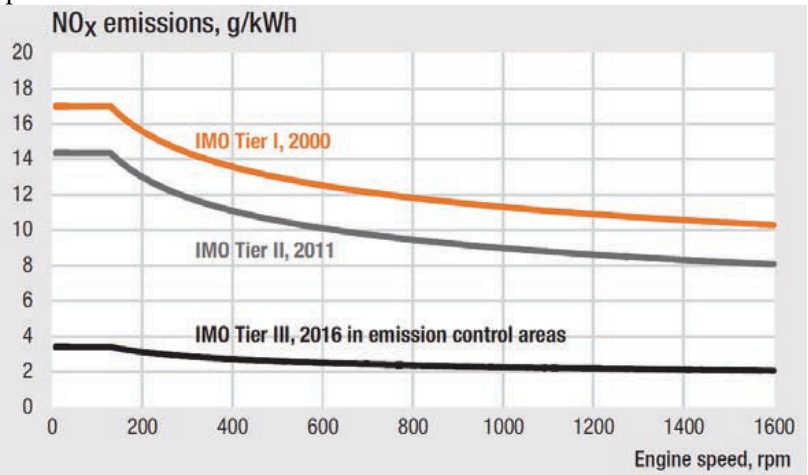


Fig.1. IMO requirements to ship diesel engines NO_x emissiones according to Marpol Annex VI [15, p. 162].

About 42 % of nitrogen oxides emissions in an atmosphere are from diesel engines working on transport and in various industries 80-90 % of diesel engines exhaust gases nitrogen oxides is the share of nitrogen monooxide NO and 10-20 % - of nitrogen dioxide. The share of others gaseous nitrogen oxides (N_2O, N_2O_2, N_2O_4, N_2O_5) in the exhausted gases is insignificantly little, therefore widely applied designation NOx serves for a designation of a nitrogen monooxides and dioxides mix. Nitrogen monooxide is an astable component. In an atmosphere under normal conditions nitrogen monooxide NO is oxidized up to dioxide NO_2 during 0,5 ÷100 hours depending on concentration in air [2].

Mechanisms of formation NO_x in SPI, thermal nitrogen oxides.

J.B.Zeldovich [3, p. 36] substantiated thermal character of the mecha-

$$O + N_2 \leftrightarrow NO + N - 196500J;$$

$$N + O_2 \leftrightarrow NO + O + 16720J.$$

nism of formation nitrogen oxide NO from atmospheric nitrogen in a zone of high-temperature burning and right after end of burning when rise in temperature leads to dissociation of molecular oxygen.At growth of temperature, since 2000K, speed of NO formation (direct reaction) increases very quickly (exponential dependence). It is visible, that the first reaction goes with absorption of a plenty of thermal energy.

Most often in calculations is expanded J.B. Zeldovich [3, стр.75] mechanism - in accordance with addition on D.L.Baulch [11] and G.A.Lavoi [18] reactions.

$$N + OH \leftrightarrow NO + H$$

It is used the semiempirical equation offered by D.B. Heywood [16, p. 575] for speed of formation of nitrogenoxides, being power function of temperature.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6\times10^{16}}{T^{1/2}}\exp\left(\frac{-69,090}{T}\right)\cdot[O_2]_e^{1/2}\cdot[N_2]_e \text{ mole/cm}^3\cdot\text{s}.$$

Here [NO] – nitrogenoxide concentration, $[O_2]$, $[N_2]$ - equilibrium concentration of oxygen and nitrogen at current pressure and temperature.

Zeldovich's thermal mechanism now is most in detail studied of all known mechanisms of nitrogen oxides formation. Nevertheless, in Z.R.Kavtaradze's opinion [4, p.66], at usage for calculations of nitrogen oxides formation in combustion chambers of piston engines there is a danger of reception of the inexact results, connected with errors of experimental definition or an unsuccessful choice of available constants of reactions speeds from references [4, p. 67].

The similar conclusion is received by us at processing skilled data F. Lin [12, fig 4-6, 4-9, 4-12 and 4-14] and H.P. Liu [17].

"Prompt" nitrogen oxides (Fast NO). The mechanism of formation "prompt" NO in front of a flame essentially differs from those for thermal NO and for the first time is described by C.P. Fenimore [13]. In the further

this process was studied by C.K. Westbrook and F.L. Dryer at methanol burning [22].

Reaction has more complex character, as it is closely connected with formation of radical CH (in front of a flame) in conditions of a rich fuel-air mix.

$$CH + N_2 \leftrightarrow HCN + N;$$

$$N + OH \leftrightarrow NO + H;$$

$$N + O_2 \leftrightarrow NO + O.$$

The main thing in this mechanism - fast formation of atoms N. Speed of nitrogen oxide formation is defined by speed of reaction between intermediate radical CH and a molecule of nitrogen N_2 [20, p.19]. Reaction begins at temperature 800 K and does not depend almost on its further growth. As a result HCN (hydrocianic acid) is generated. This enters reaction with radical N - as a result NO forms very quickly. In diesel engines the share of "prompt" NO among all emissions NO_x is rather insignificant and makes less than 5 % [1, p. 6, 7; 16, p. 574], through small size of depth of front of a flame in combustion chamber conditions of a diesel engine (0,1мм) [16, p. 572], at rotation frequency n = 1000 rev/min) and the small period of time (for example, τ = =10÷50 μs or φ = 0,1÷0,3° crankshaft rotation angle (CRA) for front of a flame passage and CH radicals existence [1, p.6, 7].

Fuel nitrogen oxides. Transformation of the nitrogen, containing in light and gaseous fuel, in nitrogenoxides at combustion in transport diesel engines practically does not play a role, as fuel for these engines, in opinion Kavtaradze Z.R and Kavtaradze R.Z. [4, p. 68], almost does not contain some the connected nitrogen. Some other approach to fuel nitrogenoxides contains in A.S.Loskutova's and G.A.Weisser [8; 21, стр.38, 39] dissertational works - as usual, in fuel, used in ship diesel engines, the contents of nitrogen does not exceed 0,1 %, that can give NO contents up to 10 % [21, p. 39], but in calculations fuel NO are not considered in connection with the big difference in the contents of nitrogen in heavy fuels, received from oil from various deposits on different oil refineries.

Formation NO from N_2O. Nitrous oxide N_2O - causes formation nitrogenoxides NO in the event depleted fuel-air mix limits radical CH formation, blocking occurrence "prompt" NO, and insignificant further growth of temperature interferes with formation thermal NO [1, p.6,7].

As a whole, many authors [1, p. 6, 7, 35; 4, p. 67, 68; 7; 8; 9; 16, p. 572, 574, 577; 21, p. 39] consider, that for calculations of quantity NO_x (including usage one-, two -, and multi-zone models of combustion chamber), formed at burning in diesel engines at work in a nominal mode, and a choice of a technique of their reduction it is necessary to use the thermal mechanism. The share of "prompt", fuel and NO, formed on N_2O mechanism, usually makes 5÷10 %, that does not exceed size of an error at use of the thermal mechanism.

The basic contents. Considering stated, it is expedient at research of processes of nitrogen oxides formation in cylinders of diesel engines to use the tools of statistical representation of the regularities of the phenomenon under study .

With this purpose in this paper the analysis of experimental data obtained in the studies of Fangfang Lin [12] is carried out. Used graphs of Fig.4-6, Fig and Fig 4-12 4-14 source, combined in the form of preoriginally introduced in Fig. 2. On the chart plotted the values of average temperature in the cylinder and the NO content for the two variant of data on the composition of the air charge: 21% and 34% of the recirculated exhaust gas (EGR).

The average temperature in the cylinder is determined by calculation according to the pressure measured with the Kistler sensor.

The NO_x concentration was measured at the outlet of the cylinder, and intermediate values were determined by calculation. The agreement between the calculated and experimental values was marked sufficient for practical purposes.

The experiment was carried out on the engine with a common rail direct fuel injection system. The main parameters of the engine: cylinder diameter - 96 mm; piston stroke - 105 mm; compression ratio - 14.3; rotation frequency - 1200 rpm, the charged air pressure - 0.14 MPa; mean indicated pressure 0.8 MPa.

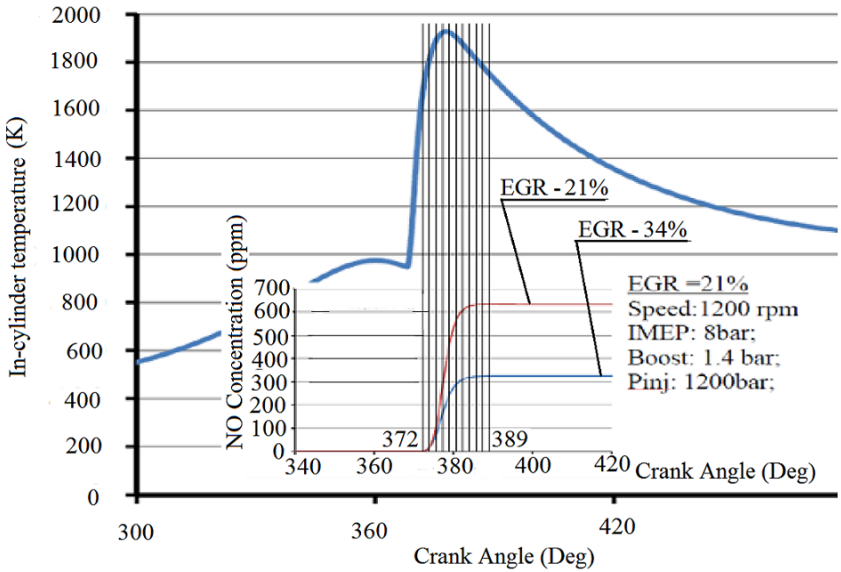


Fig.2. Formation of nitrogen oxides in the diesel engine cylinder

Used in value analysis of the NO content in the exhaust gas is equal to 1200 ppm, obtained by extrapolation of the dependence of this parameter from the level of the EG recirculation. The period of NO formation was 372º ÷ 389º crankshaft rotation angle (CRA).

In the preparation of statistical processing of experimental data, the objective was to obtain the dependence of the current rate of formation of NO from the following conditions of reaction: temperature, pressure, nitrogen concentration, oxygen concentration. To calculate the current values of these parameters used geometric data of the engine, state information of the air charge, given in view of a course of reaction of NO formation

The ultimate goal of the analysis was to obtain the objective function VNO=f (T, R, VO_2, VN_2) as a polynomial in the framework of multiple regression analysis using software package STATISTICA.

Along with the above Fangfang Lin data [12] are used the results of Zhixia He [14].

To set the parameters of the statistical processing two tables are composed: one for the initial phase of the process –to the maximum reaction rate (table 1) and the second for the period of speed reduction (table 2).

In tables the following symbolic notation and dimensions are used:

VNO - current rate of formation of NO, g/ ($cm^3 \cdot s$) 10^{-3},

T - average temperature in the cylinder , 10^2 K,

P - gas pressure in cylinder, bar,

VN_2 – current concentration of N_2, mg/cm^3,

VO_2 - current O_2 concentration, mg/cm^3.

Line numbering takes into account source of data: the initial part refers to F. Lin [12], the second section - Z. He [14].

Table1.The initial section of raw data for multiple regression analysis

№	VNO	T	P	VN_2	VO_2
1	0	11	112	65	19.8
2	13.309	13.5	135	66	18.9
3	16.258	14.5	142	65	17.9
4	21.028	15.5	143	64	16.6
5	21.472	16.7	144.5	62	15.2
6	25.142	17	143.5	60	13.7
1	0	16.3	77	25.5	7.2
2	3.69	18	81.19	24.4	6.91
3	24.06	19	81.47	23.2	6.13
4	44.28	19.2	78.05	22	5.4

As mentioned above the actual analysis was carried out separately for the data of each table (tab.1, tab.2) using the technique of polynomial regression of second order STATISTICA with and without taking into account the effects of cross-factor interaction of the first order between the factors T-P, T-VO_2, P-VN_2.

Table 2. The second section of the initial data for multiple regression analysis

№	VNO	T	P	VN_2	VO_2
7	19.202	17.4	140	57	12.3
8	9.056	17.45	132.5	54	10.8
9	6.318	17.5	127.2	51	9.4
10	4.78	17.6	120	48	8.2
11	4.072	17.35	112.5	44	6.9
12	3.088	17.25	106	41	5.8
13	0.936	17	98	38	4.8
14	0.596	16.75	88	35	4
5	34.77	19.3	74.32	20.8	4.72
6	25.57	19.1	69.54	19.7	4.09
7	8.03	18.9	64.91	18.5	3.16
8	1.8	18.5	59.94	17.5	2.98
9	1.49	18.1	55.29	16.5	2.49
10	0.65	17.9	51.54	15.6	2.06
11	0.5	17.5	47.53	14.7	1.66

Thus, processing without the use of a nonlinear transformation consists of four areas of analysis:

1-table.1, the VNO to the maximum value without accounting for cross-factor interaction,

2-table.1, the VNO to the maximum value taking into account cross-factor interaction,

3-table.2, after VNO maximum values without taking into account cross-factor interaction,

4-table.2, VNO after the maximum value taking into account cross-factor interaction.

Additionally performed analysis using nonlinear transformations separately for each table.

