

**Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»**

**Одеське відділення інституту морської техніки, науки і технології
(Великобританія)**

МАТЕРІАЛИ

**Науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт"
18.11.2020**

Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", 18.11.2020. – Одеса: НУ «ОМА», 2020. –163 с.

Матеріали публікуються згідно з поданими авторами оригіналами.

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ.....	6
<i>Колегаєв М.О., Сагін С.В.</i> Диплом магістра суднової енергетики- зав'язок професійної інженерної та наукової кар'єри	6
СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ.....	8
<i>Побережний Р. В., Сагін С. В.</i> Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту.....	8
<i>Марченко О. О., Сагін С. В.</i> Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив	12
<i>Звєрьков Д. О., Сагін С. В.</i> Зниження механічних втрат у суднових дизелях.....	16
<i>Ратайчук О. В., Сагін С. В.</i> Підвищення ефективності процесу наддува суднових дизелів	20
<i>Шпірна Д. І, Сагін С. В.</i> Удосконалення мащення циліндрової групи суднових довгоходових дизелів	24
<i>М'який М.М., Ткаченко І.І.</i> Вдосконалення процесу очищення вод, що містять нафту	28
<i>Степанов І.А., Веретенник О.М.</i> Підвищення ефективності судових систем паливопідготовки	31
<i>Янченко В.І., Веретенник О.М.</i> Підвищення ефективності систем підготовки мастил суднових дизелів	33
<i>Димитренко М.В., Веретенник О.М.</i> Підвищення ефективності наддуву суднових високообертових дизелів.....	36
<i>Карташов О. Г., Веретенник О.М.</i> Підвищення надійності паливної апаратури дизелів при роботі на низькосірчистих паливах	38
<i>Коротинський М.А., Абоleshкін С.Є.</i> Підвищення ефективності утилізації теплоти суднових енергетичних установок	41
<i>Гудзь В.А., Абоleshкін С.Є.</i> Поліпшення екологічних показників роботи суднових дизелів	43
<i>Касап І. Г., Половинка Е.М.</i> Забезпечення експлуатації суднових дизелів засобами контролю й діагностики	46
<i>Єнур С.С., Половинка Е.М.</i> Контроль робочих процесів суднових дизелів сучасними засобами.....	53
<i>Сурмило А.О., Кардаш В.П.</i> Шляхи підвищення екологічних характеристик суднового двигуна.....	57
<i>Ткачук М.С., Родзієвський О.В., Богач В.М.</i> Особливості процесу мащення циліндрів суднових двигунів MAN-B&W.....	64
<i>Панарін Р.Р., Міргород К.Д., Журавльов Ю.І.</i> Основні напрямки підвищення довговічності паливної апаратури (ПА) суднових дизелів	67
<i>Karabadzhak N., Martynov V. , Lebediev B.</i> Clarification of theoretical evaluation of thermal power of a heating rod for underwater welding or metal cutting.	70

<i>Ананченко Д.А., Стретский К.Ф., Мельник О.А. Особливості легування металів, які застосовуються в судноремонті.....</i>	<i>72</i>
ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ	75
<i>Гайдаржи П.І., Богданов М.С., Голюков В.А. Дослідження та оцінка ефективності роботи системи охолодження повітря на вході турбокомпресора судового малообертового дизеля ежекційною холодильною машиною</i>	<i>75</i>
<i>Максимум Д. В., Богданов М. С., Голюков В.А. Аналіз та оцінка ефективності роботи системи охолодження наддувного повітря у впускному ресивері судового малообертового дизеля абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною</i>	<i>78</i>
<i>Богданов М.С., Голюков В.А. Підвищення енергетичної ефективності морського судна в різних кліматичних умовах експлуатації трансформацією скидної теплоти</i>	<i>82</i>
<i>Білецький В.О., Лукашук Ю.В., Голюков В.А. Аналіз методів обліку високощільного мазуту в паливних танках судна при зміні його агрегатного стану</i>	<i>87</i>
<i>Брацкий М.Н., Никольский М.В., Никольский В.В. Совершенствование реометра для определения реологических характеристик тяжелого топлива</i>	<i>90</i>
<i>Лук'янюк А.А., Нікольський В.В. Підвищення надійності системи подачі палива судового дизеля з електронним управлінням</i>	<i>92</i>
<i>Павлиско О. О., Онищенко О. А. Удосконалення систем скраплення газу, що перевозиться на суднах-газовозах типу LPG</i>	<i>99</i>
<i>Микоїд Г. В., Корбан В. Х. Підвищення якості контролю циркуляційного мастила високообертового дизеля способом поляризації</i>	<i>102</i>
<i>Павлович В.М., Корбан В. Х. Підвищення ефективності дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері мало обертового дизеля</i>	<i>107</i>
<i>Мацерук В. В., Корбан В. Х. Дистанційний контроль частоти обертання валу дизеля</i>	<i>111</i>
<i>Бойко Б.О., Небеснов В.В. Підвищення енергетичної ефективності судового пропульсивного комплексу шляхом модернізації систем моніторингу енергетичних показників.....</i>	<i>115</i>
<i>Кравець П.Є., Небеснов В.В. Підвищення надійності судових дизелів в умовах експлуатації шляхом удосконалення методів контролю їх режимних показників</i>	<i>118</i>
<i>Влаєв В.Г. , Солодовніков В.Г. Удосконалення системи подачі палива судових дизелів</i>	<i>121</i>
<i>Гунченко В.Ю., Солодовніков В.Г. Удосконалення системи очищення випускних газів судових дизелів.....</i>	<i>124</i>
<i>Сорокін Р. Р., Козицький С. В. Ефективність використання неньютонівських рідин у гідродинамічних демпферах крутильних коливань колінчастого валу судового дизеля.....</i>	<i>129</i>

<i>Петровський В.Р., Козьмініх М. А.</i> Аналіз ефективності сучасних хладонів при експлуатації суднових холодильних установок	134
<i>Коропчан С.В., Козьмініх М. А.</i> Аналіз методів моделювання систем кондиціонування суднових приміщень	139
<i>Ждеров О.Д., Козьмініх М.А.</i> Підвищення надійності холодильної установки рефрижераторного контейнеру за рахунок використання навантаженого резерву.....	148
<i>Гузько І.І. Кардаш В.П.</i> Підвищення довговічності суднових холодильних машин.	153
<i>Шерстяников К.А., Кардаш В.П.</i> Управління процесами тертя в суднових допоміжних механізмах	158

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ

УДК 629.123.56

Зав.каф.СЕУ, доц. Сагін С.В..

Національний університет «Одеська морська академія»

Колегаєв М. О.¹, Сагін С. В.²

¹ – (Директор Навчально-наукового інституту інженерії Національного університету «Одеська морська академія», к-т техн. наук, професор),

² – (завідувач кафедри суднових енергетичних установок, д-р техн. наук, доцент)

Диплом магістра суднової енергетики- зав'язок професійної інженерної та наукової кар'єри

Для будь-якого закладу освіти (як для середньої школи, так і для національного університету) існує два головні свята – вступ і випуск. Іще недавно ви були героями першого з них, міне кілька днів – і ви будете «винуватцями» другого. Свідомий вибір, який ви зробили, продовживши навчання на рівні магістр, завершиться блискучим захистом та отриманням заслуженого диплома. Пройшовши вузькості портового фарватеру, ви опинитеся перед океаном знань й успіхів.

Освітній процес, який ви завершили в Навчально-науковому інституті інженерії Національного університету «Одеська морська академія», забезпечив вас теоретичними знаннями. Управління енергетичною установкою суден морського та річкового транспорту вже навчило вас самостійного мислення й розвинуло здатність прийняття рішень у різних ситуаціях. У результаті вашої успішної професійної діяльності перший робочий диплом суднового механіка 3-го розряду вже незабаром перетвориться на диплом 1-го розряду і до вас, з невеликою іронією, будуть звертатися «дідусь».

Знання та практичний досвід, що отримані вами в стінах університету, гарантують не тільки професійне зростання і досконалість, а й відкривають широкі перспективи в науковій роботі. Університет, диплом про закінчення якого ви отримувате, займається не тільки навчальною, але й науковою роботою. Одне з підтверджень цього – створення в ньому навчально-наукових інститутів інженерії, навігації та інших. Ви вже й зараз свідомо займалися наукою. Регулювання та управління процесами генерації, розподілу і використання теплової та механічної енергії, які ви забезпечували під час практики на судах морського транспорту, було неможливо без розуміння і використання законів науки. Дипломна робота магістра – перша (для вас) наукова робота, під час підготовки якої вами були виконані наукові дослідження та експерименти, висунути наукові гіпотези, забезпечені розв'язання наукових завдань, отримані наукові результати.

Ваша подальша робота за обраною спеціальністю також буде пов'язана з наукою. Експлуатація суден морського і річкового транспорту неможлива без використання сучасних досягнень наукового прогресу, без впровадження в суднову енергетику передового наукового досвіду, без застосування розв'язків науково-прикладних завдань, знайдених або отриманих саме вами.

Наукові дослідження, що виконуються в галузі морського транспорту, були, є і завжди будуть актуальними. Підвищення енергетичних параметрів морських і річкових суден та їх теплових двигунів, а також забезпечення їх економічних та екологічних показників – напрями наукових досліджень, потенціал і затребуваність яких невичерпні.

Навчально-науковий інститут інженерії Національного університету «Одеська морська академія» має спеціальні науково-дослідні лабораторії (обладнання яких здатне забезпечити проведення широкого спектру досліджень); у ньому працюють досвідчені вчені (які щорічно беруть участь у національних та міжнародних наукових проєктах); на його базі проводяться щорічні науково-практичні конференції з усіх напрямів морської науки. Єдине, в чому має потребу університет, – це цілеспрямовані, кваліфіковані й амбітні молоді кадри, тобто – у вас.

Диплом магістра – це не тільки диплом, який забезпечить вам отримання посади старшого механіка, суперінтенданта, технічного директора і навіть генерального конструктора. Це диплом, який дозволить вам ступити на наступну сходинку наукової підготовки – до аспірантури, щоб стати визнаним у світовій спільноті доктором філософії в галузі транспорту. Ви вже зараз знаєте не тільки про існування актуальних завдань, пов'язаних з річковим і морським транспортом, а й уявляєте, як ці завдання розв'язати. Скористайтесь своїми знаннями, бажанням, власними здібностями, рухайтесь вгору відразу за двома дороговказами: від 3-го механіка через старшого до технічного директора; від магістра через доктора філософії до доктора технічних наук і до академіка.

Ми покладаємо великі надії на поповнення колективу Навчально-наукового інституту інженерії Національного університету «Одеська морська академія» новими молодими кадрами. Впевнені, що наша думка про вас буде підтримана екзаменаційною комісією і ви отримаєте рекомендації для вступу до аспірантури для продовження навчання на наступному рівні освіти за програмою підготовки докторів філософії – PhD.

У добру путь до підкорення вершин науки!

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ

УДК 621.436

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

Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту

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

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

- зниження загальних і локальних температур в камері згорання;
- зниження локального і місцевого вмісту кисню;
- зміна хімічного складу заряду;
- зниження вмісту азоту в паливі;
- зниження утворення вуглеводнів;
- виключення місцевих пере-збагачених зон;
- виключення надмірної гомогенізації;
- збільшення коефіцієнта надлишку повітря;
- підвищення швидкості згорання;
- зниження утворення CO і диму;
- оптимізація коефіцієнта надлишку повітря;
- оптимізація закону тепловиділення;
- застосування ініціюють і антидимних присадок;

- зниження витрати мастильного матеріалу;
- виключення місцевих пере-збагачених зон;
- зниження утворення альдегідів;
- зниження витрат мастила;
- турбулізація заряду;
- руйнування зон гасіння [1].

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

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

Виклад основного матеріалу досліджень. В останнє десятиліття системи рециркуляції відпрацьованих газів (Exhaust Gas Recirculation – EGR) все ширше застосовуються в судновій енергетиці для зниження токсичності відпрацьованих газів (в основному для зниження концентрації оксидів азоту NO_x в випускних газах судових дизелів). Даними системами обладнуються як головні судові двигуни, що передають потужність безпосередньо на гребний гвинт, так і потужні допоміжні двигуни, що забезпечують енергією судову електростанцію (останні активно застосовується для круїзних суден великої пасажиромісткості, які часто виконують заходи в прибережні води і райони екологічного контролю). Експериментальні дослідження щодо визначення впливу системи EGR на екологічні, енергетичні та економічні показники роботи двигуна внутрішнього згоряння, виконувались на дизелі 7UEC60LS фірми Mitsubishi, що працює за двотактному циклу і обладнаний штатною системою ERG.