In the record of the results obtained in STATISTICA, the original transcription of the character symbols and table design. In particular, the exponentiation indicated by “T^2”. For each option the basic statistics of the

obtained regression equations are displayed in tabular form. In the article they are given selectively.

Table 3. Statistics of the regression equations of VNO of the second order (section1)

Slave Variable	SS of model & SS of residuals (Up to max)										
	Multiple R	Multiple R2	Corrected R2	SS Model	Dgr. of freedom Model	MS Model	SS Residual	Dgr. of freedom Residual	MS Residual	F	p
VNO	0.99993	0.99986	0.99877	1665.60	8	208.200	0.22756	1	0.22756	914.908	0.02556

Table 4. Additional statistics regression VNO equations of the second order (section1)

Effect	Univariate significance tests for VNO (Up to max) Sigma restricted parameterization. Hypotheses decomposition				
	SS	Degrees of freedom	MS	F	p
Free term	11.77066	1	11.77066	51.72463	0.087954
T	2.16208	1	2.16208	9.50099	0.199716
T^2	2.86442	1	2.86442	12.58733	0.174900
P	4.42014	1	4.42014	19.42370	0.142044
P^2	6.52554	1	6.52554	28.67564	0.118252
"VN_2"	2.23240	1	2.23240	9.81000	0.196744
"VN_2"^2	6.44429	1	6.44429	28.31858	0.118252
"VO_2"	19.34972	1	19.34972	85.02982	0/068770
"VO_2"^2	2.09603	1	2.09603	9.21073	0.202633
Err	0.22756	1	0.22756		

Section 1. As a result of table. 1 data processing regression equation of the second order, irrespective of cross-factor interaction at the site of growth of the VNO is obtained. Table. 3, 4 and 5 contain the statistical characteristics of the obtained equation.

The predicted equation for VNO to a maximum value without accounting for cross-factor interactions (section 1) is received in the form of:

VNO=597.672916-22.825184*T+.667768144*T^2-2.6786585*P +.012566513*P^2-7.1092035*"VN_2" + .130309987 * "VN_2" ^2-27.384921 * "VO_2" + .430460105 * "VO

Table 5. Additional statistics regression VNO equations of the second order (section1)

Effect	Estimators of parameters (Up to max) Sigma-restricted parameterization									
	VNO Param.	VNO Std. Err	VNO t	VNO p	-95% Conf. int.	+95% Conf. int.	VNO Beta	VNO Std. Err^2	-95% Conf. int.	+95% Conf. int.
Free term	597.6729	83.10265	7.19198	0.087954	-458.246	1653.592				
T	-22.8252	7.40508	-3.08233	0.199716	-116.916	71.265	-4.2781	1.387939	-21.9136	13.35730
T^2	0.6678	0.18833	3.54786	0.174900	-1.724	3.059	3.8507	1.085355	-9.9400	17.64143
P	-2.6787	0.60779	-4.40723	0.142044	-10.401	5.044	-6.1096	1.386265	-23.7238	11.50460
P^2	0.0126	0.00235	5.35496	0.117530	-0.017	0.042	6.3605	1.187779	-8.7316	21.45267
"VN_2"	-7.1092	2.26979	-3.13209	0.196744	-35.950	21.731	-10.8097	3.451285	-54.6625	33.04299
"VN_2" ^2	0.1303	0.02449	5.32152	0.118252	-0.181	0.441	17.3882	3.267533	-24.1297	58.90619
"VO_2"	-27.3849	2.96979	-9.22116	0.068770	-65.120	10.350	-11.5927	1.257188	-27.5668	4.38136
"VO_2" ^2	0.4305	0.14184	3.03492	0.202633	-1.372	2.233	4.5133	1.487138	-14.3825	23.40922

In the tables the following symbolic notations are used .

R2 - coefficient of determination -is an indicator of the degree of fit of the model to the data;

R=√R2— coefficient of multiple correlation is also an estimate of the prediction quality;

Adjusted R2 is the adjusted R2 taking into account the number of parameters in the regression equation.

SS-sum of squares of the observed values , adjusted for average;

F – Fisher criterion;

p, (p-level) is the significance level;

Beta – standardized regression coefficients (weights) of the Beta value allows us to compare the contributions of each predictor in the prediction of response;

Dgr.of Fr – degree of freedom

MS - mean square – sum of squares due to difference of average between groups.

Further, in Fig. 3 the comparison of the observed and predicted values VNO is given.

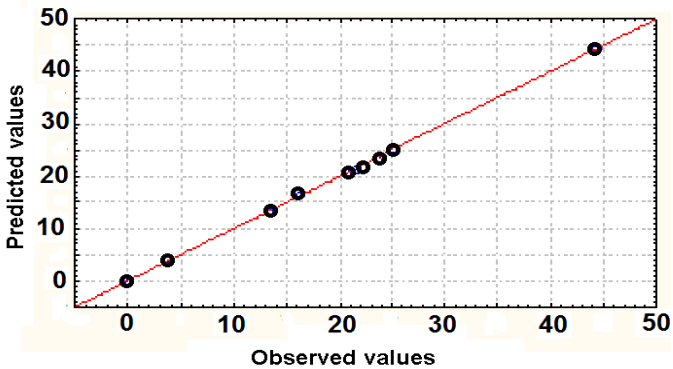


Fig. 3. The observed and predicted values for the analysis of the VNO up to the maximum

Section 2. VNO up to the maximal value (Tab.1) in view of interfactorial interaction.

The predicted equation for:

VNO=-481.19017-64.754350*T+5.54908884*T^2+.291158320*P-.00655917*P^2+58.2186552 * "VN_2"-.54820820 * "VN_2" ^2-39.234503

* "VO_2"-2.6052584 * "VO_2" ^2-1.0250779*T*P +.479690167*T * "VN_2" + .821523252*P * "VO_2"

Static characteristics of the obtained models are close to the parameters presented in the first section, and without loss of information content can be omitted.

Section 3. After VNO maximum values (Tab.2) excluding cross-factor interaction.

Predicted equation:

VNO=2443.13559-271.31367*T+7.83224882*T^2-9.3893914*P +.051233660*P^2+19.7223414*"VN_2"-.32924052*"VN_2"^2+ 10.7479560* "VO_2"+ .327007343*"VO_2"^2

The parameters of the regression equation remain close to the first sector does not contain significant additional information and are omitted here.

Sector 4. After VNO maximum values (Tab.2) given the cross-factor interaction. Predicted equation:

VNO=2957.66525-311.90138*T+8.92817160*T^2-21.488015*P +.103951466*P^2+30.6109206 * "VN2"-.19515754 * "VN2" ^2 + 60.5761228 * "VO2" + 4.73294512 * "VO2" ^2 +.429225399*T*P-.91203859*T* "VN2"-1.1361444*P * "VO2".

The above considerations on the statistics of the model are stored and in the fourth sector.

Table 6. Combined table with a non-linear transformation up to the maximum VNO

№	Log VNO	VNO	T	P	VN_2	VO_2
1	-7	0	11	112	65	19.8
2	1.124145425	13.309	13.5	135	66	18.9
3	1.211067119	16.258	14.5	142	65	17.9
4	1.322797968	21.028	15.5	143	64	16.6
5	1.331872498	21.472	16.7	144.5	62	15.2
6	1.400399822	25.142	17	143.5	60	13.7
1	-7	0	16.3	77	25.5	7.2
2	0.567026366	3.69	18	81.19	24.4	6.91
3	1.381295623	24.06	19	81.47	23.2	6.13
4	1.646207612	44.28	19.2	78.05	22	5.4

We consider next the regression results with the preliminary transformation (logarithm) function (VNO). Similarly used the above approach deals with two areas: from minimum to maximum values (tab.6) and the other values on the section of decreasing values (table. 11). The analysis is performed in the package STATISTICA. The resulting regression equation (second order) with subsequent potentiation. We also consider the option given the cross-factor interaction.

The equation for the predicted increase in Log VNO excluding cross-factor interaction is obtained in the form of:

"Log_VNO"=-166.71463+8.22083786*T-.20298448*T^2 +2.11672513*P-.00831373*P^2-1.1636426 * "VN_2" + .009908180 * "VN_2" ^2-2.1415420 * "VO_2" + .094858083 * "VO_2" ^2.

Statistics of the presented equation are given in tables.7,8,9. For other variants of the analysis these parameters are close here again and are omitted here.

Table 7. Statistics of the equation of increase Log VNO excluding cross-factor interaction

Effect	Univariate significance tests for Log VNO (Log power 2)				
	SS	Degrees of freedom	MS	F	p
Free term	0.915843	1	0.915843	0.527129	0.600211
T	0.280463	1	0.280463	0.161425	0.756787
T^2	0.264674	1	0.264674	0.152238	0.763101
P	2.760132	1	2.760132	1.588641	0.426979
P^2	2.856137	1	2.856137	1.643899	0.421691
"VN_2"	0.059809	1	0.059809	0.034424	0.883211
"VN_2"^2	0.037257	1	0.037257	0.021444	0.907433
"VO_2"	0.118333	1	0.118333	0.068108	0.837482
"VO_2"^2	0.101784	1	0.101784	0.058584	0.848820
Err	1.737416	1	1.737416		

Table 8. Additional statistics of the equation of increase Log VNO excluding cross-factor interaction

Effect	Estimators of parameters (Log power 2 up) Sigma reststricted parametrization									
	LogVNO Param.	LogVNO Std. err.	LogVNO t	LogVNO p	-95.00% Conf. int.	+95.00% Conf. int.	LogVNO Beta	LogVNO Std. err.^{2}	-95.00% Conf. int.	+95.00% Conf. int.
Free term	-166.71	229.62	-0.7260	0.6002	-3084.3	2750.9				
T	8.221	20.461	0.4017	0.75678	-251.76	268.20	6.0087	14.9552	-184.01	196.03
T^2	-0.203	0.5203	-0.3903	0.76310	-6.81	6.405	-4.5646	11.6948	-153.16	144.03
P	2.113	1.6794	1.2604	0.42697	-19.22	23.455	18.827	14.9372	-170.96	208.62
P^2	-0.008	0.0065	-1.2821	0.42169	-0.09	0.074	-16.410	12.7985	-179.03	146.21
“VN_2”	-1.164	6.2717	-0.1855	0.88321	-80.85	78.526	-6.8998	37.1881	-479.42	465.62
“VN_2”^2	0.010	0.0677	0.1464	0.90743	-0.85	0.870	5.1558	35.2082	-442.21	452.52
“VO_2”	-2.142	8.2059	-0.2609	0.83748	-106.4	102.12	-3.5353	13.5464	-175.65	168.59
“VO_2” ^2	0.095	0.3919	0.2420	0.84882	-4.89	5.075	3.8785	16.0241	-199.72	207.48

Table 9. Additional statistics of the equation of increase Log VNO excluding cross-factor interaction

Depend. Variable	SS of residuals & SS of models (Log power 2 up)										
	Multiple R	Multiple R2	Correct. R2	SS Model	Dgr.of freedom Model	MS Model	SS Residual	Dgr.of freedom Residual	MS Resid-ual	F	p
Log VNO	0.99203	0.98413	0.85727	107.81	8	13.476	1.7374	1	1.7374	7.7561	0.2712

Obtained data allow to judge efficiency of nonlinear transformation and inclusion in model cross-factor interaction. With this purpose it is made table10 where corresponding data are included.

Apparently, the account of cross-factor interaction (CFI) improves result considerably.

Table 10. Comparative characteristics of models

№	VNO init.	VNO-CFI	VNO+CFI
1	0	0	0
2	13.309	19.127	13.309
3	16.258	10.768	16.258
4	21.028	21.176	21.028
5	21.472	34.899	21.472
6	25.142	17.556	25.142
1	0	0	0
2	3.69	0.61	3.69
3	24.06	176.016	24.06
4	44.28	18.164	44.28

The analysis of values after maximum LogVNO with preliminary non-linear transformation of function is executed, as it was specified above, according to tab. 11.

The analysis after maximal value VNO excluding cross-factor interaction.

The predicted equation for LogVNO on a reduction sector excluding cross-factor interaction looks like:

"Log_VNO"=40.1114431-5.0719228*T+.160720080*T^2-.13451155*P+ .001041513*P^2 +.304140170 * "VN_2"-.00604247 * "VN_2" ^2-.04479961 * "VO_2" + .013469301 * "VO_2" ^2

For the same data including cross-factor interaction the next expression is received

"Log_VNO"=286.562574-34.380169*T+.990499970*T^2 +3.12711025* P-.00294767*P^2-7.1391513 * "VN_2"-.00931342 * "VN_2" ^2-2.6002619 * "VO_2"-.19598768 * "VO_2" ^2-.15707391*T*P +.417142157*T * "VN_2" + .058530257*P * "VO_2"

Table 11. The combined table after VNO maximum

№	Log_VNO	VNO	T	P	VN_2	VO_2
7	1.283346465	19.202	17.4	140	57	12.3
8	0.956936414	9.056	17.45	132.5	54	10.8
9	0.800579622	6.318	17.5	127.2	51	9.4
10	0.679427897	4.78	17.6	120	48	8.2
11	0.609807769	4.072	17.35	112.5	44	6.9
12	0.489677292	3.088	17.25	106	41	5.8
13	-0.028724151	0.936	17	98	38	4.8
14	-0.22475374	0.596	16.75	88	35	4
5	1.541204691	34.77	19.3	74.32	20.8	4.72
6	1.407730728	25.57	19.1	69.54	19.7	4.09
7	0.904715545	8.03	18.9	64.91	18.5	3.16
8	0.255272505	1.8	18.5	59.94	17.5	2.98
9	0.173186268	1.49	18.1	55.29	16.5	2.49
10	-0.187086643	0.65	17.9	51.54	15.6	2.06
11	-0.301029996	0.5	17.5	47.53	14.7	1.66

Table 12.Comparative characteristics of models

№	VNO	VNO-CFI	VNO+CFI
7	19.202	19.605	20.232
8	9.056	7.93	7.427
9	6.318	7.563	7.608
10	4.78	5.033	5.167
11	4.072	3.624	3.877
12	3.088	2.482	2.275
13	0.936	1.215	1.23
14	0.596	0.571	0.576
5	34.77	44.293	42.194
6	25.57	17.429	18.139
7	8.03	7.438	7.596
8	1.8	2.659	2.672
9	1.49	1.135	1.232
10	0.65	0.782	0.669
11	0.5	0.458	0.485

Comparative table (tab.12) of VNO values after a maximum is indicative of less essential, than in the previous case, contribution of cross-factor interaction (CFI) in prognostic properties of stochastic model improvement.

Conclusions

The basic mechanism defining speed of nitrogen oxides formation in the diesel engines cylinder, thermal oxidation of nitrogen of air is.

Existing semiempirical models of this process demand individual adjustment and do not ensure reception of reliable results.

It is expedient to consider an opportunity of application for calculations of stochastic models on the basis of experimental data.

Statistical processing of an available experimental material with various variants of regression equations has revealed the best variant. It has appeared nonlinear transformation of criterion function including cross-factor interaction of independent variables.

REFERENCES

1. Гиринович М. П. Исследование процессов образования оксидов азота при сгорании топлив в перспективных дизелях. Автореферат диссертации кандидата технических наук, МГТУ им. Н.Э.Баумана.-2006.

2. Голдовская Л.Ф.//Химия окружающей среды.Учебник для вузов.// Издательство «Мир», М. 2004, стр.151.

3. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. – М., Л: Изд-во АН СССР, 1947. – 148 с.

4. Кавтарадзе З.Р, Кавтарадзе Р.З. Анализ механизмов образования и методов расчета концентрации оксидов азота в поршневых двигателях (часть 1). //Международный научно-технический журнал «Транспорт на альтернативном топливе» //№ 5 (23) / 2011 г. с. 65.

5. Климова Е. В. Образование вредных веществ в выбросах судовых дизелей в процессе горения топливовоздушной смеси. Вестник АГТУ. Сер.:Морская техника и технология. 2011. № 2.Стр.98.

6. Комиссаров К.Б., Лутков С.А., Филь А.В. Комплексная очистка дымовых газов теплогенерирующих установок. Монография. / – Ростов н/Д.: Филиал ФГОУ ВПО «Морская государственная

академия имени адмирала Ф.Ф. Ушакова» в г. Ростове-на-Дону, 2007. – 134 с.

7. Кульчицкий А. Р. Исследование процессов образования и разработка методов снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей внедорожных машин: автореф. дис. д-ра техн. наук. – Владимир, 2006. – 35 с.

8. Лоскутов А.С. Исследование механизмов образования топливных окислов азота и сажи в цилиндре дизеля: дис. канд. техн. наук. – Л., 1982. – 298 с.

9. Носырев Д.Я., Сковородников Е.И., Скачкова Е.А., Росляков А.Д. Экологическая безопасность тепловозных дизелей в эксплуатации: учебное пособие для студентов специальности 150700 – Локомотивы /– Самара.: СамГАПС, 2004.– 139 с.

10. Смайлис, В.И. Проблемы снижения токсичности и дымности отработавших газов дизелей // Двигателестроение, 1979.–№1. – С. 19 -21.

11. Baulch D.L., Drysdale D.D., Horne D.D., Lloyd A.C.//High Temperature Reaction Rate Data // Rep. University of Leeds Report. – 1969. – № 4. – P. 156.

12. Fangfang Lin// Control Oriented NOx and Soot Emission Estimation for Diesel Engine// //*University of Windsor//*

http://scholar.uwindsor.ca/cgi/viewcontent.cgi article=6367&context=etd

13. Fenimore, C. P. (1979): Studies of fuel-nitrogen in rich-flame gases. 17th symp. Comb., 661 , The Combustion Institute, Pittsburgh.

14. He, Zhixia, et al: Study on Effect of Fuel Injection Strategy on Combustion Noise and Exhaust Emission of Diesel Engine// THERMAL SCIENCE: Year 2012, Vol. 17, No. 1, pp. 81-90.

https://www.researchgate.net/publication/235333357

15. Herdzik, Jerzy / Emissions from marine engines versus IMO Certification and requirements of TIER 3// Gdynia Maritime University, Marine Power Plant Department Morska Street 81-87, 81-225 Gdynia, Poland tel.: +48 58 6901430, fax: +48 58 6901399// e-mail:georgher@am.gdynia.pl

16. Heywood, J. B. (1988): Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Company, New York.

17. Hsing-Pang Liu, et al: Combustion emissions modeling and testing of conventional diesel fuel./ Proceedings of the ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustanability S2010. May 17-22, 2010, Phoenix, AZ USA.// Center for Electromechanics The University of Texas at Austin, Austin, TX, USA. h.liu@cem.utexas.edu.

18. Lavoie, G. A., Heywood, J. B., and Keck, J. C.: "Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines," *Combust. Sci. Technol.,* vol. 1, pp. 313-326, 1970.

19. Review of Maritime Transport 2017// p.16, Table 1.11. // http://unctad.org/rmt// Maritime statistics http://stats.unctad.org/maritime Email rmt@unctad.org.

20. Stoffels, Genie Gertruda Maria // Nitric oxide in a diesel engine: laser-based detection and interpretation //Thesis Katholieke Universiteit Nijmegen – Illustrated With references - With summary in Dutch ISBN 90-9012846-8,IMO Reg. 13, Annex VI of MARPOL73/78,(Ref.5).

21. Weisser, German Andreas // Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium-Speed DI Diesel Engines: A Comparative Evaluation of Zero- and Three-Dimensional Approaches// A thesis submitted to the SWISS FEDERAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY ZURICH for the degree of Doctor of Technical Sciences//2001.

22. Westbrook C.K., Dryer F.L. Prediction of Laminar Flame Properties of Methanol – Air Mixtures // Combust. And Flame. – 1980. – V. 37, № 2. – P. 171-192.

UDC 629.12.565.3

Zhuralov Yu.I., Melnik A.A.
National university "Odessa maritime academy"

THE OPTIMAL CHOICE OF THE MICROGEOMETRY OF THE SURFACE OF THE SHIP TECHNICAL TOOLS' CONJUGATION (STT)

The statement of the problem and its relations with the important scientific and practical problems. The search of the technical solutions for the increasing of the reliability of the STT details' conjugation is a topical issue during the ship systems' design and utilization. The demanded level of safety and reliability is laid in the creation of the ship units and assemblies, in the process of operation it is possible only to maintain the parameters specified in the design due to proper maintenance and repair, which is associated with time and financial costs.

One of the ways to improve the reliability of the coupling parts STT is to increase their service life by increasing their wear resistance.

Increasing of the wear resistance of the parts is related to the quality and accuracy of their manufacture. After treatment all details have a particular surface roughness, and in many cases, the waviness and microroughness. The presence of these irregularities leads to a discrete nature of contact surfaces. At the same time, the small area of the actual contact causes large contact pressures and deformations, increases the temperature in the contact zone and significantly affects the friction and wear of the interface [2].

The problem of increasing the wear resistance of STT's details determines the necessity to development and research the new methods of surface hardening, which include the method of deforming cutting (DC). The distribution of micro-hardness in the surface layer formed during DC processing [3] is studied, since one of the factors affecting the wear resistance of friction surfaces is the distribution of microhardness on the friction surface.

In this study, the experimental data characterizing the dependence of the roughness (a) and waviness (b) on the radius of the deforming element at V = 1.08 m/s; S = 0.08 *10-3 m/o; P=98.1 N are obtained. Processed material-steel HVG.

The purpose of this study is to determine the dependence of the surface roughness and waviness of the conjugating parts on the radius of the deforming element

Keywords: the surface's microgeometry, roughness and waviness of the surfaces, conjunction "shaft-bearing", the radius of the deforming element, the radius of curvature of the wave.

Presentation of the main material of the study

Restoring productivity and improving the details' durability has recently become for a variety of industries increasingly important, in particular, during the repair of the ship machinery, especially heavy marine diesel engines. "Sulzer" RD90 can be an example of such engine.

Plunger pair 324-32-151-1SB of a such motor includes a sleeve and a plunger 324-32-153-1 324-32-152-1.

Mating surfaces have high requirements for accuracy and roughness. In particular, for the plunger, the size of the covered surface Ø56 must ensure accuracy of 6 quality and roughness of R_a=0.05. To achieve such precision and roughness the number of treatment-current must be applied: machining - turning, roughing, semi-finishing, finishing and super-finishing.

Finishing processing of such parts of the ship mechanisms, as a rule, is made with the help of the abrasive tools.

At abrasive processing of grain the thinnest shavings of 2-20 microns thickness are removed, and in some cases the shavings are no more than tenths of a micron. A significant number of grains, which are irregular polyhedra with rounded vertices, participate in the work simultaneously. Therefore, the cutting elements work with unfavorable cutting angles. In general, the front angle is negative and the cutting angle is greater than 90°. Due to the fact that the cutting angles are large and the thickness of the cut is small, the specific cutting force reaches a significant value and many times exceeds the specific cutting force in other types of processing [4].

Abrasive tool processing is carried out with high cutting speeds (20 — 40 m/s), exceeding, with high-speed grinding 50-70 m / s. As a result, and as a result of the fact that the processing occurs at large cutting angles, the cutting temperature reaches in some cases 1100-1200° C.

The abrasive tool unlike other cutting tools does not have a continuous blade. On the generatrix of the grinding wheel the grains are placed at some distance from each other, and each grain removes its chips from the processing surface; therefore, the grinding process is essentially a process of scratching. When processing with an abrasive tool the control of the cutting process is somehow more difficult than when processing cutters, milling cutters and similar tools, as it is impossible to change the geometry of the cutting element (grain) of the grinding wheel. In addition, it is necessary for the abrasive machining to choose the right coolant depending on the material to be processed and the characteristics of the grinding wheel. If such treatment is carried out centrally, in the factory, it is necessary to have a special compartment for the preparation and distribution of the coolant.

The process of fine boring compares favorably with the abrasive processing at least by the fact that small particles of grains that are crumbled during grinding do not penetrate into the treated surface. This introduction in the future is the cause of wear of the future details' mating surfaces. Fine boring towards the grinding is more productive and economical-ness of the treatment process.

Given the above, it is at least irrational to use abrasive processing for a plunger pair, for example. After all, all these micro-scratches are, firstly, stress concentrators, and, secondly, they create microchannels, looseness in the working pair. Therefore, the various kinds of leaks appear in the process of the operation, which significantly reduces the durability.

The surface deformation, and, in particular, thin plastic deformation are recently used as a finishing processing of bodies of rotation.

The essence of the process of thin plastic deformation (TPD) in contrast to other methods of metal forming, is concluded in the following - when TPD deformation are subject only to the scallops of micro-roughness (roughness), and the accuracy of the shape and size of the part is achieved in the preliminary operations of fine turning or boring.

To carry out this process, first of all, it is necessary to determine the geometric parameters (size and shape) of the deforming element.

The ideal shape of a the detail machined on a diamond boring machine is a cylinder with a circular cross section.

However, the high-speed parts of the machine (shafts, spindles, gears) are the exciters of vibrations. As a result of these fluctuations between the

detail and the tool there are additional relative movements. These relative movements of the detail and the tool affect the macro and microgeometric deviations of the part sizes. It is considered that the relative motion is a harmonic oscillation [1].

The decisive factor affecting the shape of the detail and its size is always the ratio of the frequency of harmonic relative motion to the rotational speed of the part when processing x/n'. To study the relative oscillations, the ratio x/n' is usually expressed as a sum:

$$\frac{x}{n'} = \psi + \psi' \qquad (1)$$

where ψ is integer and ψ' is fraction.

It is established [1] that the ratio x/n' characterizes the influence of the spindle unbalance on the deviation of the longitudinal and transverse shape, on the eccentricity and on the size of the part.

Because of this, the wave are formed in the longitudinal and transverse sections (Fig. 1). Their height and length are determined by the flexibility of the MDID system and the elements of the cutting mode.

The increase in cutting speeds and depth leads to the increase in the wave's height, the effect of the feed in this case is weaker. The increase in the flow is somewhat dampens the waves, making them flat.

Thus, knowing the modes of fine boring it is possible to determine the radius of curvature of the waves in the longitudinal and transverse sections of the hole.