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

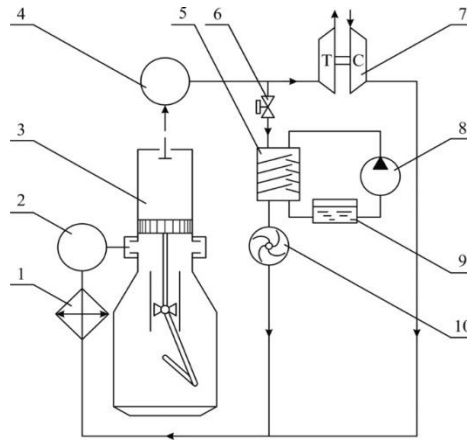


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів для суднового мало-обертового дизеля:

1 – охолоджувач повітря; 2 – повітряний ресивер; 3 – циліндр дизеля;
4 – випускний колектор; 5 – скруббер; 6 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів; 7 – газотурбонагнетач; 8 – водяний насос; 9 – водяна цистерна; 10 – газовий нагнітач з електричним приводом

Випускні гази з циліндра дизеля 3 надходять в випускний колектор 4 і далі до газотурбонагнетача 7, після чого через газопускную трубу видаляються в атмосферу. Газотурбонагнетач 7 забирає повітря з машинного відділення і після стиснення направляє його через охолоджувач 1 і ресивер 2 до продувальних вікна дизеля. Система рециркуляції випускних газів складається з керуючого клапана 6, скрубера очищення газів 5, нагнітача 10, водяної цистерни 9 і водяного насоса 8. У разі використання системи рециркуляції випускних газів їх кількість регулюється клапаном 6. Випускні гази очищаються і попередньо охолоджуються в скруббері 5, після чого додатковим нагнітачем подаються на змішання з повітрям (що надходять з газотурбонагнетача 7) і надходять до охолоджувача 1 і ресивера 2 і далі через продувні вікна в циліндр дизеля 3. Газовий нагнітач 10 – вентилятор з постійною геометрією прохідного перетину. Даний тип нагнітачів найбільш поширений в системах EGR морських суден, при цьому ведуться експериментальні дослідження систем EGR з турбонагнітачами змінної геометрії.

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

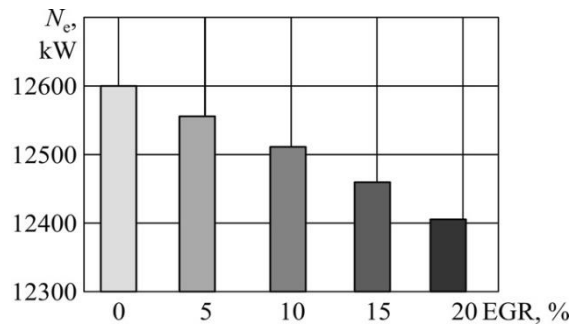


Рис. 2. Зниження ефективної потужності дизеля для різного ступеня рециркуляції випускних газів для експлуатаційного навантаження $0,93N_{\text{еном}}$

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

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

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.
2. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NO_x Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1-9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.
3. Kuropyatnyk O. A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines / O. A. Kuropyatnyk // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 203-211. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52992.

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

Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив

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

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

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень з підготовки судового палива до його спалювання в циліндрі дизеля показує, що на теперішній час традиційні методи очищення палива (відстоювання, сепарації, фільтрація) вичерпали свої потенційні можливості, тому використання лише цих методів не дозволяє принципово змінити процес очищення палива та підвищити глибину його використання. Тому на сучасних судах річкового та морського транспорту поширюється впровадження додаткових способів очищення палива, які, як приклад, використовують властивості адсорбції, абсорбції, хімічного збагачення та інші [2, 3], але виростання подібних додаткових методів очищення палива, не завжди можливо в судовій енергетиці.

Постановка завдання. Під час експлуатації ДВЗ річкових та морських суден усе більше застосування знаходять порівняно дешеві залишкові сорти палива, у склад яких входять не лише «корисні» елементи водовод Н та вуглець (згоряння яких забезпечують виділення теплоти), але й «паливний баласт», по-перше зола та коксові залишки, згоряння яких перебігає без

виділення теплоти, а також механічні домішки, у загальний склад яких можуть входити: залізо Fe, з концентрацією 2...25 %, кремній Si та його з'єднання, з концентрацією 4...30 %, алюміній Al, вміст якого може досягати – 4,5...5 %, мідь Cu та цинк Zn, вміст яких не перевищує 1,0 %, а також органічні сполуки з концентрацією 20...40 %. Названі компоненти відрізняються від вуглецю та водню електричною провідністю. Саме тому існують методи, що спрямовані на вилучення цих домішок зі складу палива шляхом накладення на нього додаткових електричних полів [4]. Тому завданням дослідження було вивчення процесу очищення суднового важкого палива нафтового походження за допомогою електричних полів, та визначення впливу цієї обробки на експлуатаційні характеристики палива, процес згоряння палива та технічний стан ДВЗ суден річкового та морського транспорту.

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

Метод очищення палива з використанням електричного поля – найбільш перспективний для суднових умов. Незважаючи на значну кількість вітчизняної і закордонної літератури по даному питанню, жодна з робіт не містить повних теоретичних і практичних рекомендацій для очищення суднових палив за допомогою електричного поля. У теж час методи очищення суднових палив за допомогою електричного поля (сепарація і фільтрація у електричному полі) не вимагають високих теоретичних знань від обслуговуючого персоналу, досить прості і надійні. [5].

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

Електричні властивості палив і водо-паливних емульсій характеризують три параметри: діелектрична проникність ϵ , Ф/м, питома електропровідність σ , см/м, і напруженість проббою $E_{пр}$, В/см.

Суднові палива містять у своєму складі дистильатні і залишкові фракції переробки нафти. Відмінною рисою цих палив є утворення складних структурних систем з вуглеводнів і неуглеводних домішок. Структурними елементами неполярних палив служать насичені вуглеводні (алкени, нафтени) з діелектричною проникністю $\epsilon \approx (1,9...0,2)\epsilon_0$ і ароматичні вуглеводні з $\epsilon \approx (2,4...0,2)\epsilon_0$, де ϵ_0 , Ф/м, – діелектрична проникність повітря. На верхній границі неполярних елементів знаходяться й асфальтени з $\epsilon \approx (3...4)\epsilon_0$. До структурних елементів палив відносяться механічні домішки, частки карбенів, карбонів і глобули води, тобто всієї домішки з діелектричною про-

никністю $\epsilon \geq \epsilon_0$. У результаті молекулярних і полярних взаємодій відзначених вище елементів утворюються водо-паливні та асфальто-смолисті структури палива. Дистилятні палива, як правило, містять незначну кількість неуглеводних домішок, вплив яких на електричні властивості палива незначний. У важких суднових паливах асфальто-смолисті домішки істотно змінюють їхні електричні властивості.

Густина і діелектрична проникність суднових палив наступні:

- для дистилятного палива – $\rho=830 \text{ кг/м}^3$, $\epsilon=2,204\epsilon_0 \text{ Ф/м}$;
- для моторного палива – $\rho=880 \text{ кг/м}^3$, $\epsilon=2,442\epsilon_0 \text{ Ф/м}$;
- для важкого палива – $\rho=940 \text{ кг/м}^3$, $\epsilon=2,579\epsilon_0 \text{ Ф/м}$.

Із приведених даних випливає, що діелектрична проникність суднових палив не перевищує $3\epsilon_0$, тому їх можна віднести до типових неполярних діелектриків.

Таким чином, з огляду на різні електричні властивості самого палива і домішок, що знаходяться в ньому, (насамперед механічних і води), можливо робити обробку палива за допомогою електричного поля. При цьому чисте паливо, яке є діелектриком, не буде піддаватися впливові електричних полів, а механічні домішки і вода під впливом цих полів і додаткових технічних засобів можуть виводитися з палива.

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

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

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

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

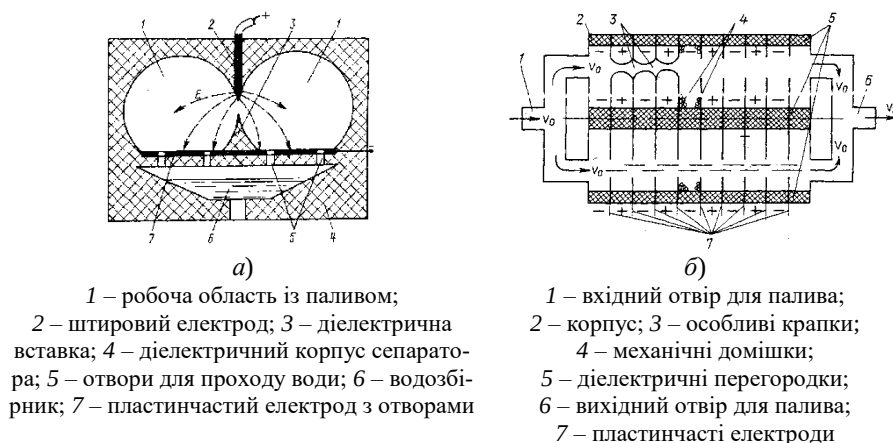


Рис. 1. Принципова схема сепаратора (а), та фільтра (б), які забезпечують очищення палива за допомогою електричних полів

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

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

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

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

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

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

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

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

Зниження механічних втрат у суднових дизелях

Постановка проблеми в загальному вигляді. Під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) суден річкового та морського транспорту здійснюється безперервний і періодичний контроль не тільки показників, що характеризують робочий цикл дизеля (тиску і температури в характерних точках, частоти обертання, потужності, температури випускних газів), але також експлуатаційних і реологічних характеристик моторного мастила (ММ). При цьому, основними параметрами, контроль яких обов'язковий в процесі експлуатації дизеля, є в'язкість, густина, кислотне число, температура спалаху, зміст води і механічних домішок. Під час експлуатації ці параметри постійно змінюються, причому в деяких випадках можуть перевищувати гранично допустимі значення (бракувальні показники). Це неминуче призводить до збільшення контактних напруг в основних трибологічних системах і підвищення втрат енергії, що витрачається на їх подолання. Найпростішим, а тому і найпоширенішим способом відновлення реологічних характеристик ММ є їх очищення (шляхом частково- або повно-проточної фільтрації і сепарації), а також додавання в обсяг ММ, яке вже знаходиться в мастильній системі, свіжого мастила (як чистого, так і зі спеціальними присадками). При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримки екологічних параметрів дизелів суден річкового та морського транспорту, але й мінімальний рівень механічних втрат під час перетворенні вхідної енергії на корисну роботу [1, 2]. Тому зниження механічних втрат у суднових дизелях є актуальним завданням, розв'язання якого сприятиме підвищенню потужності та забезпеченню надійності роботи дизелів річкового та морського транспорту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Механічні втрати енергії при передачі корисної (індикаторної) потужності від судового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) до споживача лежать у широких межах і можуть становити 6...10 % – у разі експлуатації ДВЗ на номінальному режимі, і до 100 % – під час експлуатації на холостому ходу. Рівень механічних втрат оцінюється механічним коефіцієнтом корисної дії (ККД). Мінімізації цих втрат і забезпечення мінімальних значень протягом тривалого часу є актуальним завданням, на розв'язання якого спрямовано наукові дослідження, що проводяться як дизелебудівними корпораціями, так і окремими наукововиробничими фірмами та інститутами [3, 4]. Зниження механічних втрат у суднових дизелях може досягатися: зміною мікрогеометрії контактуючих поверхонь, модифікацією поверхонь тертя легованими матеріалами, оптимізацією режиму мащення, використанням поверхнево-активних речовин (ПАР) та присадок, оптимізацією процесу відновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів.

Постановка завдання. У зв'язку зі збільшенням тиску і температури циклу, підвищенням крутного моменту, зміною конструкції, ускладненням умов експлуатації, підвищенням часу роботи сучасних дизелів на максимальних навантаженнях умови роботи мастил як у лубрикаторних, так і в циркуляційних системах мащення стали більш жорсткими. Водночас, терміни заміни мастил безперервно збільшуються завдяки поліпшенню їх експлуатаційних властивостей. Передчасна заміна мастил економічно недоцільна, оскільки збільшуються їх витрата, витрати на технічне обслуговування, запасні частини і т.д. З іншого боку, збільшення терміну служби мастил призводить до підвищеного зносу деталей дизеля, що знижує його надійність, збільшує відмови в роботі, сприяє підвищенню незворотних втрат енергії. Визначення оптимальної періодичності заміни мастил є трудомісткою тривалою роботою, спочатку визначається заводом-виробником, коригується за результатами експлуатації та тягне за собою фінансові та експлуатаційні витрати. Тому актуальним є розв'язання завдання відновлення реологічних характеристик мастила в процесі його роботи, що водночас сприятиме зниженню механічних втрат у судових дизелях [5].