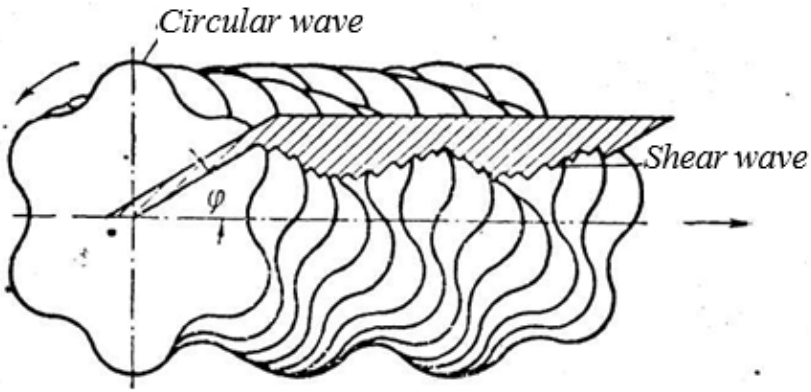


Fig. 1. Transverse and circular waves on the surface of the part.

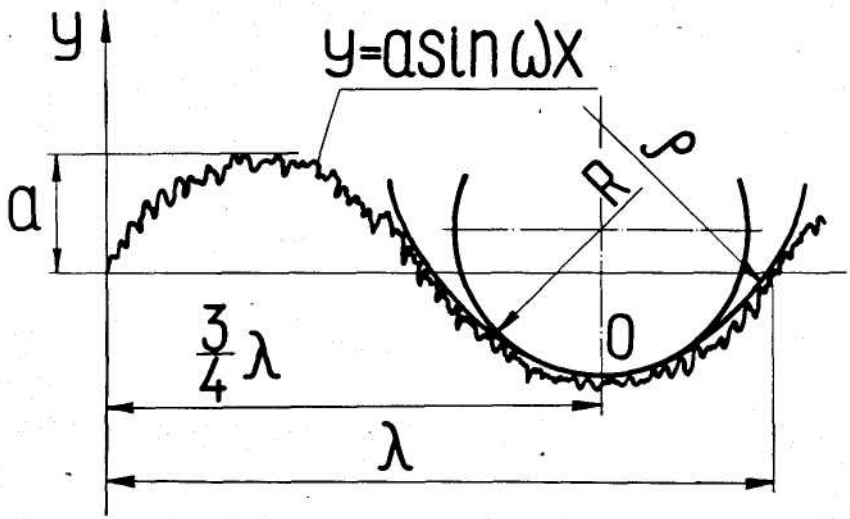


Fig.2. To the calculation of the radius of the deforming element for the crumpling of the longitudinal wave irregularities.

Each roughness of this wave to be plastically deformed, it is necessary that the radius (R) of inventory to be less than the radius of the wave's curvature (ρ), i.e. the condition $R \leq \rho$ has to be always maintained. If this condition is not sustained, the contact of the deforming element with the deepest precision machined surface will not occur and will not be removed scallops irregularities.

We define the curvature of the wave and the radius of the deforming element to crumple the irregularities in the longitudinal direction.

It is known that the surface waviness is a set of periodically repeated irregularities with a relatively large step than the roughness. In general, it can be approximated by an expression:

$$y=a \cdot sin\omega x$$

where a is the wave amplitude;

ω is a frequency of waves on the perimeter of the longitudinal section.

Use the formula of differential geometry for ρ (Fig.2)

$$|\rho| = \frac{[1+(y')^2]^{\frac{3}{2}}}{y''} \qquad (2)$$

Substitude the value $y=a\cdot sin\omega x$ into the formula (2)

$$\rho = \frac{(1+a^2\omega^2\cos^2\omega x)^{\frac{3}{2}}}{-ax^2\sin\omega x}$$

The smallest value of the curvature's radius ρ is obtained when $\cos\omega x=0$. Therefore:

$$\rho = \frac{1}{a\omega^2}$$

or, taking into account [1] that $\omega = \frac{2\pi}{\lambda}$

$$\rho = \frac{\lambda^2}{4\pi^2 a}; \qquad (3)$$

where λ is the longitudinal wave's length.

Thus, the radius of the deforming element must be less than or, in the extreme case, equal to the value of the expression (3) in order to merge the irregularities of the longitudinal wave)

$$R \le \frac{\lambda^2}{4\pi^2 a} \qquad (4)$$

With fine boring on diamond boring machines 2706 and 2705, as shown in [2], the calculated value of the relative harmonic oscillation's frequency of the system *x* corresponds to 395 1/s.

The speed depends on the processing speed and is calculated by the formula:

$$n' = \frac{\pi n}{30}$$

where *n* is the spindle speed, min^{-1}.

When v=1,66 m/s, s=0,08 * 10-^{3} m/o and t=0,1*10-^{3} m

$$n' = \frac{3{,}14 \cdot 530}{30} = 55c^{-1}$$

The wavelength λ depends on the value of the fractional remainder of the ratio

frequency $\frac{x}{n'}$, i.e.

$$\frac{x}{n'} = \psi + \psi' = \frac{395}{55} = 7 + \frac{1}{6}; \psi' = \frac{1}{6}$$

Then $\lambda = \frac{1}{\varphi'} = \frac{1}{1/6} = 6;$

That is, the tops of the waves will be from each other through 6 turns (6s).

Substituting the found values into the formula (4), we obtain the numerical value of the radius of the deforming element:

$$R \le \frac{\lambda^2}{4\pi^2 a} = \frac{(6 \cdot 0{,}08)^2}{4 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0015} = 3{,}3\,мм = 3{,}3 \cdot 10^{-3}\,м$$

If the ratio of the frequency of harmonic relative motion to the number of revolutions of the spindle is expressed as an integer, the wave after one revolution closes (Fig. 3). In this case, there is no longitudinal wave.

Determine the radius of curvature of the wave and the radius of the deforming element to crumple the irregularities of the circular wave (Fig.Four)

As it is shown on Fig.4 the radius of the deforming element that will fit into the curvature of the circular wave can be determined from the expression

$$R = \frac{b^2 + 4H^2}{8H}; \qquad (5)$$

where b is the half-step of the circular waves;

From ΔAOB (Fig.4) , or $b = 2R_0 \cdot \sin\frac{\alpha}{2}$, herewith:

R_0 is the radius of a geometrically correct circle;

α is the central angle between the intersection points of a geometrically correct circle and the real surface.

$$H = A_{max} + h;$$

A_{max} is the amplitude of the relative oscillation with respect to the geometrically correct circle;

$$h = D\varepsilon = R_0 - R_0;\ h = R_0(1 - \cos\frac{\alpha}{2});$$

$$H = A_{\max} + h = [A_{\max} + R_0(1 - \cos\frac{\alpha}{2})]$$

Substituting the values found in the formula (5) and performing the transformation, we obtain:

$$R = R_0 + \frac{A_{\max}(A_{\max} - 2R_0\cos\frac{\alpha}{2})}{2[A_{\max} + R_0(1 - \cos\frac{\alpha}{2})]}$$

Expressing α/2 through the ratio of frequencies x/n' we finally obtain:

$$R = R_0 + \frac{A_{\max}(A_{\max} - 2R_0\cos\frac{3n}{2x})}{2[A_{\max} + R_0(1 - \cos\frac{3n}{2x})]} \qquad (6)$$

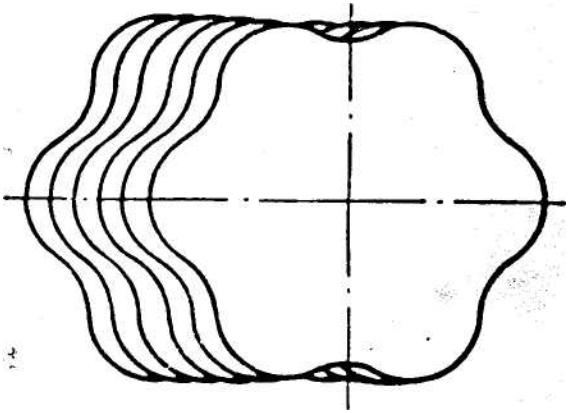


Fig.3 The shape of the hole in the longitudinal and cross sections at the ratio x/n' expressed by an integer.

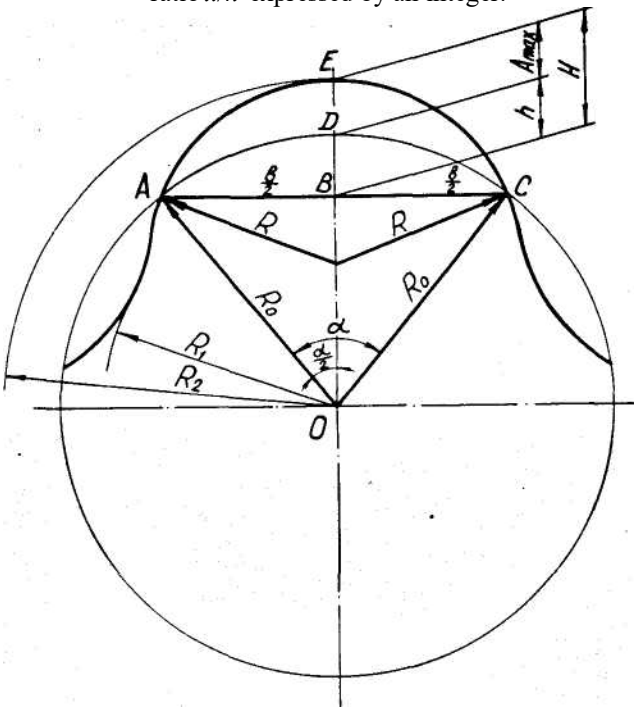


Fig. 4. To the calculation of the radius of the deforming element to crumple the irregularities of the circular wave.

Substituting the numerical values of A_{max}, x, n' for the machining diameter of 0.06 m in the formula (6), we determine the radius of the deforming element to crumple the irregularities in the cross section perpendicular to the axis of the part:

$$R = 30 + \frac{0,01(0,01 - 2 \cdot 30 \cdot 0,9992)}{2[0,01 + 30(1 - 0,9992)]} = 21,2\,мм = 0,021\,м$$

As it can be seen from the calculation, the radius of the deforming element for crushing irregularities in the transverse section (with a sufficiently large value of A_{max}) is much larger than the radius of the longitudinal wave.

Thus, when crumpling irregularities deforming element, calculated for the longitudinal wave, it is assumed complete crushing, as in this case, the ball, rolling on the wave, deformes the roughness both at the tops and at its depressions. In this case, the surface waviness should be reduced slightly, and its roughness will be minimal.

As the radius of the identer increases, the surface waviness is expected to decrease, since the ball, smoothing the tops of the waves, fills only to some extent the depressions. Therefore, the roughness of the treated surface will be deteriorated due to untreated areas in the cavities of the waves.

The experiments for establishment of the influence of the deforming element's radius on the roughness and undulation of the surface of the joint in the processing of steel HVG on the diamond boring machine 2705 when feeding S = 0.08 *10-3 m/o and speed V=1.56 m/s.

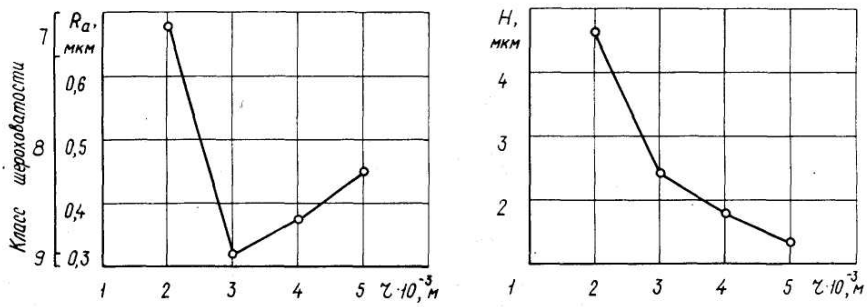


Fig.5. The dependence of the roughness (a) and waviness(b) on the radius of the deforming element V = 1.08 m/s; S = 0.08 *10-3 m/o; P=98.1 N. Processed material-steel HVG.

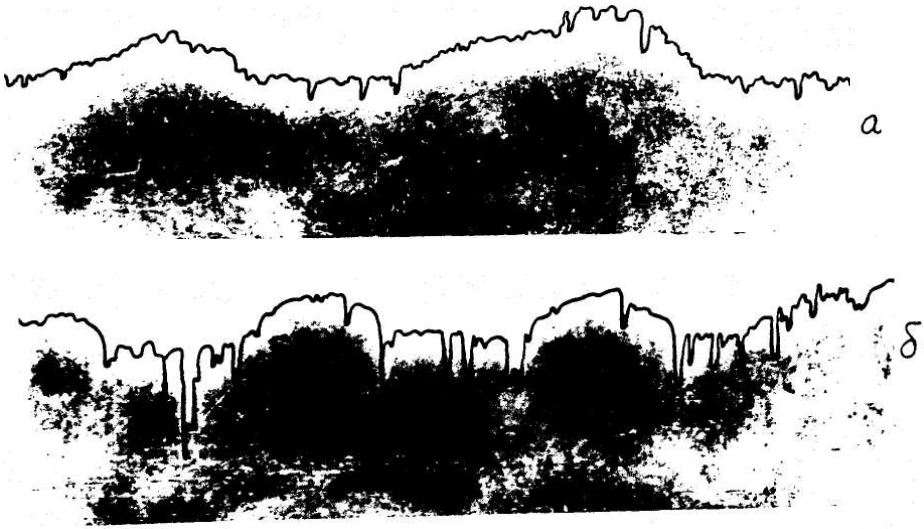


Fig.6. The profilograms of the surfaces of the hole.
a) ironed with $R_{сф}$=2,4*10^{-3} m
b)ironed with $R_{сф}$=3*10^{-3} m

The initial surface roughness corresponded to 2.5. According to the research results, the graphs of the dependence of the roughness (a) and waviness (b) on the radius of the deforming element are plotted and presented in figure 5.

From Fig.5 it follows that reducing the radius of the deforming element to 3*10^{-3} m leads to a significant reduction in the surface roughness. The ball rolls on the wave, crushing the crests of the humps on the tops and its bottoms (Fig.6). The wave height decreased by 1.3-1.5 times (Fig.6). Increasing the radius of the identer to 5*10^{-3} m leads to a deterioration of roughness, so the ball crushes the scallops of irregularities only at the tops of the waves (Fig. 6), while reducing the surface waviness by almost 3 times (Fig. 5).

Conclusions

1. To completely deform the roughness of the original surface, the radius of the deforming element must be less than the radius of the wave's curvature. The value of this radius can be calculated depending on the frequency ratios of the harmonic relative motion to the frequency of rotation of the boring bars during machining.

With respect to the diamond-boring machines of the type 2705 and 2706, the size of the radius is (3÷5,5) $*10^{-3}$.

2. The application of the deforming element with optimal radius allows to consistently obtain in the processing of the surface roughness of holes 0.8÷0.9 at the original roughness in the range of 6.3÷2,5.

3. In the cases where the technical conditions for the part are more stringent requirements for the surface waviness, it is necessary to conduct processing with an increased radius of the deforming element.

REFERENCES

1. Lyandon Yu. N. "Functional interchangeability in engineering" M. Mechanical engineering, 2007.

2. Lomakin K. V. "Questions of accuracy and surface quality at thin boring of chromium stainless steels on special and universal equipment". Abstract of dissertation. Odessa, 1999.

3. Illyashenko A. A. "Study of the process of thin plastic de-formation of high-precision holes". Abstract of dissertation. Odessa, 1975.

4. Matalin A. A., Lomakin K. V., Linchevsky P. A. "Fine boring", M. Mechanical engineering, 2006.

РЕФЕРАТИ

УДК 621.165226

Аболєшкін С. Є. , Гарагуля Б. А. Оптимізація робочих параметрів суднової утилізаційної парової турбіни

Поиск технических решений направленных на повышение надежности судовых паровых турбин (в частности утилизационнных), часть процесса расширения в которых лежит в двухфазной зоне (влажного пара) является актуальным вопросом эксплуатации судовых энергетических установок. До настоящего времени на все практичесик важные задачи механики двухфвзных сред решены в полной мере.

Остаются открытыми вопросы оптимизации решеток и форм проточных частей турбин, работающих на влажном паре. Не менее важным в этой связи является правилиный выбор параметров и распределение теплоперепадов по ступеням турбины.

Научно-исследовательские работы в области влажно-паровых турбин показывают необходимость выработки конкретных рекомендаций по наиболее эффективной (с точки зрения потерь энергии и эрозионного износа рабочих лопаток) их эксплуатации.

Целью настоящего исследования является выработка рекомендаций по оптимальному выбору параметров ступеней паровых турбин, работающих на влажном паре.

Результаты проведенного анализа влияния начального давления пара в последних ступенях влажнопаровых судовых турбин позволяют избежать неблагоприятных (с точки зрения конечной влажности) режимов работы и тем самым повысить их экономичность и эрозионную надежность.

Наиболее экономичным режимом работы для утилизационных паровых турбин, использующих низкопотенциальное тепло отработавших газов и работающих в области влажного пара со значительной степенью влажности является режим при давлении пара на входе в турбину около 0,7 мПа. Увеличение этого давления ведет к существенному увелмчению влажности и, вседствие этого, снижению КПД. Уменьшение давления менее 0,6 мПа существенно отражается на КПД турбины в связи с уменьшением располагаемого теплоперепада, что делает применение утилизационных турбин нецелесообразным.

УДК 621.165226

Аболєшкін С. Є. , Гарагуля Б. А. Оптимізація робочих параметрів суднової утилізаційної парової турбіни

Метою даного дослідження є вироблення рекомендації з оптимального вибору параметрів ступенів парових турбін, що працюють на вологій парі.

Результати проведеного аналізу дозволяють уникнути несприятливих (з точки зору кінцевої вологості) режимів роботи і тим самим підвищити їх економічність і ерозійну надійність.

Ключові слова: СУДНОВА ПАРОВА ТУРБИНА, УТИЛІЗАЦІЙНА ТУРБИНА, ВОЛОГА ПАРА, ЕРОЗІЙНА НАДІЙНІСТЬ.

The objective of the study is to develop recommendations on the optimal choice of parameters for steam turbine stages operating on wet steam.

The results of the analysis make it possible to avoid unfavourable operating conditions in terms of the final humidity and thereby increase their efficiency and erosion reliability.

Key words: SHIPS' STEAM TURBINE, UTILIZATION TURBINE, WET STEAM, EROSION RELIABILITY.

Целью настоящего исследования является выработка рекомендаций по оптимальному выбору параметров ступеней паровых турбин, работающих на влажном паре.

Результаты проведенного анализа позволяют избежать неблагоприятных (с точки зрения конечной влажности) режимов работы и тем самым повысить их экономичность и эрозионную надежность.

Ключевые слова: СУДОВАЯ ПАРОВАЯ ТУРБИНА, УТИЛИЗАЦИОННЫЙ ТУРБИНА, ВЛАЖНЫЙ ПАР, ЭРОЗИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ.

УДК 629.5.064.3

Афтанюк В.В., Афтанюк А.В., Даниленко Д.В. Моделирование гидродинамики вихревых элементов комбинированного скруббера

В статье представлено численное моделирование вихревого элемента комбинированного скруббера для очистки загрязненных газов от SO_x, выделяемых в атмосферу судовыми двигателями. Для моделирования аэродинамики была разработана твердотельная модель вихревого элемента встроенная в специальный виртуальный экспериментальный стенд. Результаты моделирования позволили определить распределение скоростей и давлений в вихревом элементе скруббера. Разработанная модель может использоваться как отдельная единица в более крупных моделях систем очистки, которые включают несколько типов скрубберов для различных отраслей промышленности.

Ключевые слова: судовые системы очистки выбросов от SO_x, твердотельные модели скрубберов, численное моделирование газовых потоков.

УДК 629.5.064.3

Афтанюк В.В., Афтанюк А.В., Даниленко Д.В. Моделювання гідродинаміки вихрових елементів комбінованого скрубера

У статті представлено чисельне моделювання вихрового елемента комбінованого скрубера для очищення забруднених газів від SO_x, що виділяються в атмосферу судновими двигунами. Для моделювання аеродинаміки була розроблена твердо-тільна модель вихрового елемента вбудована в спеціальний віртуальний експериментальний стенд. Результати моделювання дозволили визначити розподіл швидкостей і тисків в вихровому елементі скрубера. Розроблена модель може використовуватися як окрема одиниця в більших моделях систем очищення, які включають кілька типів скруберів для різних галузей промисловості.

Ключові слова: суднові системи очищення викидів від SO_x, твердо-тільні моделі скруберів, чисельне моделювання газових потоків.

UDC 629.5.064.3

Aftanyuk V.V., Aftanyuk A.V., Danulenko D.V. Modeling of hydrodynamics of vortex elements of a combined scrubber

The article presents a numerical simulation of the vortex element of a combined scrubber for cleaning polluted gases from SO_x emitted into the atmosphere by ship engines. To simulate aerodynamics, a solid model of a vortex element was built into a special virtual experimental stand. The simulation results allowed to determine the distribution of velocities and pressures in the vortex scrubber element. The developed model can be used as a separate unit in larger models of cleaning systems, which include several types of scrubbers for various industries.

Keywords: shipboard systems for cleaning emissions of SO_x, solid-state scrubber models, numerical simulation of gas flows.

УДК 621.431.74

В.М Богач, Ю.Н. Довиденко, Характеристики процесу мащення циліндропоршневої групи двигунів RTA .

Дослідження присвячені вирішенню актуальної прикладної задачі підвищення ефективності експлуатації суднових дизелів за рахунок удосконалювання систем і процесів мащення циліндрів. У роботі виконано аналіз стану питання по досліджуваній проблемі, в результаті якого визначені основні недоліки існуючих систем мащення циліндрів дизелів RTA.

Проведені експериментальні дослідження по вивченню процесів подачі мастила в циліндри суднових двигунів, при цьому використані сучасні ме-

тоди досліджень: осцилографування і швидкісна кінозйомка. Визначено оптимальну геометрію каналу, яка дозволяє підвищити ефективності використання мастила і поліпшити стан дизеля, що є ефективним напрямком підвищення економічності роботи суднових дизелів.

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

УДК 621.431.74

В.М Богач, Ю.Н. Довиденко. Характеристики процеса смазывания цылиндро-поршневой группи двигателей RTA /

Исследования посвящены решению актуальной прикладной задачи повышения эффективности эксплуатации судовых дизелей посредством совершенствования систем и процессов смазывания цилиндров. Выполнен анализ состояния вопроса по исследуемой проблеме, в результате чего установлены основные недостатки существующих лубрикаторных систем длинноходовых дизелей RTA. Установлено, что управление истечением масла в цилиндры этих двигателей существующими конструкциями систем смазывания не обеспечивается.

Разработана методика экспериментальных исследований по изучению процессов маслоподачи в цилиндры судовых двигателей в соответствии с которой проведены испытания в лабораторных и в эксплуатационных условиях, что позволило получить представление об эффективности функционирования систем смазывания цилиндров. При этом использованы современные методы исследований, включающие в себя осциллографирование и скоростная киносъемка.

Определены характеристики процесса маслоподачи, и их взаимосвязь с конструкцией маслоподводящих устройств, выявлены недостатки, найдены и обоснованы пути совершенствования систем смазывания цилиндров.

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

UDC 621.431.74

Bogach V.M., Dovidenko Y.M. .Characteristics process greasing cylinder-piston group of engines RTA /

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 RTA 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 plug, piston, a piston ring, deposits.

УДК 629.12+621.69

Галян І.С., Козьминих М.А.,Ольшамовський В.С. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках

У статті розглядаються аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках. Холодильні машини використовуються для транспортування вантажів, кондиціонування повітря, збереження провізійних запасів судна. 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 холодильних установок Для вибору холодоагентів, які будуть порівнюватися розглянемо класифікацію альтернативних холодоагентів.

Ключові слова: Озоновий шар, холодильний агент, суднова холодильна установка, експлуатаційні показники, ефективність застосування.

УДК 629.12+621.69

Галян І.С., Козьминих М.А.,Ольшамовський В.С. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках

В статье рассматриваются анализ эффективности применения современных холодильных агентов в транспортных холодильных установках. Холодильные машины используются для транспортировки грузов, кондиционирования воздуха, сохранение провизионных запасов судна. Сегодня наиболее распространенным холодильным агентом,который подлежит дальнейшей замене является хладагент R134A.

В связи с этим возникает острая необходимость исследования новых хладагентов, их свойств и их влияния на эксплуатационные показатели холодильных установок Для выбора хладагентов, которые будут сравниваться рассмотрим классификацию альтернативных хладагентов.

Ключевые слова: Озоновый слой хладагент судовая холодильная установка, эксплуатационные показатели, эффективность применения

УДК 629.12+621.69

Галян І.С., Козьминих М.А.,Ольшамовський В.С. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках

The article deals with the analysis of the efficiency of modern refrigeration agents in transport refrigeration units. Refrigerating machines are used for transportation of goods, air conditioning, preservation of ship's ship's supplies. Today, the most commonly used refrigeration agent, which is to be further replaced, is the refrigerant R134A.

In connection with this, there is an urgent need to research new refrigerants, their properties and their effect on the performance of refrigeration units. To select the refrigerants to be compared, consider the classification of alternative refrigerants

Key words: Ozone layer, refrigeration agent, ship refrigeration unit, operating indexes, efficiency of application

УДК 621.426

Заблоцкий Ю.В. Снижение тепловой напряженности судовых дизелей за счет использования присадок к топливу

Рассмотрены результаты применения присадок к судовым моторным топливам. Исследования выполнялись на судовом среднеоборотном дизеле 6N21L фирмы Yanmar. В качестве топлива использовалось судовое топливо RME25. В качестве присадки к топливу – присадка, включающая в свой состав активные кислород содержащие группы и модифицированная солями легких металлов. Было показано, что использование указанной присадки способствует 4,1…8,2 % снижению температуры выпускных газов. Кроме того, на 46,2…58,3% снижается рассогласование значения температуры выпускных газов по отдельным цилиндрам от ее среднего значения. Это обеспечивает выравнивание тепловой нагрузки по всем цилиндрам дизеля и уменьшает тепловую напряженность. Также было установлено, что при использовании топливных присадок возможно достичь снижения удельного эффективного расхода топлива от 2,54 до 6,46 % (в зависимости от режима работы дизеля).