Виклад основного матеріалу дослідження. Періодичне додавання мастила в процесі експлуатації частково відновлює його первинні властивості, перш за все це відноситься до таких параметрів, як в'язкість, кислотне число, температура спалаху. Однак, незважаючи на можливе відновлення реологічних характеристик, через певний час моторне мастило підлягає повній заміні. Періодичність такої заміни залежить від властивостей і характеристик мастила; типу, технічного стану і умов експлуатації дизеля; технічного стану всіх компонентів системи мащення; способу фільтрації мастила; використання палива та інших чинників. Необхідність повної заміни зумовлена втратою основних експлуатаційних якостей мастила, тобто його старінням [6].

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

Вплив інтенсивності доливання моторного мастила в загальний об'єм циркуляційної системи мащення на механічні втрати енергії можливо оцінити за зміною механічного ККД дизеля для різних умов експлуатації (різних умов поповнення системи мащення свіжим мастилом). Для цього виконувалось вимірювання механічного ККД на різних режимах роботи дизелів

6EY22AW (що відповідають 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) за різної інтенсивності поповнення системи мащення: 1-ий дизель – через 100, 2-ий – через 25, 3-ий – через 10 годин роботи. На кожному з досліджуваних режимів ($0,35N_{\text{еном}}$, $0,5N_{\text{еном}}$, $0,65N_{\text{еном}}$, $0,8N_{\text{еном}}$) дизелі експлуатувалися рівний проміжок часу, який залежно від навантаження суднової електростанції становив 1,5...2,5 години. Зміна навантаження на двигуни за цей час не перевищувало $\pm 2,5\%$, а отриманий масив значень механічного ККД дозволяв із високою точністю визначити його середнє значення. Принципова схема системи циркуляційного мащення дизелів надана на рис. 1 [9].

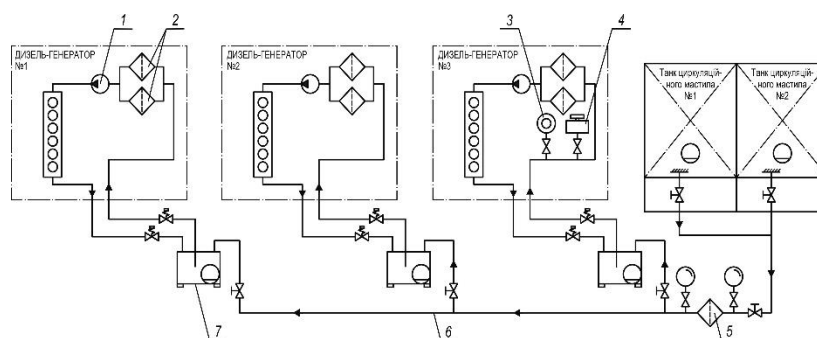


Рис. 1. Схема модернізації циркуляційної системи мащення суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar під час проведення експерименту:

- 1 – мастильний насос; 2 – мастильний фільтр тонкого очищення;
- 3 – магістраль відведення парів мастила і повітря; 4 – витратомір;
- 5 – дозатор присадки; 6 – мастильний фільтр грубого очищення;
- 7 – відділювач мастила; 8 – магістраль підведення мастила

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

Таблиця 1

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

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

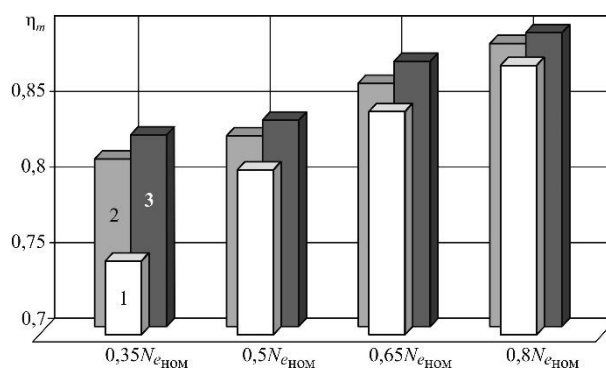


Рис. 2. Зміна механічного ККД суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:

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

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

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

УДК 629.312

Ратайчук О. В., кер.доц. Сагін С. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності процесу наддува суднових дизелів

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

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

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

- 1) застосування газотурбінної системи наддуву від вільного турбокомпресора;
- 2) застосування імпульсної системи наддуву;
- 3) застосування двохступеневого наддуву;
- 4) застосування реєстрової системи наддуву;
- 5) регулювання і вибір раціональної площі перетину соплового апарату турбокомпресора;

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

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

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

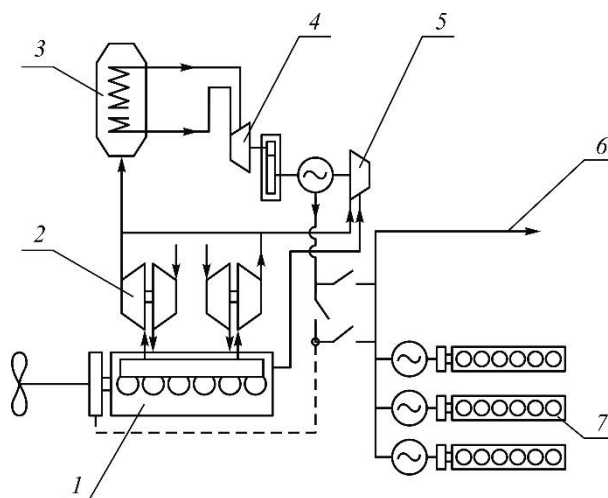


Рис. 1. Принципова схема турбокомпаундної установки MARC HRS фірми MAN-Diesel&Turbo:

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

Силова турбіна приводиться в рух ВГ, частково відбираються від основного потоку. У парову турбіну надходить пара з утилізаційного котла (УК), розташованого на виході ВГ з ТК ГД. Без редукторний мотор-генератор на валопроводі головного двигуна включений в загальну систему електрозабезпечення з допоміжними дизель-генераторами. Мотор-генератор може працювати як двигун, передаючи додаткову потужність на гвинт при маневруванні і несприятливої погоди, або як генератор, що передає енергію різним судновим споживачам [5].

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

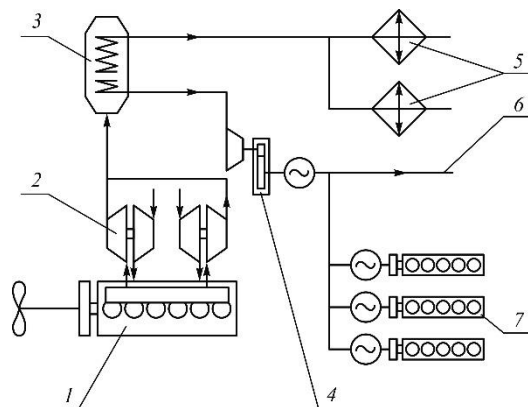


Рис. 2. Принципова схема ТКС, що застосовується фірмою «Wartsila» на двотактних дизелях:

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

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

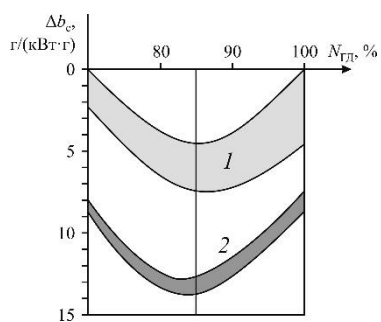


Рис. 3. Порівняння параметрів силової (1) та парової (2) турбін на високому навантаженні

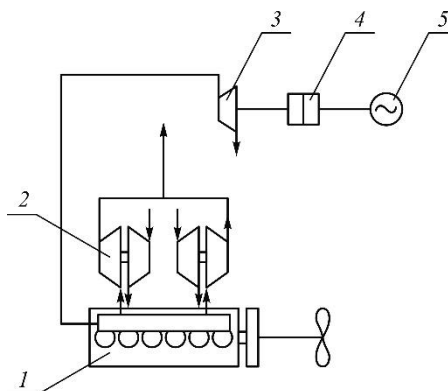


Рис. 4. Схема ТКС з СТ фірми MAN-Diesel&Turbo – система TCS-PTG: 1 – ГД; 2 – ТК; 3 – силова турбіна; 4 – редуктор; 5 – генератор

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

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

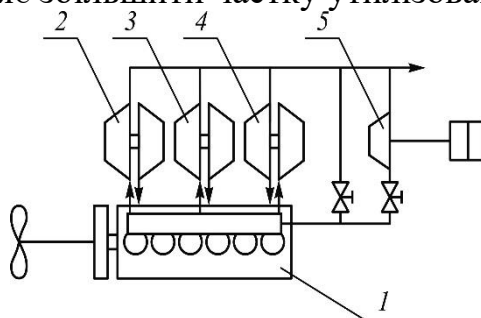


Рис. 5. Реєстрова система наддуву з силовою турбіною: 1 – ГД; 2 – малий ТК; 3, 4 – великий ТК; 5 – силова турбіна

Висновки і перспективи подальших досліджень. Виконаний огляд можливих схем комплектації турбокомпаундних систем наддуву суднових дизелів дозволяє висловити думку, що

двигуни з турбокомпресорами використовують тільки певну частину енергії ВГ для наддуву, тому залишилася енергія може бути передана системам утилізації тепла. Чим вище ККД турбокомпресора, тим більша кількість енергії може бути утилізовано;

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

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

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

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

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

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

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

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

8. Васильев А. В. Исследование влияния конструктивных параметров турбокомпаундного дизеля на его экономичность / А. В. Васильев,

УДК 629.5.016

Шпірна Д. І, кер.доц. Сагін С. В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення мащення циліндрової групи судових довгоходових дизелів

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

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

У результаті проведених випробувань [3,4] встановили, що вдосконалені системи змащення поліпшують стан ЦПГ та мають можливість зниження економічних витрат на роботу двигунів при витраті дорогих мастил. Однак попри все, як продемонструвала експлуатація двигунів, використання модернізованих систем не вичерпало усі можливості покращення розподілу й ефективності використання мастил.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Робота дизеля на третьому режимі (з показником $BN < 10$) відноситься до аварійних умов, свідчить про підвищений знос циліндричної групи і вважається неприпустимою. При цьому необхідно не тільки регулювання подачі циліндрового мастила, але і регулювання інтенсивності охолодження цилін-

дрових втулок, а також переключення дизеля на режим зниженого навантаження. Основними показниками кількості подачі циліндрового мастила на циліндрові втулки є АСС фактор (Adaptive Cylinder oil Control) і витрата мастила FR (Feed Rate). Величина АСС фактора береться за експериментальними даними, в залежності від значень PQI (Particle Quantity Index) – кількості металевих частинок і BN в аналізах мастила, взятого з підпоршневу простору. Для суднових малооборотних дизелів $АСС=0,2...0,35$ [2, 3].

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

Одними з розповсюджених суднових лубрикаторних систем мащення є система «Альфа-лубрикатор». У альфа-лубрикаторах мастило поступає з системи гідроприводу (40 бар) завдяки поршню до плунжера, який під тиском нагнітає мастило до відповідних форсунок, встановлених в циліндрових втулках замість традиційних штуцерів (безповоротних клапанів). Форсунки розпилюють мастило на поверхні поршневих кілець та втулок у момент, коли пакет поршневих кілець проходить повз форсунки при русі поршня від НМТ до ВМТ. Таким чином, мастило рівномірно розподіляється по поверхні тертя, що значно покращує умови формування надійної плівки мастила на цих поверхнях, дозволяючи істотно скоротити витрати циліндрового мастила при хорошому стані поверхонь тертя.

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

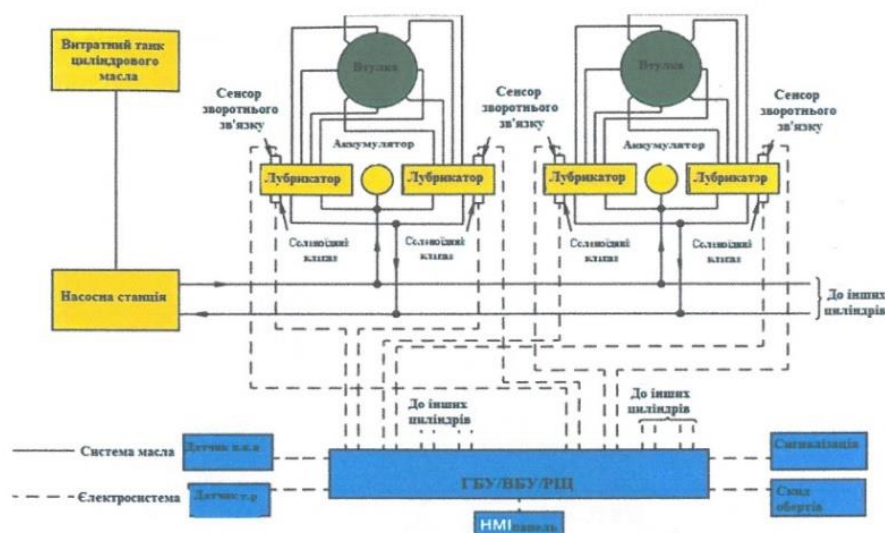


Рис. 1. Система управління альфа-лубрикатора

До складу системи мащення (рис. 1) циліндрів входить насосна станція, що розподіляє мастило під тиском 45 бар, і за допомогою лубрикаторних плунжерів вприскується мастило у форсунки змазки циліндрової втулки. У станції знаходяться два робочих насоси і один момент уприскування мастила

регулюється за допомогою електронного пристрою так, що мастило впрыскується у момент, коли поршневі кільця поршню йдуть вгору через мастильні форсунки.