УДК 621.426

Заблоцький Ю.В. Зниження теплової напруженості суднових дизелів за рахунок використання присадок до палива

Розглянути результати застосування присадок до суднових моторних палив. Дослідження виконувалися на судновому середньо-обертовому дизелі 6N21L фірми Yanmar. Як паливо використовувалося суднове паливо RME25. Як присадка до палива – присадка, що включає до свого складу активні групи, що містять кисень і модифікована солями легких металів. Було показано, що

використання зазначеної присадки сприяє 4,1...8,2 % зниженню температури випускних газів. Крім того, на 46,2...58,3 % знижується неузгодженість значення температури випускних газів по окремим циліндрам від її середнього значення. Це забезпечує вирівнювання теплового навантаження по всім циліндрам дизеля і зменшує теплову напруженість. Також було встановлено, що при використанні паливних присадок можливо досягти зниження питомої ефективної витрати палива від 2,54 до 6,46 % (в залежності від режиму роботи дизеля).

УДК 621.426

Мацкевич Д. В. Восстановление реологических характеристик смазочных материалов судовых дизелей

Доказана возможность восстановления реологических характеристик судовых моторных масел в граничных смазочных слоях непосредственно в процессе эксплуатации двигателя и его смазочной системы. Испытания выполнялись в циркуляционной смазочной системе судового среднеоборотного дизеля S6A2 фирмы Mitsubishi.

С помощью ротационного вискозиметра определено, что граничные смазочные слои, прилегающие к металлической поверхности триады трения коленчатый вал – смазочный материал – вкладыш подшипника, более вязкие, в связи с тем, что обладают ориентационной упорядоченностью молекул. В результате проведенных исследований было установлено, что вязкость моторного масла, находящегося в узком зазоре пары трения вал – вкладыш подшипника и обеспечивающего граничный режим трения, зависит от скорости сдвига, то есть проявляет «неньютоновской» характер течения.

Установлено, что реологические характеристики масла в большом объеме и в граничном смазочном слое отличаются друг от друга. В состоянии покоя вязкость граничного смазочного слоя на 5...11% превышает вязкость в большом объеме. Наложение на трибосоединение сдвиговых нагрузок способствует уменьшению ориентационной упорядоченности молекул в граничном масляном слое и соответствующему снижению его вязкости, которое может достигать 5…7 %.

Разработан метод восстановления реологических характеристик, реализующий явление ориентационной упорядоченности молекул граничного слоя масла, обеспечивающий их нормальное расположение относительно поверхности вкладыша подшипника кривошипно-шатунного механизма. Метод базируется на научно обоснованном положении о том, что реологические характеристики судовых моторных масел в граничном смазочном слое связаны с его жидкокристаллическими свойствами, поэтому могут восстанавливаться за счет воздействия на последние.

Экспериментально доказано, что путем оптимизации интенсивности пополнения циркуляционной масляной системы, а также за счет использования

поверхностно-активных веществ, возможно управлять реологическими характеристиками масла, что приводит к повышению надежности работы судового дизеля.

Внедрение результатов исследования на морских судах свидетельствует о повышении на 4,5...6 % экономических и на 6...7,5 % энергетических показателей судовых дизелей, а также обеспечивает улучшение технического состояния подшипников движения судового среднеоборотного дизеля.

УДК 532.133

Кирис А. В., Гарагуля Б. А. Blade profiling for the final stages of powerful ship's steam turbines

Рассмотрены возможности использования относительно длинных рабочих лопаток с двояковыпуклыми профилями для последних ступеней судовых паровых турбин низкого давления в целях достижения наиболее оптимальных их аэродинамических и прочностных характеристик.

Ключевые слова: СУДОВЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ, ПРОФИЛИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК, ТУРБИНА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ, ПОСЛЕДНИЕ СТУПЕНИ, ФОРМА ЛОПАТОК.

Examined possibility of using biconvex profiles in last ship-pressure steam turbines with relatively long working blades to achieve the most optimal aerodynamic aut strenght characteristics.

Key words: STEAM SHIP TURBINES, TURBINE BLADES, LOW-PRESSURE TURBINE, LAST STAGES BLADE PROFILES SHAPE.

Розглянуто можливості використання відносно довгих робочих лопаток з двоопуклими профілями для останніх ступенів суднових парових турбін низького тиску з метою досягнення найбільш оптимальних їх аеродинамічних і міцнісних характеристик.

Ключові слова: СУДНОВІ ПАРОВІ ТУРБІНИ, ПРОФІЛІ РОБОЧИХ ЛОПАТОК, ТУРБИНА НИЗЬКОЇ ТИСКУ, ОСТАННІ СТУПЕНИ, ФОРМА ЛОПАТОК.

УДК 621.436.1:532.135

Козицький С. В., Кіріян С. В., Швець О. І. Порівняння ефективності демпферів крутильних коливань колінчастого валу суднового дизеля при використанні рідин з різними реологічними властивостями

Порівняння ефективності демпферів крутильних коливань колінчастого валу суднового дизеля при використанні рідин з різними реологічними властивостями

В рамках закону Оствальда, коли сила в'язкості пропорційна градієнту швидкості в ступеня n (індекс течії) проведено розрахунок в'язкістного демпфера крутильних коливань колінчастого вала суднового двигуна.

Запропонована модель розрахунку ефективності демпфера враховує як геометричні параметри пристрою, так і реологічні властивості використовуваної рідини.

Проведено порівняльний аналіз ефективності демпферів в залежності від величини індексу течії використовуваної рідини. Показано, що найбільш ефективно використовувати дилатантні рідини, для яких індекс течії перевищує одиницю - ефективність такого демпфера зростає з ростом індексу течії і амплітуди крутильних коливань

Ключові слова: демпфер крутильних коливань, дилатанта рідина, в'язкість, реологія, індекс течії, параметр ефективності.

УДК 621.436.1:532.135

Козицкий С. В., Кириян С. В., Швец А. И. Сравнение эффективности демпферов крутильных колебаний коленчатого вала судового дизеля при использовании жидкостей с различными реологическими свойствами

В рамках закона Оствальда, когда сила вязкости пропорциональна градиенту скорости в степени ***n*** (индекс течения) проведен расчет вязкостного демпфера крутильных колебаний коленчатого вала судового двигателя.

Предложенная модель расчета эффективности демпфера учитывает как геометрические параметры устройства, так и реологические свойства используемой жидкости.

Проведен сравнительный анализ эффективности демпферов в зависимости от величины индекса течения используемой жидкости. Показано, что наиболее эффективно использовать дилатантные жидкости, для которых индекс течения превышает единицу - эффективность такого демпфера возрастает с ростом индекса течения и амплитуды крутильных колебаний.

Ключевые слова: демпфер крутильных колебаний, дилатантая жидкость, вязкость, реология, индекс течения, параметр эффективности.

УДК 621.426

Мацкевич Д. В. Поновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів суднових дизелів

Доведена можливість поновлення реологічних характеристик суднових моторних мастил в граничних змащувальних шарах безпосередньо в процесі експлуатації двигуна і його змащувальної системи. Випробування виконувались в циркуляційної системі змащення суднового середньо-обертового дизеля S6A2 фірми Mitsubishi.

За допомогою ротаційного віскозиметру визначено, що граничні мастильні шари, які прилягають до металевої поверхні тріади тертя колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладень підшипника, більш в'язкі тому, що володіють орієнтаційною впорядкованістю молекул. В результаті проведених досліджень було встановлено, що в'язкість моторного мастила, що знаходиться у вузькому зазорі пари тертя вал – вкладень підшипника і забезпечує граничний режим тертя, залежить від швидкості зсуву, тобто проявляє «неньютонівській» характер течії.

Встановлено, що реологічні характеристики мастила у великому обсязі і в граничному змащувальному шарі відрізняються один від одного. У стані спокою в'язкість граничного змащувального шару на 5…11 % перевищує в'язкість у великому обсязі. Накладення на трибо-сполучення зсувних навантажень сприяє зменшенню орієнтаційної впорядкованості молекул в граничному мастильному шарі та відповідному зниженню його в'язкості, яке може досягати 5…7 %.

Розроблено метод поновлення реологічних характеристик, що реалізує явище орієнтаційної упорядкованості молекул граничного шару мастила, забезпечує їх нормальне розташування відносно поверхні вкладиша підшипника кривошипно-шатунного механізму і базується на науково-обґрунтованому положенні про те, що реологічні характеристики суднових моторних мастил в граничному змащувальному шарі пов'язані з його рідкокристалічними властивостями, тому можуть поновлюватися за рахунок впливу на останні.

Експериментально доведено, що шляхом оптимізації інтенсивності поповнення циркуляційної мастильної системи, а також за рахунок використання поверхнево-активних речовин, можливо управляти реологічними характеристиками мастила, що призводить до підвищення надійності роботи суднового дизеля.

Впровадження результатів дослідження на морських суднах свідчить про підвищення на 4,5…6 % економічних і на 6…7,5 % енергетичних показників суднових дизелів, а також забезпечує покращення технічного стану підшипників руху суднового середньо-обертового дизеля.

УДК 621.561.59

Ольшамовський В.С., Василець Д.І., Гоголь М.І. Аналіз впливу температури кипіння холодильного агента на енергоспоживання холодильного обладнання

У статті наведено рекомендовані технічні параметри для роботи холодильних установок в оптимальному режимі, які отримані в наслідок багаторічного досвіду їх експлуатації, також розглядаються можливі шляхи зниження енергоспоживання судновим холодильним обладнанням. Наведено конкретні дані впливу підвищення температури кипіння холодильного агента на інтенсивність випадання вологи на охолоджуючі прилади й, відповідно, на

теплове навантаження на охолоджуючі прилади. Показані можливі шляхи зниження споживаної потужності компресорами, запропонована схема установки механічних ТРВ, яка дозволяє ефективніше використовувати геометричну поверхню охолоджуючих приладів– повітроохолоджувачів, випарників.

Проаналізовано вплив температури кипіння холодильного агента на питому холодопродуктивність холодильного агента при фіксованих температурах конденсації.

Ключові слова: холодильна установка, холодильний агент, компресор, температури кипіння, конденсації.

УДК 621.561.59

Ольшамовський В.С., Василец Д.И., Гоголь М.И. Анализ влияния кипения холодильного агента на энергозатраты холодильного оборудования

В статье приведены рекомендуемые технические параметры для работы холодильных установок в оптимальном режиме, полученных в результате многолетнего опыта их эксплуатации, также рассматриваются возможные пути снижения энергопотребления судовым холодильным оборудованием. Приведены конкретные данные влияния повышения температуры кипения холодильного агента на интенсивность выпадения влаги на охлаждающие приборы и, соответственно, на тепловую нагрузку на охлаждающие приборы.

Показаны возможные пути снижения потребляемой мощности компрессорами, предложенная схема установки механических ТРВ, которая позволяет более эффективно использовать геометрическую поверхность охлаждающих приборов–воздухоохладителей, испарителей.

Проанализировано влияние температуры кипения холодильного агента на удельную холодопроизводительность холодильного агента при фиксированных температурах конденсации.

Ключевые слова: холодильная установка, хладагент, компрессор, температуры кипения, конденсации.

Olshamovsky V.S., Vasylets D.I., Gogol M.I. Analysis of the effect of boiling temperature of refrigerating agent for energy spend by refrigerating equipment

The article presents the recommended technical parameters for the operation of refrigeration units in optimal mode, which have been obtained as a result of long-term experience of their operation, as well as possible ways to reduce energy consumption by ship refrigeration equipment.

Specific data on the effect of increasing the refrigeration boiling temperature on the intensity of dropping of moisture on the cooling devices and, accordingly, on the thermal load on the cooling devices. Possible ways of reducing the power consumption by compressors are shown, the scheme of installation of mechanical

SRWs is proposed, which allows to more effectively use the geometric surface of cooling devices–air coolers, evaporators.

The influence of the boiling temperature of the refrigerant on the specific cold-productivity of the refrigerant during fixed condensation temperatures is analyzed.

Key words: refrigeration unit, refrigerating agent, compressor, boiling temperature, condensation.

УДК 621.432

Сагин С.В. Снижение энергетических потерь в прецизионных парах топливной аппаратуры судовых дизелей

Рассмотрена возможность снижения энергетических потерь в прецизионных парах топливной аппаратуры судовых дизелей за счет использования специальных фторорганических покрытий (эпиламов). В результате исследований установлено, что толщина слоя эпилама на поверхности плунжеров топливного насоса высокого давления составляет 12,5…18,7 нм, а время, необходимое для его адсорбции не превышает 10 мин. Нанослой эпиламов, нанесенный на металлическую поверхность, приводит к ~1,5-кратному увеличению толщины граничного слоя топлива, что способствует снижению энергетических затрат в прецизионных парах топливной аппаратуры судовых дизелей и выражается в 24,0…44,6%-ом снижении износа плунжеров.

УДК 621.432

Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів

Розглянуто можливість зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів за рахунок використання спеціальних фторорганічних покриттів (епіламів). В результаті досліджень встановлено, що товщина шару епілама на поверхні плунжерів паливного насоса високого тиску складає 12,5...18,7 нм, а час, необхідний для його адсорбції не перевищує 10 хв. Наношар епіламів, нанесений на металеву поверхню, призводить до ~1,5-кратного збільшення товщини граничного шару палива, що сприяє зниженню енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів і виражається в 24,0...44,6%-му зниженні зносу плунжерів.

УДК 621.431.74

Слободянюк І. М., Слободянюк Д. І. Управління змащенням циліндрів суднових дизелів з метою запобігання поломки поршневих кілець при проходженні продувних вікон втулок // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. / НУ ОМА. - Одеса, 2018. - №38. - С.120 .