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

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

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

перерви в подачі мастила на дзеркало циліндрів при підвищенні потужності двигуна

стрімке протікання мастила у порожнину циліндру при зниженні потужності двигуна

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

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

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

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

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

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

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

Вдосконалення процесу очищення вод, що містять нафту

Вступ. Актуальність вирішення проблеми сепарації суднових лляльних вод (СЛВ) в умовах роботи судна безпосередньо призводить до підвищення не тільки його економічних показників роботи, а й впливає на якість його експлуатації. У цьому випадку можливе підвищення сумарного ККД суднової енергетичної установки і зведення до допустимим нормам екологічного забруднення водного басейну в районі плавання.

Переробка СЛВ безпосередньо пов'язана з отриманням вторинних енергоресурсів в умовах роботи судна і практично що раніше не розглядалася. Основна мета проведених досліджень полягала в отриманні нових даних, що вказують на можливість створення принципово нової технології сепарації СЛВ. Така технологія повинна базуватися на методі гідродинамічної кавітації багатозфазного потоку зі штучним управлінням розмірами суперкаверни за допомогою штучної вентиляції.

Основне завдання досліджень було зведено до отримання результатів, що дозволяють виконати оцінку продуктивності такої технології і розробити нову конструкцію суднового сепаратора.

Ключові слова: морське судно, нафтовмісні води, очищення нафтовмісних вод, сепарація, кавітація

Забруднення Світового океану нафтою та нафтопродуктами – одна з глобальних екологічних проблем. Нафта представляє з себе в'язку маслянисту рідину, що має темно-коричневий колір та володіє слабкою флуоресценцією. Лляльна вода – це вода, яка міститься на судах чи кораблях, у якій присутні домішки нафтопродуктів та яка накопичується у ллялах – машинних відділеннях на борту. Льяла машинного відділення (або льяльні колодязі машинного відділення) – сама нижня частина в машинному відділенні судна. Льяльні води машинного відділення, які збираються тут включають дренажну або невитрачену воду з котлів, танків збору води, танків питної води та інших місць. Однак льяльні води машинного відділення включають не тільки таку чисту воду, а й дренаж з ділянок машинного відділення де знаходяться двигуни та інші механізми. Такий дренаж містить в невеликій кількості паливо, змащувальні масла, гідравлічні рідини, антифризи, розчинники і чистячі хімікати.

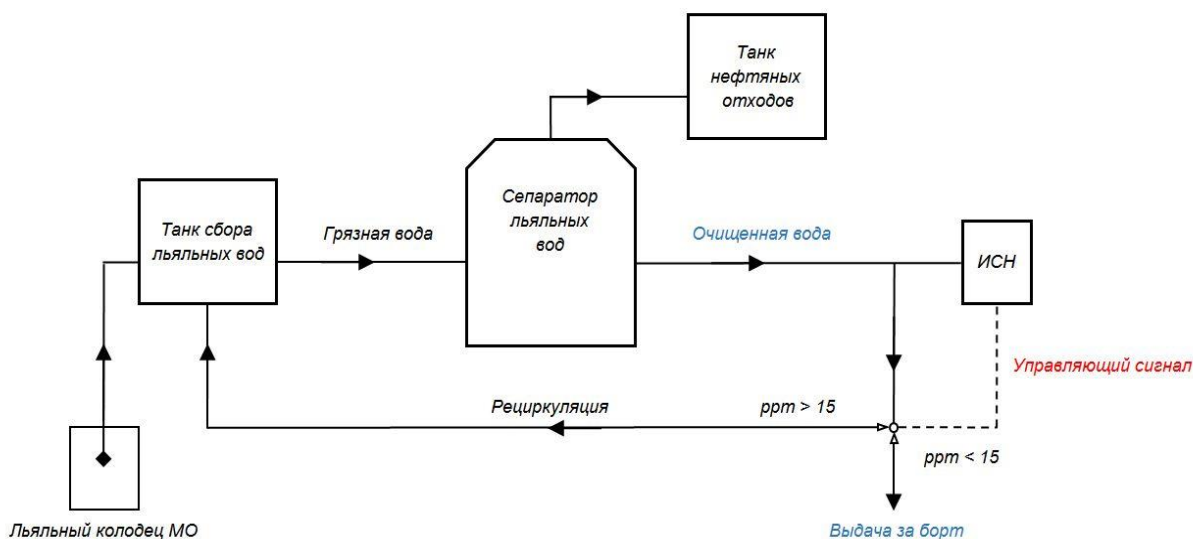
В нашому сторіччі, у світі гостро стоїть проблема скидання лляльних вод, що містять в собі нафтопродукти. Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення з суден (МАРПОЛ 73/78) забороняє скидання забруднених нафтою сумішей, крім випадків, коли дотримуються певні умови. Для вирішення цього складного питання, люди придумали суднове обладнання, призначене для відділення нафтовмісних фракцій від лляльних вод машинного

відділення перед відкаткою їх за борт. Таке обладнання носить назву СЛВ – Сепаратор льяльних вод.

Основне призначення СЛВ - відділення нафтовмісних фракцій і інших забруднювачів, які можуть принести шкоду навколишньому середовищу. Міжнародна морська організація встановлює правила, що розробляються Комітетом Захисту Морського Середовища (КЗМС) (англ. Marine Environment Protection Committee, MEPC). 18 липня 2003 року КЗМС прийняв нове керівництво, якому має слідувати кожне судно, побудоване після цієї дати. У цьому документі переглянуті вимоги і специфікації до обладнання очистки забруднених льяльних вод з машинних відділень суден. Кожен СЛВ повинен очищати льяльні води машинного відділення до чистої води з вмістом нафтових залишків і будь-яких інших забруднювачів не вище рівня 15 ppm (англ. Parts per million). Кожен вимірювач вмісту нафти повинен бути стійкий до зовнішніх впливів і захищений від невмілого поводження і від втручання. При кожному запуску СЛВ, вимірювач вмісту нафти потрібно включити. СЛВ повинен бути здатний видалити забруднювачі, а також нафтовмісткі фракції. Деякі з забруднювачів, такі як мастило, хімічні агенти, сажа, паливо, іржа, стічні води і деякі інші можуть бути згубними для океанської середовища.

Сучасні СЛВ управляються вимірювачами вмісту нафти (англ. Oil Content Meter, OCM), обладнаними попереджувальними сигналами і автоматично закриваються пристроями, що активуються в разі перевищення вмісту нафти в відкачуваній за борт воді вище допустимого ліміту.

Спрощена схема роботи СЛВ виглядає наступним чином :



Основні принципи функціонування технологічних схем сепарації СЛВ безпосередньо визначаються робочими процесами, застосовуваними для поділу їх складових компонент. В ході досліджень була розроблена загальна класифікація існуючих методів сепарації. Вона показана на малюнку , де видно, що всі судові схеми обробки СЛВ базуються на дванадцяти технологіях, що відрізняються між собою.



Виконаний аналіз наведених методів показав, що всі вони характеризуються одним загальним недоліком - в ході сепарації СЛВ вихідним продуктом є вода. При їх використанні якісне отримання і збір вторинних продуктів нафтохімії, одержуваних в ході поділу СЛВ, неможливий. З цієї причини в ході досліджень було зроблено висновок про необхідність розробки нового методу сепарації і доцільності використання в цьому випадку гідродинамічного процесу суперкавітації. При локальному зародження в потоці СЛВ суперкавітуючої каверни усередині неї буде завжди знаходитися насичена водяна пара, безперервний відбір якого сприятиме отриманню висококонцентрованої суміші нафтопродуктів, що складала первісну основу СЛВ.

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

-нафтопродукти (паливо і моторне масло), відокремлюються з суднових нафтовмісних вод розробленим способом суперкавітації, можуть використовуватися як вторинне паливо, яке направляється на енергетичні потреби судна (як правило, для роботи суднової котельні установки); розроблена установка для сепарування суднових нафтовмісних вод характеризується малими енергетичними затратами і забезпечується стандартними трудовитратами на технічну експлуатацію, технічне обслуговування та ремонт.

ЛІТЕРАТУРА

1. Малахов А. В., Ткаченко И. В. Гидродинамика разделения многофазных смесей на основе воды // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4 (51). – С. 34-38.
2. Малахов А. В., Ткаченко И. В., Гугуев О. Е., Мусорин А. А. Гидродинамическая технология обработки судовых льяльных вод // Проблемы техники: наук.-виборн. журнал. – 2009. – №3. – С. 76-82.
3. Савченко Ю. Н. Исследования суперкавитационных течений / Ю. Н. Савченко // Прикладна гідромеханіка. – 2007. – Том 9(81) – № 2-3.

Степанов І.А., кер.проф Веретенник О.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності судових систем паливопідготовки

Паливна апаратура є найбільш складна і дорога частина сучасного суднового двигуна. Вона здійснює істотний вплив на надійність і економічність роботи двигуна. Процес підготовки палива та підтримання його експлуатаційних характеристик в заданих межах є енергозатратним і за різними оцінками вимагає від 5 до 20% еквівалентної потужності главної енергетичної установки. Впровадження в судову практику нових методів паливопідготовки щоразу розглядається з позиції енергетичної продуктивності процесів, що забезпечують удосконалення експлуатаційних характеристик як палива, так і теплового двигуна. Тому актуальність вивчення питань по розробці енергоефективних методів підготовки судових палив не викликає сумнінів.

В даний час найбільш поширеними способами підготовки палива на судах вважається його фільтрація, а ще гравітаційна і відцентрова чистка. З точки зору витрат енергії на втілення даних методик підготовки палива, мінімальним за енергоємністю вважається гравітаційна чистка, при якій з палива осідають вода і механічні домішки. Витрати енергії при фільтрації палива пов'язані з додатковими втратами потужності топливоперекачуючих насосів на подолання опору в мембранних або пластинчастих елементах. Більш енергоємним способом паливопідготовки вважається його відцентрова чистка в сепараторах, де важлива енергія не лише тільки на забезпечення обертання очисних складових сепаратора, а й на обігрів палива. Також через близькість щільності палива і води в шлам переходить разом з водою частину горючих зі складових палива, що приводить до значних втрат палива.

Одним з альтернативних способів, що використовуються для підготовки палива, вважається його кавітаційна обробка.

Кавітація являє собою процес утворення розривів рідини в результаті спаду тиску. Якщо зниження тиску відбувається внаслідок великих локальних швидкостей в потоці, що рухається крапельної рідини, то кавітація вважається гідродинамічної, а якщо внаслідок проходження в рідині акустичних хвиль - акустичної, або ультразвукової.

Основним елементом, що забезпечує кавітаційну обробку палива в судових умовах, вважається гомогенізатор, а процеси, які в ньому відбуваються - гомогенізація палива. Гомогенізація палива полягає в гідродинамічному збудженні паливного середовища, в результаті якого в середовищі виникають кавітаційні зони. Закриття кавітаційних каверн супроводжується локальними гідравлічними ударами високої потужності, що руйнують не тільки желеподібні згущення, але і тверді агломерати. В результаті паливо стає гомогенним, смоли рівномірно розподіляються в паливній середовищі, твер-

ді частинки звільняються від «смолистої шуби», а глобули води диспергують.