Представлено нове рішення проблеми підвищення надійності суднового дизеля шляхом попередження поломки поршневих кілець за рахунок регулювання мастила циліндрів, в залежності від даних діагностики їх працездатного стану при русі кільця уздовж вікон втулки. Ідентифікація проводилась методом ранжирування за рівнями надійності, залежно від частоти акустичного сигналу. Спосіб заснований на дослідженнях анізотропних властивостей тонких плівок циліндрового мастила

Ілл. 2, бібл. 12

УДК 621.431.74

Слободянюк И. М., Слободянюк Д. И. Управление смазкой цилиндров судовых дизелей с целью предотвращения поломки поршневых колец при прохождении продувочных окон втулок // Судовые энергетические установки: научно-техн. сб. / НУ ОМА. - Одесса, 2018. - №38. - С.120.

Представлено новое решение проблемы повышения надежности судового дизеля путем предупреждения поломки поршневых колец за счет регулирования смазки цилиндров, в зависимости от данных диагностики их работоспособного состояния при движении кольца вдоль окон втулки. Идентификация проводилась методом ранжирования по уровням надежности, в зависимости от частоты акустического сигнала. Способ основан на исследованиях анизотропных свойств тонких пленок цилиндрового масла

Илл. 2, библ. 12

UDC 621.431.74

Slobodyanyuk I.M., Slobodyanyuk D.I. Management of lubrication of cylinders of marine diesel engines in order to prevent the breakage of piston rings during passage of purge windows of bushings // Ship power installations: Sci.-Tech. save / OU OMA - Odessa, 2018. - №38. - WITH.

The new solution of the problem of increasing the reliability of the marine diesel engine by preventing the breakage of the piston rings through the regulation of the lubrication of cylinders, depending on the diagnostic data of their working state when moving the ring along the windows of the sleeve, is presented. Identification was carried out by the ranking method by the levels of reliability, depending on the frequency of the acoustic signal. The method is based on the study of anisotropic properties of thin films of cylindrical grease

Ill 2, beekeepers 12

УДК 621.248

Солодовников В.Г. Использование ультразвуковой обработки в модульных схемах построения судовых систем топливоподготовки

Проведенные исследования выполнялись в топливной системе судового среднеоборотного дизеля S6A2 фирмы «Mitsubishi», скомпонованной по модульному принципу. Предложена модульная схема, в которой отсутствует узел сепарации топлива в системе очистки, а система подготовки дополнительно укомплектована блоками ультразвуковой обработки и гидродинамической активации. В результате исследований установлено, что дополнительная кавитационная обработка топлива способствуют снижению в 3,2…4,7 раза сернистого износа поршневых колец и цилиндровых втулок дизеля. При этом наибольшее снижение этого параметра наблюдается для поршневых колец, что особенно актуально, учитывая важность данного узла в обеспечении как качественного протекания процессов сжатия, сгорания и расширения, так и надежности работы сопряжения поршень – втулка цилиндра.

УДК 621.248

Солодовніков В.Г. Використання ультразвукової обробки в модульних схемах побудови суднових систем підготовки палива

Проведені дослідження виконувалися в паливній системі суднового середньо-обертового дизеля S6A2 фірми «Mitsubishi», що скомпонована за модульним принципом. Запропоновано модульна схема, в якій відсутній вузол сепарації палива в системі очищення, а система підготовки додатково укомплектована блоками ультразвукової обробки і гідродинамічної активації. В результаті досліджень встановлено, що додаткова кавітаційна обробка палива сприяє зниженню в 3,2 ... 4,7 рази сірчистого зносу поршневих кілець і циліндрових втулок дизеля. При цьому найбільше зниження цього параметра спостерігається для поршневих кілець, що особливо актуально, враховуючи важливість даного вузла в забезпеченні якісного протікання процесів стиснення, згоряння і розширення та надійності роботи сполучення поршень – втулка циліндра.

УДК 629.12 + 621.69

Тетенко В.Ю. Козьминых Н.А. Конструктивные и эксплуатационные особенности пропульсивного комплекса lng танкеров с газотопливным оборудованием

При транспортировке сжиженного природного газа перевозчик сталкивается с многочисленными техническими трудностями, обусловленными физическими свойствами метана. Необходимость поддерживать низкую температуру груза (-1630С) и обеспечивать возможность использования паров LNG в качестве топлива ведёт к установлению на борту судна большого количества дополнительного оборудования. Статья содержит систематизированное описание производственного опыта работы газового оборудования различных типов LNG танкеров. Рассмотрены эксплуатационные и конструктивные особенности судовых систем для обработки паров метана. Сформированы

требования к комплекту энергетического и вспомогательного оборудования который обеспечит надежность и безопасность работы газотопливного оборудования и СПСГ (система повторного сжижения газа). Выполнено описание оптимальных комплектов оборудования для менеджмента паров метана на борту LNG танкера. Обозначены основные проблемы LNG флота которые придется решить в ближайшем будущем.

Ключевые слова: LNG танкер, пропульсивной комплекс, система реконденсации газа, газотопливное оборудования, ME-GI двигателя.

UDC 629.12 + 621.69

V. Tetenko, N. Kozminykh. Constructive and operational features of lng tankers propulsion system with gas-fuel equipment

When transporting liquefied natural gas, the carrier faces with numerous technical difficulties due to the physical properties of methane. The need to maintain a low cargo temperature (-1630C) and ensure the possibility of using LNG vapor as a fuel will result in the installation of a large number of additional equipment on board. The article contains a systematic description of the operational experience with gas equipment on various types of LNG tankers. The operational and structural features of ship systems for methane vapor processing are considered. The requirements for a set of energy and auxiliary equipment that ensure the reliability and safety of the operation of gas-fired equipment and Reliquefaction unit are formed. A description of the optimal sets of equipment for managing methane vapors on the LNG tanker are given. The main problems of the LNG fleet that will have to be solved in the near future are outlined.

Key words: LNG tanker, propulsive complex, Gas Reliquefaction system , gas-fuel equipment, ME-GI engines.

УДК 621.45.052

Черемісін В.І., Бабенчук М.С. Уточнений метод розрахунку газообміну в циліндрі дизеля

Наведено висновок розрахункових формул для визначення тиску газу і повітря, величин час-переріз періодов газообміну. Викладено новий підхід до розрахунку процесів продування в суднових дизелях. Доведено, що визначення перепаду тисків має властивості виняткової стійкості.

Ключові слова: суднові дизелі, газообмін, розрахунок

УДК 621.45.052

Черемисин В.И., Бабенчук Н.С. Уточненный метод расчета газообмена в цилиндре дизеля

Приведен вывод расчетных формул для определения давлений газа и воздуха в цилиндре, величин время-сечение периодов газообмена. Изложен новый подход к расчету процессов продувки в судовых дизелях. Доказано, что

определение перепада давлений обладает свойством исключительной устойчивости.

Ключевые слова: судовые дизели, газообмен, расчет

UDC 621.45.052

Cheremisin V.I., Babenchuk N.S. Refined method for calculating gas exchange in a diesel cylinder

The derivation of calculation formulas to determine the pressure of gas and air in the cylinder, the values of time-cross-period of gas exchange is given. A new approach to the calculation of the process of purging in ship diesel engines is set out. It is proved that pressure drop determination has the property of exceptional resistance.

Key words: ship diesel engines, gas exchange, calculation

УДК 629.123

М.А.Колегаев, И.Д.Бражник. Основные направления модернизации системы инертных газов на танкерах

В данной работе дано описание разработанного метода обработки топлива и генерирования инертных газов для принудительной вентиляции трюмов на танкерах. Сформулированы основные пути модернизации судовых систем инертных газов. Показаны преимущества технологии принудительной вентиляции. На основе результатов исследований показаны основные преимущества разработанного метода модернизации системы инертных газов. В ходе натурных исследований подтверждена адекватность научных гипотез, математической модели и установлены показатели их эффективности.

Ключевые слова: грузовой трюм, танкер, система инертных газов, концентрация кислорода, скорость вентиляции, поле давления.

УДК 629.123

М.О.Колегаєв, І.Д.Бражнік. Метод примусової вентиляції трюмів на танкерах

В даній роботи дано опис розробленого методу обробки палива і генерації інертних газів для примусового вентилювання трюмів на танкерах. Сформульовані основні шляхи модернізації суднових систем інертних газів. Показані переваги технології примусової вентиляції. На основі результатів досліджень показані основні переваги розробленого методу модернізації системи інертних газів. В ході натурних досліджень підтверджена адекватність наукових гіпотез, математичної моделі і встановлені показники ефективності розробленого методу.

Ключові слова: вантажний трюм, танкер, система інертних газів, концентрація кисню, швидкість вентиляції, поле тиску.

UDC 629.123

M.O.Kolegaev, I.D.Brajnik. Method of artificial ventilation for tanker's holds

The article describes recently developed methods of fuel oil treatment and generation of inert gas to be used in tanker holds mechanical ventilation. There were formulated main directions for ship's inert gas system upgrading. Advantages of forced ventilation technology have been shown. On the basis of investigation results main advantages of the developed method for inert gas systems upgrading have been shown. During full-scape investigations an adequacy of scientific hypothesis and mathematical model were confirmed and main effectiveness indexes for the method developed were depicted.

Key words: cargo hold, tanker, inert gas system, oxygen concentration, ventilation rate, pressure field.

УДК 621.829

Куропятник А. А. Использование перепуска выпускных газов для обеспечения экологических параметров работы судовых дизелей

Рассмотрена возможность использования перепуска выпускных газов для обеспечения экологических параметров работы судовых дизелей. Указано, что разрабатываемые в настоящее время способы снижения уровня эмиссии оксидов азота (как одного из токсичных компонентов, входящих в состав выпускных газов судовых дизелей) связаны с изменением конструкции дизелей и возможны только на стадии проектирования. При этом для находящихся в эксплуатации дизелей, изменение конструкции которых либо не возможно, либо требует значительных капиталовложений, задача снижения концентрации оксидов азота в выпускных газах может быть решена путем оптимизации режимов их технической эксплуатации. Вариант решения данной задачи продемонстрирован на примере газо-выпускной системы судового среднеоборотного дизеля 6L20 фирмы Wartsila за счет использования перепуска газов помимо турбокомпрессора непосредственно в выпускную магистраль. Степень перепуска газов при проведении экспериментальных исследований изменялась в диапазоне 0…9,6 %, изменение нагрузки на дизель составляло 55…83 % от номинальной мощности. Определение концентрации оксидов азота в выпускных газах и удельного эффективного расхода топлива проводилось для двух вариантов: при неизменном положении перепускного клапана и разной нагрузки на дизель; при постоянной нагрузке на дизель и разных положениях перепускного клапана. В результате исследований установлено, что повышение степени перепуска выпускных газов в диапазоне 0…9,6 % способствует снижению эмиссии оксидов азота с 8,72 г/(кВт·ч) до 6,53 г/(кВт·ч) и зависит от нагрузки на дизель, при этом относительное снижение выбросов оксидов азота находится в пределах 1,15…13,85 %; наиболь-

ший уровень снижения концентрации оксидов азота в выпускных газах соответствует максимальной степени перепуска газов и режиму максимальной нагрузки на дизель; использование системы перепуска выпускных газов изменяет стехиометрическое соотношение топливо-воздух, что способствует увеличению удельного эффективного расхода топлива (в проведенных экспериментах на 0,26…2,52 % в зависимости от степени перепуска газов и нагрузки на дизель). Невзирая на увеличение удельного расхода топлива, использование системы перепуска газов рекомендовано в особых районах мирового океана, когда превалирующим показателем при эксплуатации судовых энергетических установок становятся их экологические параметры.

УДК 621.829

Куропятник О. А. Використання перепуску випускних газів для забезпечення екологічних параметрів роботи суднових дизелів

Розглянута можливість використання перепуску випускних газів для забезпечення екологічних параметрів роботи суднових дизелів. Зазначено, що способи зниження рівня емісії оксидів азоту (як одного з токсичних компонентів, що входять до складу випускних газів суднових дизелів), які розробляються в даний час, пов'язані зі зміною конструкції дизелів і можливі тільки на стадії проектування. При цьому для дизелів, які знаходяться в експлуатації, зміна конструкції яких або не можливо, або вимагає значних капіталовкладень, завдання зниження концентрації оксидів азоту в випускних газах може бути вирішено шляхом оптимізації режимів їх технічної експлуатації. Варіант вирішення даного завдання продемонстрований на прикладі газовипускної системи суднового середньо-обертового дизеля 6L20 фірми Wartsila за рахунок використання перепуску газів повз турбокомпресора безпосередньо в випускну магістраль. Ступінь перепуску газів при проведенні експериментальних досліджень змінювався в діапазоні 0...9,6 %, зміна навантаження на дизель становило 55...83 % від номінальної потужності. Визначення концентрації оксидів азоту в випускних газах і питомої витрати палива проводилося для двох варіантів: при незмінному положенні перепускного клапана і різному навантаженні на дизель; при постійному навантаженні на дизель і різних положеннях перепускного клапана. В результаті досліджень встановлено, що підвищення ступеня перепуску випускних газів в діапазоні 0...9,6 % сприяє зниженню емісії оксидів азоту з 8,72 г/(кВт·год) до 6,53 г/(кВт·год) і залежить від навантаження на дизель при цьому відносне зниження викидів оксидів азоту знаходиться в межах 1,15...13,85 %; найбільший рівень зниження концентрації оксидів азоту в випускних газах відповідає максимальному ступеню перепуску газів і режиму максимального навантаження на дизель; використання системи перепуску газів змінює стехіометричне співвідношення паливо-повітря, що сприяє збільшенню питомої ефективної витрати палива (в експериментах, що були проведені, на 0,26...2,52 % в залежності від

ступеня перепуску газів і навантаження на дизель). Незважаючи на збільшення питомої витрати палива, використання системи перепуску газів рекомендовано в особливих районах світового океану, коли переважаючим показником при експлуатації суднових енергетичних установок стають їх екологічні параметри.