На рис. 1 запропонована схема паливopідготовки в якій одночасно вирішувалися два завдання: поліпшення якості попередньої підготовки палива за рахунок впливу на нього ультразвуковими коливаннями і зниження енергетичних витрат у системі за рахунок заміни методу відцентрової сепарації на ультразвукову обробку. Крім того, ультразвукова обробка палива виконувалася двічі, причому другий раз - безпосередньо перед уприскуванням палива в циліндр

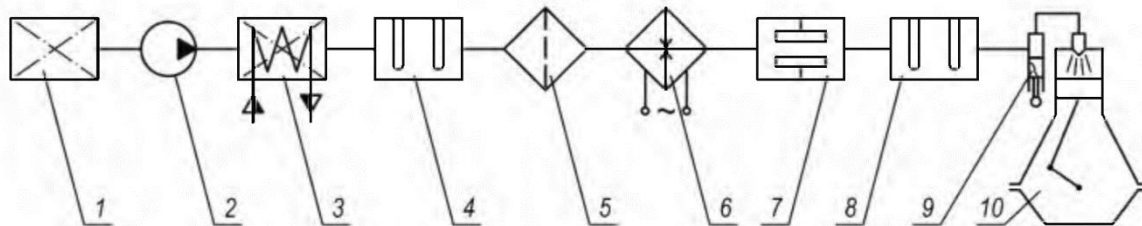


Рис. 1 Схема переобладнаною паливної системи: 1 відстійна цистерна; 2 - паливний насос; 3 - розхідна цистерна; 4 - ультразвуковий генератор 1-ої ступені; 5 - фільтр тонкого очищення; 6 - електричний підігрівач; 7 - регулятор в'язкості; 8 - ультразвуковий генератор 2-го ступеня; 9 - паливний насос високого тиску; 10 – дизель

З відстійної цистерни 1 паливо подається насосом 2 у паливну магістраль, де послідовно проходить розхідну цистерну 3 з вбудованим паровим підігрівачем, ультразвуковий генератор 1-ої ступені 4, фільтр тонкого очищення 5, електричний підігрівач 6, регулятор в'язкості 7, ультразвуковий генератор 2 го ступеня 8 і за допомогою паливного насоса високого тиску 9 і форсунки впорскується в камеру згорання дизеля 10.

Перевага пропонованої системи паливopідготовки полягає в практичному відсутності втрати горючих складових палива, яке відбувається у відцентровому сепараторі. Крім того, поєднання фільтра тонкого очищення з генераторами кавітації забезпечують роботу системи паливopідготовки не тільки майже без втрат палива, але і з дуже високою ефективністю ультразвукової обробки, при цьому підвищується інтенсифікація процесу горіння палива і тим самим забезпечується зниження його питомої витрати.

У розглянутій схемі паливopідготовки ультразвуковий генератор 1-го ступеня не тільки сприяє розриву молекулярних ланцюгів палива, але і призводить до дроблення механічних присадок. Таким чином збільшується кількість кавітаційних зон для ультразвукового генератора 2-го ступеня. Це сприяє по підвищенню ефективності процесу паливopідготовки з одночасним зниженням енергетичних витрат на її проведення.

ЛІТЕРАТУРА

1. Топливо и топливные системы судовых дизелей (Пахомов Ю.А.) – 2004 год

2. Солодовников В.Г. Использование в судовых дизелях топлив различного фракционного и структурного состава // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. - 2014. - № 33. - Одесса: ОНМА. - С. 86-92.
3. Сагин С.В., Солодовников В.Г. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа деталей двигателя / «Технические науки - от теории к практике» // Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. № 6 (31). Новосибирск: СибАК, 2014. - С. 42-49.
4. Промтов М. А. Перспективы применения кавитационных технологий для интенсификации химико-технологических процессов // Тамбов: Вестник ТГТУ, 2008. - Т. 14. - № 4. - С. 861-869.

УДК 621.812

Янченко В.І., кер.проф Веретенник О.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності систем підготовки мастил суднових дизелів

Підтримка працездатності застосовуваних мастил є необхідною умовою надійної та економічної роботи високофорсованих суднових дизельних установок (СДУ). Ефективність здійснених заходів залежить від точності інформації про фактичний стан масел і своєчасності її отримання, що може бути забезпечено засобами об'єктивного та оперативного контролю. Їх використання дозволить: значно знизити невинновдані витрати на заміну мастил, які досягають 40% від загальної витрати масла дизелем, що становить 2-3% від витрати палива; швидко виявляти аварійні надходження води чи палива в систему змащення; здійснювати інтегральну діагностику СДУ за параметрами процесу старіння масла.

Марка мастила для дизеля обмовляється в технічних умовах або в заводській інструкції з експлуатації.

Для змащення суднових тронкових і крейцкопфних дизелів, в залежності від їх типу і теплонапруги, а також від марки палива, на якому вони працюють, рекомендується застосовувати моторні масла з присадками відповідно до РД 15-137-90 (Додатки 11, 13) і картою мастил. У дизелях зарубіжної споруди, що знаходяться в гарантійному періоді експлуатації, застосовуються моторні масла, зазначені картою мастила або в інструкції по експлуатації.

Для змащення підшипників турбокомпресорів, в залежності від в'язкості, застосовуються турбінні масла: Т22, Т30, Т46, а також масла турбінні з присадками: ТП-22, ТП-30, ТП-46. Ці присадки поліпшують антиокислювальні, деемульгуючі, протикорозійні і антипінні властивості. Турбінне масло марки ТП-30 містить протизносні присадку.

При використанні імпортованих масел слід користуватися таблицею взаємозамінності вітчизняних та зарубіжних сортів. При відсутності для доливання штатного моторного масла експлуатація суднових дизелів допускається

ся на сумішах моторних масел. Показники граничного стану моторних масел і методи їх визначення наведені в додатку 1.

Найменування показників по ГОСТ 17479.1-85	Граничне значення	Метод визначення	
		В теплотехнічних лабораторіях	В судових умовах
Вязкість кінематична при 100 град.С	+/- 20% від в'язкості свіжого масла при розведенні паливом. +/- 30% від в'язкості свіжого масла при відсутності в ньому палива.	ГОСТ 3382 ГОСТ 6258-85 (для сильно забруднених масел).	СКЛАМТ с доповненням к СКЛАМТ 924/18-06-013,1977 г., 924/66-06-702,1985 г.
Температура спалаху визначає у відкритому тиглі, °С	>170	ГОСТ 4344-48	СКЛАМТ
Лужне число, мг КОН на 1 г масла, для масил: М-10-В2(с) М-20-В2(с) М-10-Г2(цс) М-14-Г2(цс) М-16-Г2(цс)	1,0 0,7 3,0 3,0 3,0		СКЛАМТ с доповненням к СКЛАМТ 924/18-06-013,1977 г.
Масова доля води, %	Для дизелів з багатопаровими тонкощами вкладишами 0,3; для всіх інших дизелів 0,5	ГОСТ 2477-65	СКЛАМТ
Диспергуюча здатність	0,3 умовні одиниці	Методичний посібник 2042-06-005,1979	СКЛАМТ Методичний посібник 2042-06-006,1979 г.

Додаток 1. Показники граничного стану моторних масел і методи їх визначення (РД 15-137-90)

Перед використанням масил в дизелях необхідно очистити їх від механічних домішок і води. Очищення масла виконується за допомогою спеціальної системи, що включає підігрівачі, відстійні цистерни, фільтри і сепаратори.

Для збільшення терміну служби масло при роботі дизеля необхідно піддавати очищенню шляхом сепарації. Основним режимом сепарації моторних масел є режим кларифікація. При виявленні змісту води в маслі понад 0,3 - 0,5% сепаратор необхідно зібрати і відрегулювати на режим пурифікації. З'ясувавши і по можливості усунувши причини появи води, масло слід сепарувати до змісту води в ньому нижче 0,3%, після чого сепаратор зібрати на режим класифікації. Продуктивність сепаратора як на режимі кларифікація, так і на режимі пурифікації повинна становити: 20 - 30% номінальної для масел групи Г2 і Д і 30 - 50% - для масел групи В2. Температура масла при

сепарації на обох режимах повинна становити 80 - 85 °С, якщо його тиск на виході в двигун не знижується до мінімально допустимого рівня. Якщо сепарованого масла має схильність емульгувати, то шляхом підвищення температури до 90 °С, максимально до 95 °С, можна "розбити" емульсію і відсепарувати воду при роботі сепаратора на режимі пурифікації.

При сепарації моторного масла періодичність включення сепаратора і тривалість його роботи на режимі кларифікації встановлюється в залежності від загального рівня і швидкості забруднення олії, а також ефективності очищення сепаратора на вибраному режимі. При утриманні нерозчинних в бензині механічних домішок до 3% і вище сепарацію масла слід продовжувати протягом декількох годин і після зупинки дизеля. Тривалість сепарації масла на режимі пурифікації повинна вибиратися з умови, що вміст води в маслі на виході з сепаратора буде нижче 0,3%. Сепарацію моторних масел тронкових дизелів в разі інтенсивного надходження забруднень краще робити з перших годин роботи після зміни масла. У крейцкопфних двигунів сепарацію масла слід починати після 300 - 400 ч роботи двигуна на свіжому маслі. При заміні масла однієї марки на іншу з більш високими експлуатаційними властивостями сепарацію слід проводити безперервно з перших годин роботи, так як йде інтенсивне змивання відкладень продуктів окислення масла і палива. Критерієм для закінчення безперервної сепарації є різке зниження інтенсивності утворення відкладень в барабані сепаратора, після чого можна переходити на періодичну сепарацію.

При сепарації масел на режимі пурифікації для створення гідравлічного затвора необхідно застосовувати тільки прісну або дистильовану воду в кількості, зазначеній інструкцією по експлуатації сепаратора. Температура води повинна відповідати температурі масла або перевищувати її, але не більше ніж на 5 °С.

Для контролю за зміною фізико - хімічних показників циркуляційних масел в процесі експлуатації дизеля і зіставлення їх з бракувальними показниками повинні відбиратися проби з масляної системи для аналізу.

Контроль за якістю олії, що знаходиться в системі, здійснюється за допомогою суднової експрес - лабораторії з інтервалами:

- через 1 - 5 годин роботи масла після його повної зміни;
- через кожні 200 годин роботи і перед повною зміною - для масел із середньою тривалістю роботи менше 2000 год;
- через кожні 500 годин роботи і перед повною зміною - для масел із середньою тривалістю роботи від 2000 до 5000 год;
- через кожні 2000 годин роботи і перед повною зміною - для масел із середньою тривалістю роботи понад 5000 год;
- за 1 - 2 доби до приходу в порт.

Відбір проб проводиться перед кожною повною заміною масла для аналізу в берегової лабораторії.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. “Підвищення ефективності мастильних систем швидкохідних суднових дизелів” Нікіфоров О.А. 1970 р., 270 стр.
2. “Підготовка палива і мастил в суднових дизельних установках” Большаков В.Ф., Гінзбург Н.Г. 1978 р., 152 стр.
3. Русаков С.М. Исследование и разработка методов и средств оперативного контроля состояния моторных масел в судовых дизельных установках, 2000 р., 206 стр.

УДК 621.5.068

Димитренко М.В., кер.проф Веретенник О.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності наддуву суднових високообертових дизелів

Робота дизеля на часткових та змінних режимах, зміна технічного стану його й турбокомпресора (ТК) у процесі експлуатації приводить до помітних змін їх техніко-економічних характеристик: знижується ефективність і надійність експлуатації, як дизеля, так і ТК. Це приводить до того, що виникає необхідність додаткового узгодження параметрів ТК і дизеля, заміни штатного ТК, або міняти систему наддуву, її регулювання, що забезпечує більш ефективну експлуатацію дизеля.

Необхідно вивчити механізм утвору замету й створення методу узгодження характеристик суднових дизелів і турбокомпресорів для підвищення ефективності їх спільної роботи з урахуванням експлуатаційних факторів.

Сукупність спеціальних вимог, що пред'являються до суднових двигунів, в частині забезпечення ефективних і екологічних показників роботи в широкому діапазоні навантажень не може бути виконана будь-якої однієї обраної системою турбонаддуву, в зв'язку з чим необхідний аналіз ефективності різних типів систем.

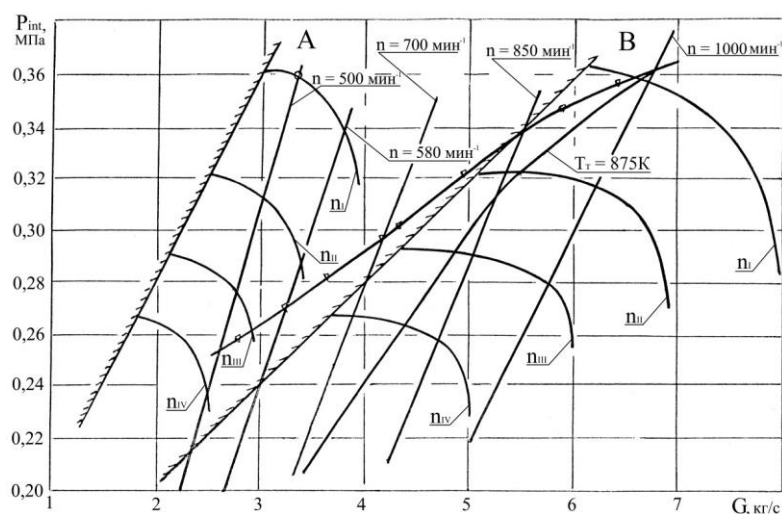
Поєднання необхідності досягнення високого середнього ефективного тиску і широкого діапазону навантажень вимагає пошуку компромісного рішення між вимогами високого тиску наддуву і ККД, достатньої надійності турбоагрегатів і допустимих ефективних параметрів роботи двигуна.

Розглянуто наступні варіанти систем турбонаддуву::

- система з вільним турбокомпресором;
- система з паралельно працюючими турбокомпресорами;
- система з силовою турбіною;
- система з регенеративним перепуском повітря.

Для збільшення діапазону зміни тиску наддуву потрібно схема з використанням двох паралельно працюючих турбокомпресорів. На повній потужності і близьких до неї режимах паралельно працюють два турбоагрегату. На

знижених оборотах двигуна один турбокомпресор відключається і працює тільки один турбоагрегат (рис.1,2).



А-область роботи з одним ТК;

В-область роботи з двома ТК; $P_{me} = 2,12$ МПа.

Рис.1. Діаграма характеристик двигуна і системи турбонаддуву з відключенням одного ТК.

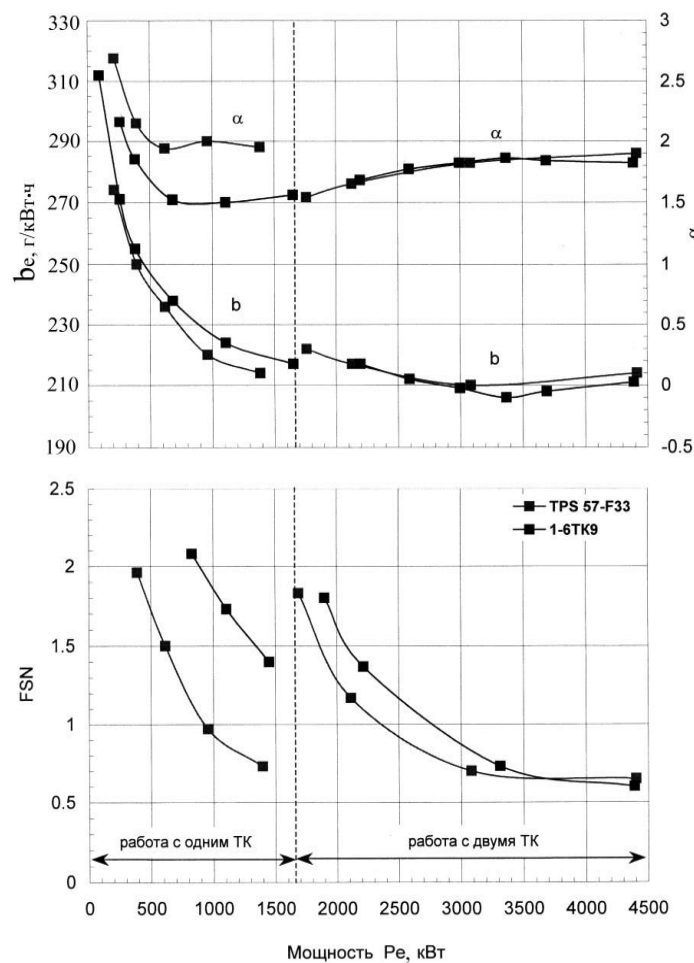


Рис.2. Вплив повітропостачання на економічність і димність на режимах гвинтовий характеристики.

При посиленні норм емісії шкідливих викидів, з метою досягнення компромісного рішення між способами забезпечення екологічних і економічних показників, яке вимагає нових якісних рішень по подачі повітря, топлівоподаче і управління процесами, а також істотне поліпшення характеристик турбоагрегатів сучасних конструкцій, слід віддати перевагу в основному двох типів систем повітропостачання:

- керованої системи з вільним одним ТК;
- керованої системі з двома ТК.

Виконані дослідження, моделювання і випробування систем повітряпостачання стосовно до суднових і дизельним установкам дозволило визначити доцільність використання проаналізованих систем, з модернізацією конструкцій систем, введенням електронного управління перепуском повітря і газів, газо-динамічної підкручення роторів турбокомпресорів і відключенням турбокомпресора при малих навантаженнях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Межерицкий А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1986. 248 с.
2. Межерецкий А.Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1971. – 192 с.
3. Васильев-Южин Р.М. Исследование совместной работы дизеля и агрегатов воздухопостачания при изменении внешних условий // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Высшая школа, 1977. – Вып. 25. – С. 42-49.
4. Рогалев Б.М., Смолин Ю.И. Эксплуатация и ремонт газотурбонагнетателей судовых дизелей. М.: Транспорт, 1975. 192 с.

УДК 621.245

Карташов О. Г., кер.проф Веретенник О.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення надійності паливної апаратури дизелів при роботі на низькосірчистих паливах

Паливна апаратура (ПА) є найбільш складною і дорогою частиною сучасного суднового двигуна. Вона робить істотний вплив на надійність, економічність і екологічність роботи двигуна. Знос деталей, що труться сполучень ПА є однією з основних причин зниження ресурсу суднових двигунів.

В даний час спостерігається тенденція до зменшення вмісту сірки в бункерних паливах для суднових двигунів з метою поліпшення їх екологічних характеристик

Дистилятні палива є мастильним матеріалом для рухомих деталей ПА. Найбільш схильні до зносу прецизійні вузли паливного насоса високого тиску і форсунок. Зниження вмісту сірки в паливі призводить до погіршення їх

протизносних властивостей, внаслідок чого відбувається збільшення зносу тертьових пар ПА двигунів.

Крім того, видалення сірки з палива в процесі гідроочищення провід до видалення поверхнево-активні речовини (ПАР), які сприяють утворенню змащувальних плівок на поверхні металу..

При експлуатації дизелів на таких паливах йде інтенсивне зношування, як плунжера, так і втулки ПНВТ. Знос цих деталей призводить до збільшення зазорів в сполученні. При збільшенні зазорів плунжерних пар знижується подача палива, погіршується якість розпилювання, порушується регулювання паливного насоса, виникають перебої в роботі двигуна і навіть його зупинки.

Існує ряд способів для регулювання протизносних властивостей палив відповідно до сучасних вимог. Перший - це застосування спеціальних протизносних присадок. Іншим є поліпшення триботехнічних характеристик палив за рахунок додавання в дистиллятне паливо масла рослинного походження (рапсове, соєве, соняшникове, пальмове і ін.), біодизеля або мінерального масла в певних співвідношеннях.

Виконані дослідження трибологічних характеристик ДП з різним вмістом сірки дозволило зафіксувати значне погіршення протизносних властивостей ДП. Величина ДПІ збільшується на 41%. Причому відбувається різке зростання цього показника (на 18%) вже після першого циклу знесірчення, коли вміст сірки в паливі ще досить високо і становить 0,349% мас. А при вмісті сірки 0,22% мас. величина ДПІ практично досягає свого максимального значення і подальше зниження концентрації сірки в паливі практично не викликає збільшення зносу пар тертя (рис.1).

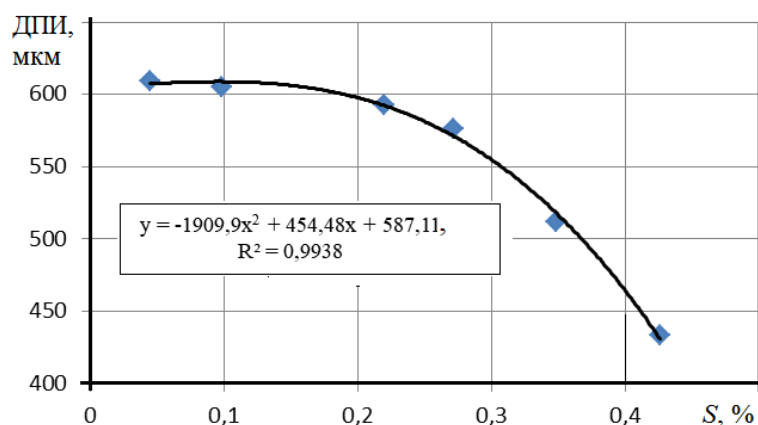


Рис.1 Вплив вмісту сірки на трибологіческие властивості ДП

Аналіз фізико-хімічних властивостей рослинних масел показує, що в молекулах рослинних масел міститься значна кількість атомів кисню (близько 10%). Це призводить до зниження їх теплоти згорання, але одночасно це знижує температуру, внаслідок чого значно поліпшуються екологічні властивості цих палив. При роботі дизелів на рослинних маслах відзначається зниження димності відпрацьованих газів і концентрації в них продуктів неповного згорання палива.

Для поліпшення триботехнічних властивостей ДП є додавання мінеральних мастильних матеріалів, які володіють високою в'язкістю, відмінну адгезію, хорошими змащувальні властивості.

Протизносні властивості експериментальних сумішей можна оцінювати по діаметру плями зносу кульок. Дослідження проводили при різних співвідношеннях ДП і добавок. Результати випробувань представлені на рис.2.

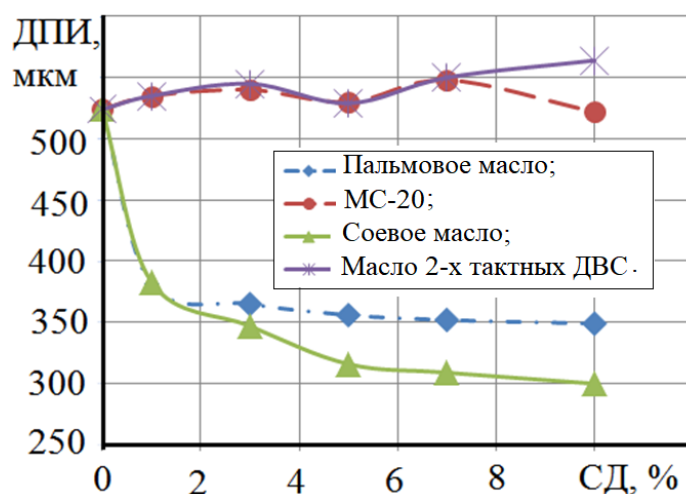


Рис.2 Вплив концентрації рослинних і мінеральних масел в суміші з ДП на ДПІ

Додавання рослинного масла в ДП покращує його здатність, що змазує, т. К. В хімічному складі рослинного масла міститься значна кількість органічних ПАВ, зокрема олеїнової кислоти, які сприяють створенню хемосорбційних плівок на поверхні металу в процесі тертя, в результаті чого зменшується знос паливної апаратури.

Комплексний аналіз, що включає в себе дослідження фізико-хімічних і трибологічних властивостей сумішевих палив, а також проведений моторний експеримент дозволили встановити оптимальну концентрацію рослинних масел в ДП. Вона становить 1-3%. Подальше збільшення вмісту масел недоцільно, так як дає незначний триботехнічний ефект, але при цьому погіршуються фізико-хімічні показники судового палива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
2. Семенов, В.Г. Альтернативные топлива растительного происхождения. Определение фракционного и химического составов / Б.Н. Семенов, А. А. Зинченко // Химия и технология топлив и масел. - 2005. - № 1. - С. 29 - 34.
3. Смирнова, Т.Н. Биодизель альтернативное топливо для дизелей / Т.Н. Смирнова, В.М. Подгаецкий // Двигатель. - 2007. - № 1. - С. 32 - 36.

Коротинський М.А., кер.доц. Аболешкін С.Є.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності утилізації теплоти суднових енергетичних установок

Бурхливий розвиток світового морського флоту, визначило його якісна зміна, збільшивши його загальну енергоємність, підвищило потужності головної енергетичної установки, суднової електростанції. Параметри суднових двигунів внутрішнього згоряння СДВЗ постійно підвищуються, що веде до збільшення параметрів утилізованого тепла. Разом з тим, обсяги низькотемпературного тепла (також його називають викидними теплом), теж збільшуються, надаючи певні можливості в його використанні. У передових наукових розробках дані конкретні розрахунки використання утилізованого тепла, яке може скласти до 10% потужності головної енергетичної установки. Сам процес утилізації тепла на сучасних судах останнім часом отримав свій розвиток в використанні енергії відпрацьованих газів головного двигуна в утиль-котлах для роботи допоміжного паротурбогенератору, і на пряму після турбіни наддуву двигуна він утилізується в турбогенераторі відпрацьованих газів. Ідея спрямована на використання низькотемпературного тепла в ГПТ на морських судах. Проаналізувавши наукові публікації вітчизняних і зарубіжних авторів, включаючи останні розробки та теплові схеми світових лідерів виробляють суднове енергетичне обладнання, за основу взято обладнання Mitsubishi Heavy Industries, Ltd (MHI).

Існує досить велика кількість схем і технологій глибокої утилізації тепла суднових дизелів на світовому морському флоті. Розвиток сучасного дизелебудування йде по шляху збільшення потужностей головних суднових двигунів, а це більшою мірою підвищує їх робочі показники і відкриває нові можливості використання найсучасніших наукових розробок в теплових схемах морських суден.