UDC 620.179.112

Lebedev B., Evdokimov V,, Melnik A. A., Bogomolov E.P. Influence of the texture direction on the process and quality of frictional application of a copper film on steel

For the first time the question of the effect of shear deformation texture on the efficiency of deposition of a copper film on its surface by a friction method was stated and experimentally clarified. It has been established that the friction process performed against the rough machining texture leads to the better improvement of quality of the copper layer than in the orientation of the texture. It is recommended to use this relationship for practical purposes.

Keywords: friction, texture orientation, steel, copper, coating, quality

УДК 620.179.112

Lebedev B., Evdokimov V,, Melnik A. A., Bogomolov E.P. Влияние направленности текстуры на процесс и качество фрикционного нанесения пленки меди на сталь

Впервые поставлен и экспериментально освещен вопрос о влиянии текстуры сдвиговых деформаций на эффективность нанесения на ее поверхность пленки меди фрикционным методом. Установлено, что процесс трения, совершаемый против текстуры предварительной обработки, приводит к повышению качества медного слоя в большей степени, чем в направлении текстуры. Эту зависимость рекомендуется использовать в практических целях.

Ключевые слова: трение, направление текстуры, сталь, медь, покрытие, качество.

УДК 620.179.112

Lebedev B., Evdokimov V,, Melnik A. A., Bogomolov E.P. Вплив спрямованості текстури на процес і якість фрикційні нанесення плівки міді на сталь

Вперше поставлено та експериментально висвітлено питання про вплив текстури зсувів на ефективність нанесения на її поверхню плівки міді фрикційним методом. Встановлено, що процес тертя, який чинять проти текстури попередньої обробки, призводить до підвищення якості мідного шару більшою мірою, ніж в напрямку текстури. Цю залежність рекомендується використовувати в практичних цілях.

Ключові слова: тертя, напрям текстури, сталь, мідь, покриття, якість

УДК 629.123

А.В.Малахов, Р.Г.Гудилко. Использование эмульсии воды и топлива при эксплуатации судоВ

В статье рассмотрена проблема использования водо-топливных эмульсий при работе судов. Описана новая технология смешения воды с дизельным топливом. Детально рассмотрена технология работы разработанного экспериментального стенда. Описаны результаты измерений основных показателей работы судна в зависимости от концентрации воды в топливе, которое подается на сжигание в судовом главном двигателе. Показано, что предложенный метод подготовки водо-топливных эмульсий приводит к положительным изменениям основных эксплуатационных показателей работы судна.

Ключевые слова: водо-топливная эмульсия, температура вспышки, расход топлива, нагрузка на главный двигатель судна, концентрация диоксида углерода, температура уходящих газов.

УДК 629.123

О.В.Малахов, Р.Г.Гуділко. Використання емульсії води і палива під час експлуатації суден

В статті розглянута проблема використання водо-паливних емульсій під час роботи суден. Описана нова технологія перемішування води з дизельним паливом. Детально розглянута технологія роботи розробленого експериментального стенда. Описані результати вимірювань головних показників роботи судна в залежності від концентрації води в паливі, що подається на горіння в судновий головний двигун. Показано, що запропонований метод підготовки водо-паливних емульсій приводить до позитивних змін головних експлуатаційних показників роботи судна.

Ключові слова: водо-паливна емульсія, температура загоряння, витрата палива, навантаження на головний двигун судна, концентрація діоксиду вуглецю, температура вихідних газів.

UDC 629.123

O.V Malakhov, R.G. Gudilko. Use of water-fuel emulsion during operation of vessels

In the article the problem of water-fuel emulsions use during the operation of vessels was considered. A new technology for mixing water with diesel fuel has been described. Technology of work for the developed experimental plant was considered in detail. The results of measurements of main indicators of the work of the vessel in dependence on the concentration of water in the fuel that is fed for combustion in the ship's main engine are described. It is shown that the proposed method for water-fuel emulsions preparing leads to positive changes in the main operational parameters of the vessel.

Keywords: water-fuel emulsion, flash point, fuel consumption, load on the main engine of the vessel, carbon dioxide concentration, flue gases temperature.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М. Моделирование процессов образования оксидов азота в цилиндре двигателей внутреннего сгорания // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2018. -№38. –Одесса: НУ «ОМА». –С.225.

Представлены результаты применения статистических моделей для анализа образования оксидов азота в цилиндре двигателя внутреннего сгорания на основе статистической обработки экспериментальных данных. Лучшими прогностическими качествами обладает модель второго порядка с нелинейным преобразованием функции и включением в модель межфакторного взаимодействия.

Илл. 3.Табл. 12. Список лит. 22.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, образование оксидов азота, статистическая обработка экспериментальных данных.

Проведен анализ различных процессов образования оксидов азота (NOx) в цилиндре двигателей внутреннего сгорания. Предпочтение отдано термическому механизму. Существующие полуэмпирические модели образования NOx отличаются невысокой точностью и требуют дополнительной настройки для конкретных условий применения. Предложено рассмотреть возможность применения статистических моделей образования NOx. Выполнена статистическая обработка экспериментальных данных с использованием регрессионного анализа. Получены регрессионные уравнения второго порядка с различными вариантами учёта взаимодействия факторов. Лучшими прогностическими качествами обладает модель второго порядка с нелинейным преобразованием функции и включением в модель межфакторного взаимодействия

УДК 621.431.74

Половинка Е.М. Моделювання процесів утворення оксидів азоту в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння//Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. -2015. -№38. –Одеса: НУ «ОМА». –С.225.

Представлені результати застосування статистичних моделей для аналізу утворення оксидів азоту в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння на основі статистичної обробки експеріментальних даних. Кращими прогностичними якостями володіє модель другого порядку з нелінійним перетворенням функції і включенням в модель міжфакторної взаємодії.

Іл. 3. Табл. 12. Список літ. 22.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, утворення оксидів азоту, статистичне оброблення експеріментальних даних.

Проведений аналіз різних процесів утворення оксидів азоту (NOx) в циліндрі двигунів внутрішнього згоряння. Перевагу віддано термічному механізму. Існуючі напівемпіричні моделі утворення NOx характеризуються невисокою точністю і вимагають додаткового настроювання для конкретних умов застосування. Запропоновано розглянути можливість застосування статистичних моделей утворення NOx. Виконана статистична обробка експериментальних даних з використанням регресійного аналізу. Отримані регресійні рівняння другого порядку з різними варіантами обліку взаємодії факторів. Кращими прогностичними якостями володіє модель другого порядку з нелінійним перетворенням функції і включенням в модель міжфакторної взаємодії.

UDC 621.431.74

Polovinka E.M. Modelling of processes of formation of nitrogen oxides in the cylinder of internal combustion engines//Ship Power Plants: Sc. –Tech. Col. – 2015. - №38. Odessa: NU «OMA». -P.225.

The statistical models application results for processes of nitrogen oxides in the cylinder of internal combustion engines formation analisis on the basis of statistical treatment of experimental data are presented. The best predictive qualities posess a second order model with a nonlinear conversion function and cross-factor interaction, included in the model.

Fig. 3. Tables 12. References 22.

Keywords: internal combustion engine, nitrogen oxides formation, statistical treatment of experimental data.

It is noted the presence of two groups of toxic components in diesels exhaust gases (EG): incomplete fuel combustion products and those of complete oxidation of the chemical elements in the fuel composition. The most numerous constituents of second category are the nitrogen oxides (NOx). The content of the latter is regulated by IMO regulations and maximum limits apply to environmental control areas .

About 42% of nitrogen oxides emissions in an atmosphere are from diesel engines operaing on transport and in various industries. 80-90% of diesel engines exhaust gases nitrogen oxides is the share of nitrogen monooxide NO and 10-20 % - of nitrogen dioxide. The share of others gaseous nitrogen oxides (N2O, N2O2, N2O4, N2O5) in the exhausted gases is insignificantly little, therefore widely applied designation NOx serves for a designation of a nitrogen monooxides and dioxides mix.

The analysis of the different processes of formation of nitrogen oxides (NOx) in the cylinder of internal combustion engines is carried out. There are following processes distinguished: main – thermal, including the extended Zeldovich mechanism of nitric oxide formation of NO from atmospheric nitrogen in the high temperature zone of combustion immediately after the combustion; generation of

"prompt" NO in the flame front; fuel nitrogen oxides formation as a result of the conversion of nitrogen contained in the light and gaseous fuel to the nitrogen oxide when burned; the formation of NO from nitrous oxide N2O. For modeling of diesel engines nitrogen oxides formation process, the preference is given to a thermal mechanism.

Existing semiempirical models of NOx formation have low accuracy and require additional configuration for specific applications. It is suggested to consider the possibility of applying statistical models of NOx formation. It is performed statistical analysis of experimental data using regression analysis. Regression equations of the second order with various options of interaction factors were obtained. The best predictive qualities posess a second order model with a nonlinear conversion function and cross-factor interaction, included in the model.

УДК 629.12.565.3

Журавлев Ю.И., Мельник А.А. В статье обоснована актуальность проблемы повышения надежности сопряжений деталей судовых технических средств при проектировании и эксплуатации судовых систем. Подчёркнуто, что основные показатели надежности закладываются на этапе изготовления судовых узлов и агрегатов, поскольку в дальнейшем они только отрабатывает свой ресурс. Однако в процессе эксплуатации возможно поддержание заданных при проектировании параметров за счет правильного технического обслуживания и ремонта.

В статье внимание сосредоточено на одном из направлений повышения показателей надежности сопряжений судовых деталей - увеличении долговечности за счет повышения их износостойкости.

Подчеркнуто, что задача повышения износостойкости деталей обусловливает необходимость разработки и исследования новых методов поверхностного упрочнения, к которым относится метод деформирующего резания. Изучено распределение микро-твердости в формируемом при обработке таким методом в поверхностном слое, поскольку одним из факторов, влияющим на износостойкость поверхностей трения, является распределение микротвердости на поверхности трения.

В настоящем исследовании определена зависимость шероховатости и волнистости поверхности сопряженных деталей от радиуса деформирующего элемента.

Ключевые слова: микрогеометрия поверхности, шероховатость и волнистость поверхностей, сопряжение «вал-подшипник скольжения», радиус деформирующего элемента, радиус кривизны волны.

УДК 629.12.565.3

Журавльов Ю.И., Мельник А.А. У статті обгрунтована актуальність проблеми підвищення надійності сполучень деталей суднових технічних засобів

при проектуванні і експлуатації суднових систем. Підкреслено, що основні показники надійності закладаються на етапі виготовлення суднових вузлів і агрегатів, оскільки надалі вони лише відпрацьовує свій ресурс. Проте в процесі експлуатації можлива підтримка заданих при проектуванні параметрів за рахунок правильного технічного обслуговування і ремонту.

У статті увага зосереджена на одному з напрямів підвищення показників надійності сполучень суднових деталей - збільшенні довговічності за рахунок підвищення їх зносостійкості. Підкреслено, що завдання підвищення зносостійкості деталей обумовлює необхідність розробки і дослідження нових методів поверхневого зміцнення, до яких відноситься метод деформуючого різання. Вивчений розподіл мікро-твердості у формованому при обробці таким методом в поверхневому шарі, оскільки однім з чинників, що впливає на зносостійкість поверхонь тертя, є розподіл мікротвердості на поверхні тертя.

У данному дослідженні визначена залежність шорсткості і хвилястості поверхні зв'язаних деталей від радіуса деформуючого елемента.

Ключові слова: мікрогеометрія поверхні, шорсткість і хвилястість поверхонь, сполучення «вал-підшипник ковзання», радіус деформуючого елемента, радіус кривизни хвилі.

UDC 629.12.565.3

*Zhuralov Yu.I., Melnik A.A.*The article substantiates the relevance of the problem of improving the reliability of the conjugation of the ship technical means' details in the design and ship systems' operation. It is emphasized that the main indicators of reliability are laid at the stage of manufacture of ship units and assemblies, since in the future they only work out their resource. However, during operation it is possible to maintain the parameters specified in the design due to proper maintenance and repair.

The article focuses on one of the directions of ship parts mates' increasing the reliability - increasing durability by increasing their wear resistance.

It is emphasized that the problem of increasing the details' wear resistance necessitates the development and investigation of new methods of surface hardening, which include the deforming cutting's method. The distribution of micro-hardness in the surface layer formed by this method is studied, since one of the factors affecting the wear resistance of friction surfaces is the distribution of microhardness on the friction surface.

In this study, the dependence of the roughness and waviness of the conjugate details' surface on the radius of the deforming element is determined.

Keywords: the surface's microgeometry, roughness and waviness of the surfaces, conjunction "shaft-bearing", the radius of the deforming element, the radius of curvature of the wave.

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 38.

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