Традиційне використання утилізаційного тепла не дозволяють використовувати це тепло у вигляді пароводяної суміші на лінії: споживачі - конденсатор парового котла. В даний час це тепло не використовується в судновій енергетиці через відсутність теплової машини, яка могла б використовувати це низькотемпературне тепло. Будь-яка парова турбіна вимагає більш високих робочих параметрів. ГПТ будуть з успіхом застосовуватися на морському флоті, використовуючи непридатні потоки тепла відхідних газів СДВЗ.

Обігрів паливних танків зберігання важкого палива до 45 ° С, вимагає більшої кількості теплової енергії, яка виробляється за рахунок газів, що відходять головного двигуна і використовується в утилізаційному котлі. Найчастіше цього тепла бракує для прогріву важкого палива в танках і постає необхідність, використовувати допоміжний паровий котел, додатково витрачаючи для цієї мети дизпаливо. Це пов'язано з стоянками судна і великими тепловтратами при плаванні в різних кліматичних широтах. Понад 70% ви-

робленого тепла на судні, витрачається на обігрів паливних танків і паливопідготовки СДВЗ і СТЗ.

Останнім часом на ринку суднових енергетичних машин і систем, пропонується різна сучасна продукція, що дозволяє проводити глибоку утилізацію тепла в суднових умовах, але жодна з них не здатна використовувати низькотемпературне тепло для виробництва додаткової електроенергії з використанням пароводяної суміші відпрацьованого пара. Вироблення додаткової електроенергії на судні є актуальним питанням в отриманні надприбутку при перевезенні швидкопсувних вантажів в рефконтейнерах, спеціалізованих судах, в газовозах при перевезенні скрапленого газу та ін. Як відомо з практики: вантажовласник, чартер в гонитві за фінансовим результатом, встановлює на палубі судна тимчасові дизельгенератори, забезпечують електроенергією додаткове завантаження судна високофрахтовим вантажем.

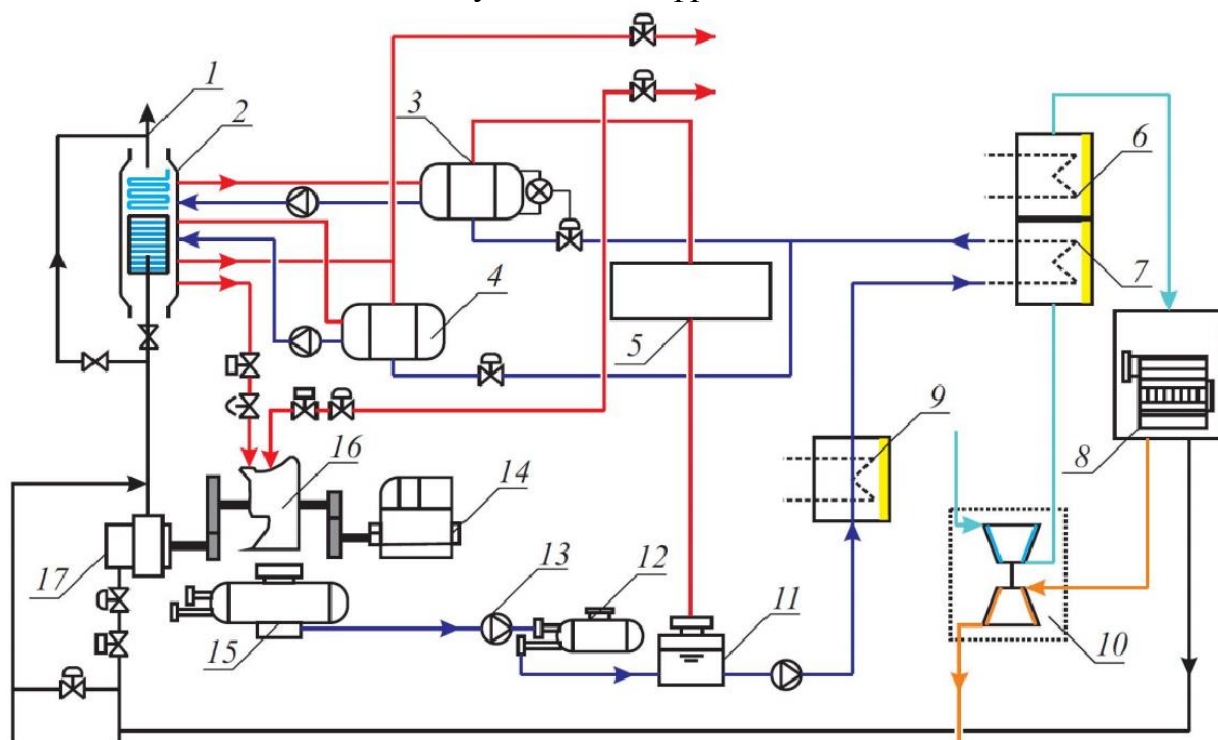


Рис. 1. Схема компаундної утилізації тепла СДВЗ Mitsubishi Heavy Industries, Ltd (MHI): 1 - відпрацьовані гази; 2 - утилізаційний котел; 3 - LP Drum; 4 - HP Drum; 5 - пар для суднових потреб; 6 - охолоджувач наддувочного повітря; 7 - водяний холодильник; 8 - головний двигун; 9 - охолоджуюча рідина; 10 - турбокомпресор; 11 - насос подачі води; 12 - насос конденсатора; 13 - генератор; 14 - конденсатор; 15 - парова турбіна; 16 - турбіна ОГ.

Компаундні схеми утилізації тепла СДВЗ більш громіздкі і трудомісткі зі свого виконання, а значить, і дорогі при будівництві судів. Використання їх на морському флоті виправдано більш глибокої утилізацією тепла і підвищенням потужності суднових електростанцій. Сказане, наочно підтверджується графіком потужності компаундної установки (ПТ + ТОГ), і установки зі звичайним відбором тепла у вигляді виробленого пара для допоміжної парової турбіни (ПТ).

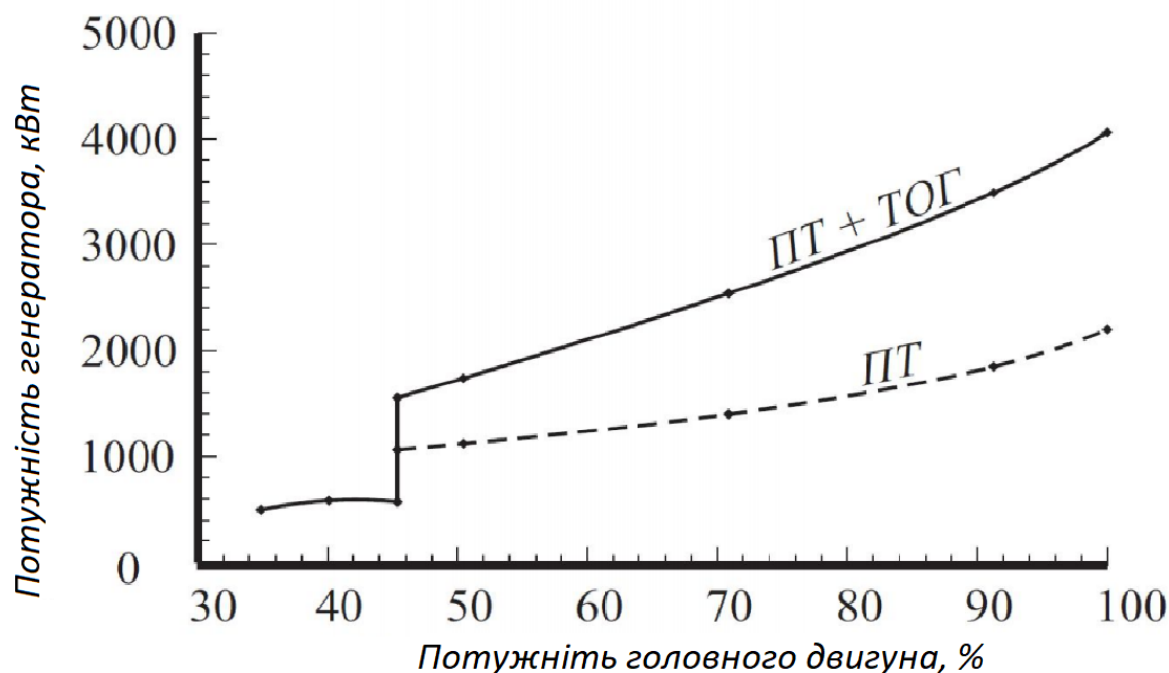


Рис. 2. Графік залежностей навантаження головного двигуна від вироблюваної потужності в компаундній установці (ПТ + ТОГ) і паровій турбіні (ПТ)

Як видно з графіка (див. Рис. 2), компаундна установка в два рази вища за потужністю і її крива починаючи з 50% навантаження двигуна, подвоює потужність на кожному наступному режимі навантаження. Що дуже потрібно для економ режимів роботи судна.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Mitsubishi Heavy Industries Technical. – Vol. 48. – № 1. – March 2011. – P. 17-21.
2. Трошенькин Б.А. Возобновляемая энергия: Учебн. пособие. Часть 1. – Харьков: Изд-во «Форт», 2003. – 104 с.
3. Макарьев Е.В. Методические основы повышения эффективности СЭУ путем использования утилизационных гидропаровых турбин: Учебн. пособие / Е.В. Макарьев. СПб.: Изд-во ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова, 2015. – 196 с.

УДК 621.412

Гудзь В.А., кер.доц. Абоleshкін С.Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення екологічних показників роботи судових дизелів

Постійне підвищення вимог екологічних стандартів змушує виробників двигунів забезпечувати ці вимоги, незважаючи на можливі втрати в паливній економічності і збільшення вартості, розмірів і ваги агрегатів. Згідно остан-

ніх міжнародних та державних вимог посилюються норми за змістом екологічно шкідливих складових у випускних газах при експлуатації суднових енергетичних установок (СЕУ).

Пріоритетними напрямками зниження токсичності відпрацьованих газів (ВГ) двигунів є: подальше удосконалення конструкції; використання альтернативних видів палива, головним чином нафтового походження, які повинні відповідати не тільки вимогам ефективності роботи двигуна, але і забезпечувати зниження шкідливих речовин у ВГ; створення двигунів, а також пристроїв, здатних знизити вміст токсичних компонентів у ВГ двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

В даний час діють кілька міжнародних Правил і стандартів щодо обмеження шкідливих викидів двигунів морських і річкових суден.

- Правила ІМО (International Maritime Organization - ІМО) - Додаток VI «Правила запобігання забрудненню атмосфери з суден» до Конвенції МАРПОЛ 73/78 (MARPOL 73/78, Annex VI);
- Директива Європейського парламенту 2005/33 / ЄС;
- Глава 8А «Викиди дизельними двигунами вихлопних газів і забруднюючих частинок» Резолюції № 61 Європейської Економічної Комісії ООН (ЄЕК ООН) для суден внутрішнього плавання.

Вимоги Технічного кодексу по NO_x в Додатку VI до МАРПОЛ 73/78 визначають граничні рівні викидів NO_x для суден місткістю від 400 реєстрових тонн і потужністю дизеля понад 130 кВт (рис. 4.1):

- Tier I і Tier II - для світового океану, відповідно з 2000 і з 2011 рр .;
- Tier III для районів особливого контролю викидів (Emission Control Areas - ECAs) - з 2016 р

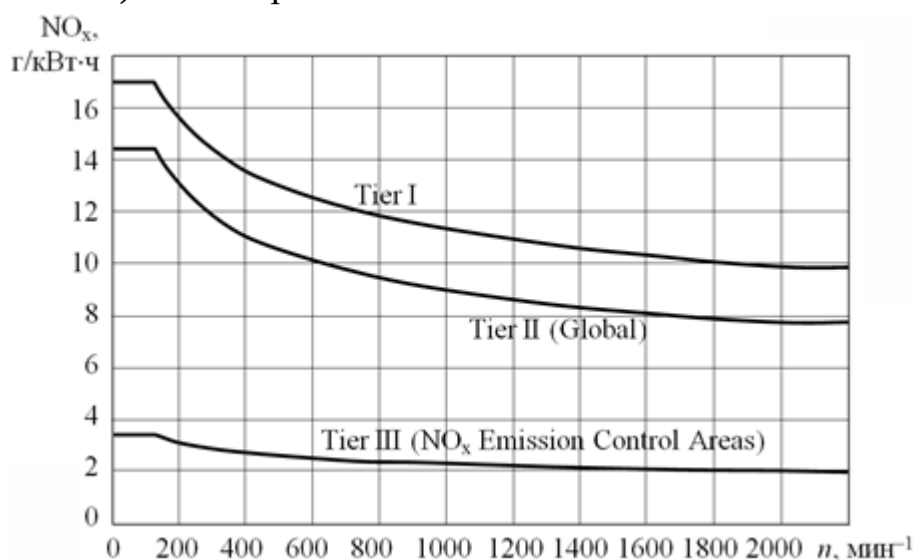


Рис. 1 Граничні рівні викидів NO_x ІМО (MARPOL 73/78, Annex VI NO_x Emission Limits)

Конвенціональне посилення норм по шкідливих викидів дизелів призвело до того, що все дизелебудівному фірми, починаючи з 1990 р приступили до дослідницьких робіт за напрямками:

- формирование малотоксичных рабочих процессов, применение альтернативных видов топлива (первичные методы);

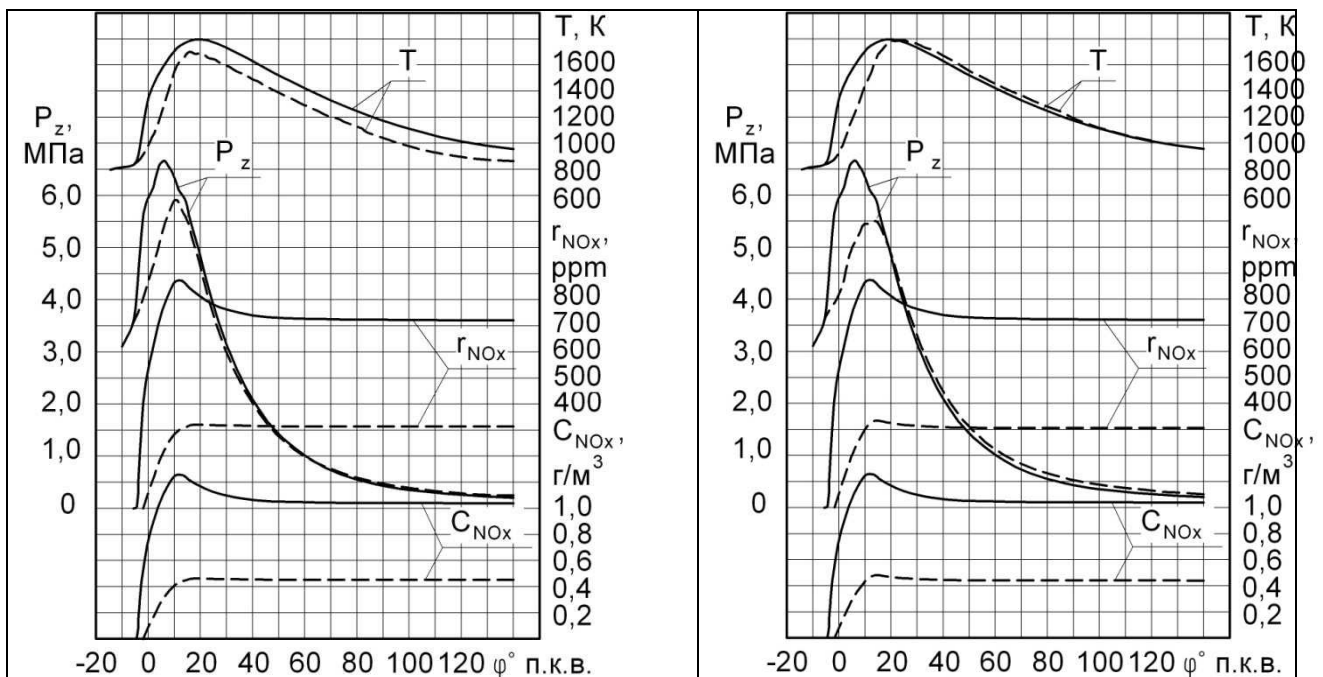
- розробка ефективних систем очищення ВГ із застосуванням спеціальних газових фільтрів (вторинні методи).

Для застосування у дизелях найбільшу перспективу має біопаливо на основі рапсового масла. Використання такого палива дозволить не тільки замінити нафтові моторні палива альтернативними, але й поліпшити показники токсичності відпрацьованих газів. При роботі дизельних двигунів на біопаливі знижується рівень емісії токсичних компонентів — насамперед, незгорілих вуглеводнів (у 1,5-2 рази).

Слід також зазначити, що за своїми фізико-хімічними властивостями біопаливо близько до дизельного палива.

Метиловий ефір ріпакової олії широко застосовується в складі палива для дизелів. Звичайно він використовується як добавка (5-10 %) до дизельного палива.

На рис.2 представлені зміни показників індикаторного процесу (P_z , T), утворення шкідливих домішок (γ_{NOx} , C_{NOx}) в залежності від кута повороту колінчастого вала при різних кутах випередження впорскування палива і змісту метилового ефіру ріпакової олії в паливі.



а) $\varphi_{\text{мет}} = 30^\circ$, $\varphi_{\text{МЕРО}} = 34^\circ$; б) $\varphi_{\text{мет}} = 34^\circ$, $\varphi_{\text{МЕРО}} = 30^\circ$;

— дизельний процес; — — — метанол з запальним МЕРО

Рис.2 Діаграми індикаторного тиску, усередненої температури і утворення оксидів азоту в циліндрі і ВГ в залежності від зміни кута п.к.в.

З графіків видно, що при роботі двигуна на ДП і оптимальному установочому вугіллі подачі палива ($\varphi_{\text{ДП}} = 30^\circ$), максимальне значення тиску становить $P_{z\text{max}} = 6,77$ МПа при $\varphi_{P_{z\text{max}}} = 6,4^\circ$ п.к.в. після в.м.т., а при застосуванні в якості палива метанолу і МЕРО з ДСТ і неоптимальні настановних кутах

УОВТ ($\varphi_{\text{мет}} = 30^\circ$, $\varphi_{\text{МЕРО}} = 34^\circ$), максимальне значення тиску становить $P_{\text{zmax}} = 5,94$ МПа при $\varphi P_{\text{zmax}} = 10,9^\circ$ п.к.в.

Із застосуванням метанолу і МЕРО також спостерігається зниження об'ємної і масової концентрації оксидів азоту (r_{NOx} і C_{NOx}) в циліндрі двигуна, отримані в результаті проведених теоретичних розрахунків, заснованих на даних отриманих при індіціюванні.

ЛІТЕРАТУРА

1. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
2. Смирнова, Т.Н. Биодизель альтернативное топливо для дизелей / Т.Н. Смирнова, В.М. Подгаецкий // Двигатель. - 2007. - № 1. - С. 32 - 36.
3. Семенов, В.Г. Альтернативные топлива растительного происхождения. Определение фракционного и химического составов / Б.Н. Семенов, А. А. Зинченко // Химия и технология топлив и масел. - 2005. - № 1. - С. 29 - 34.
4. Савельев, Г.С. Использование рапсового масла в качестве топлива в дизельных двигателях / Г.С. Савельев, М.Н. Кочетков // Транспорт на альтернативном топливе. - 2009. - № 1. - С. 62 - 66.

УДК 621.431.7:681.518.5

Касап І. Г., кер.проф Половинка Е.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення експлуатації суднових дизелів засобами контролю й діагностики

Експлуатація суднових дизелів внутрішнього згоряння пов'язана з постійними коливаннями зовнішнього навантаження і тривалою роботою на часткових режимах. Це призводить до інтенсивного зносу циліндропоршневої групи, паливної апаратури високого тиску, механізму газорозподілу і газотурбонагнітача. При цьому відомо, що потужність і питома витрата палива в значній мірі залежить від технічного стану ПА високого тиску, МГР і ГТН, які необхідно діагностувати в процесі експлуатації з метою визначення технічного стану механізмів і запобігання аварійних ситуацій.

Моніторинг робочого процесу в умовах експлуатації і визначення індикаторних параметрів суднових дизелів внутрішнього згоряння дозволяє виконувати ефективну діагностику ПА, МГР і ЦПГ по реальному стану за допомогою відомих методів діагностування.

Для вирішення завдань технічного використання, технічного обслуговування і ремонту необхідна інформація про функціональний і технічний стан суднових технічних засобів.

Основна ціль технічного діагностування – ефективна організація перевірки стану СТЗ. ТД дозволяє здійснювати ТО і Р за фактичним технічним станом. При цьому в середньому на 50% знижуються витрати, пов'язані з необґрунтованим розбиранням СТЗ і підвищується достовірність передремонтної дефектації. Аналіз системи ТО за регламентом, заснованим на планіграфіку ТО показує, що в 60% випадків відсутня необхідність проведення ТО (об'єкт розбирається передчасно), в 15% потрібно було дострокове проведення ТО (відмова деталі), і тільки в 25% випадків відбивався реальний стан СТЗ. Використання методів і засобів ТД має значення не тільки в економії матеріальних ресурсів, але і в усуненні несправностей СТЗ, що невдовзі відмовлять у роботі. Паралельно вирішуються питання, які полягають в покращенні комфортності роботи обслуговуючого персоналу. Діагностика – галузь знань, що включає в себе теорію і методи організації процесу діагнозу [1].

Найбільш ефективні (з точки зору ранньої діагностики) автоматизовані системи контролю, менш ефективні, але дешеві і досить універсальні ручні апаратурні засоби, експрес-методи. До основних видів діагностичної інформації відносять: спектр вібрації елементів конструкцій; спектр акустичних коливань; лінійні зміщення амортизованих механізмів і пристроїв, встановлених на рухомій основі; значення параметрів, що характеризують функціонування системи; зміна складу дотичних середовищ; дані візуального контролю; дані дефектоскопії [1].

Нині на флоті застосовуються як стаціонарні, так і переносні системи комп'ютерної діагностики СДВЗ, що реалізують метод «розділеного моніторингу». У переносних системах відсутні стаціонарні кабельні траси, центральний блок системи працює під управлінням контролера з аналоговою периферією і достатнім обсягом оперативної і незалежної flash пам'яті. У системах передбачена передача даних індиціювання на персональний комп'ютер, де проводиться розрахунок і аналіз робочого процесу. Істотно (в порівнянні зі стаціонарними системами) знижена вартість переносних систем, що сприяє їх більшому поширенню на судах морського флоту. У стаціонарних системах використовується апаратна синхронізація даних від маховика двигуна. У переносних системах використовується як апаратна, так і програмна синхронізація даних. Програмна синхронізація дозволяє не використовувати датчик на маховику і отримувати дані безпосередньо під час експлуатації дизеля [2].

Стаціонарна система діагностики MIP-Calculator NK-100 (Autronica)

Системи NK-100 (200) (Аутроніка, Норвегія) призначені для оцінки якості процесу згоряння в циліндрах, контролю процесу вприскування палива і роботи паливної апаратури, оцінки технічного стану основних агрегатів систем, які обслуговують дизель. Датчики тиску палива GT-30A додатково включаються до складу систем NK-100, які в основному налаштовані для запису і розрахунку, і аналізу індикаторних діаграм робочого процесу в цилін-

драх СДВЗ за допомогою неохолоджуваного датчика тиску газів в циліндрі GT-20A (21) [2].

До складу системи входять такі датчики: датчик тиску в циліндрі GT-20 (GT-20A, GT-21), датчик тиску палива GT-30 (GT-30A), датчик тиску продувного повітря GT-205, датчик кута повороту колінчастого вала (фазовий датчик).

За результатами вимірювання одного або декількох робочих циклів на дисплей, в якості вихідної інформації, подаються:

- Розгорнута індикаторна діаграма;
- Діаграма вприскування палива;
- Середній індикаторний тиск;
- Частота обертання колінчастого вала;
- Максимальний тиск згоряння;
- Тиск стиснення;
- Тиск в заданій точці кривої розширення;
- Тиск продувного повітря;
- Кут максимального тиску згоряння;
- Максимальний тиск вприскування;
- Потужність кожного з циліндрів і двигуна в цілому;
- Тиск на лінії розширення в точці 36 град, після ВМТ.

На основі результатів вимірювання здійснюється контроль за параметрами робочого процесу і їх регулювання.

У документації NK-100 наведено приклади деяких характерних деформацій індикаторних діаграм у випадку різних несправностей елементів ЦПГ (отримана на двигуні діаграма - суцільною лінією, еталонна - пунктирною) [2].

Система DEPAS D4.0H (Одеський національний морський університет)

Система розроблена для використання на судових дизелях (головних і допоміжних). Так само система може бути використана на берегових дизельних енергетичних установках. Основні об'єкти моніторингу: головні і допоміжні судові дизелі, залізничні дизелі, берегові дизельні енергетичні установки. Модуль реального часу системи D4.0H призначений для безпосереднього запису даних робочого процесу і попереднього розрахунку 3-х ключових параметрів (тактність двигуна визначається автоматично):

- P_z (P_{max}) – максимальний тиск згоряння в циліндрі (середнє, мінімальне і максимальне значення за кілька робочих циклів);
- RPM – частота обертання колінчастого вала дизеля;
- P_t – середній тиск в циліндрі [2].

Автоматичне визначення тактності двигуна дозволяє проводити моніторинг без попереднього налаштування на тип дизеля. Дані індиціювання окремих циліндрів передаються з модуля D4.0H в комп'ютер через інтерфейс RS-232 зі швидкістю 115200 б / с.

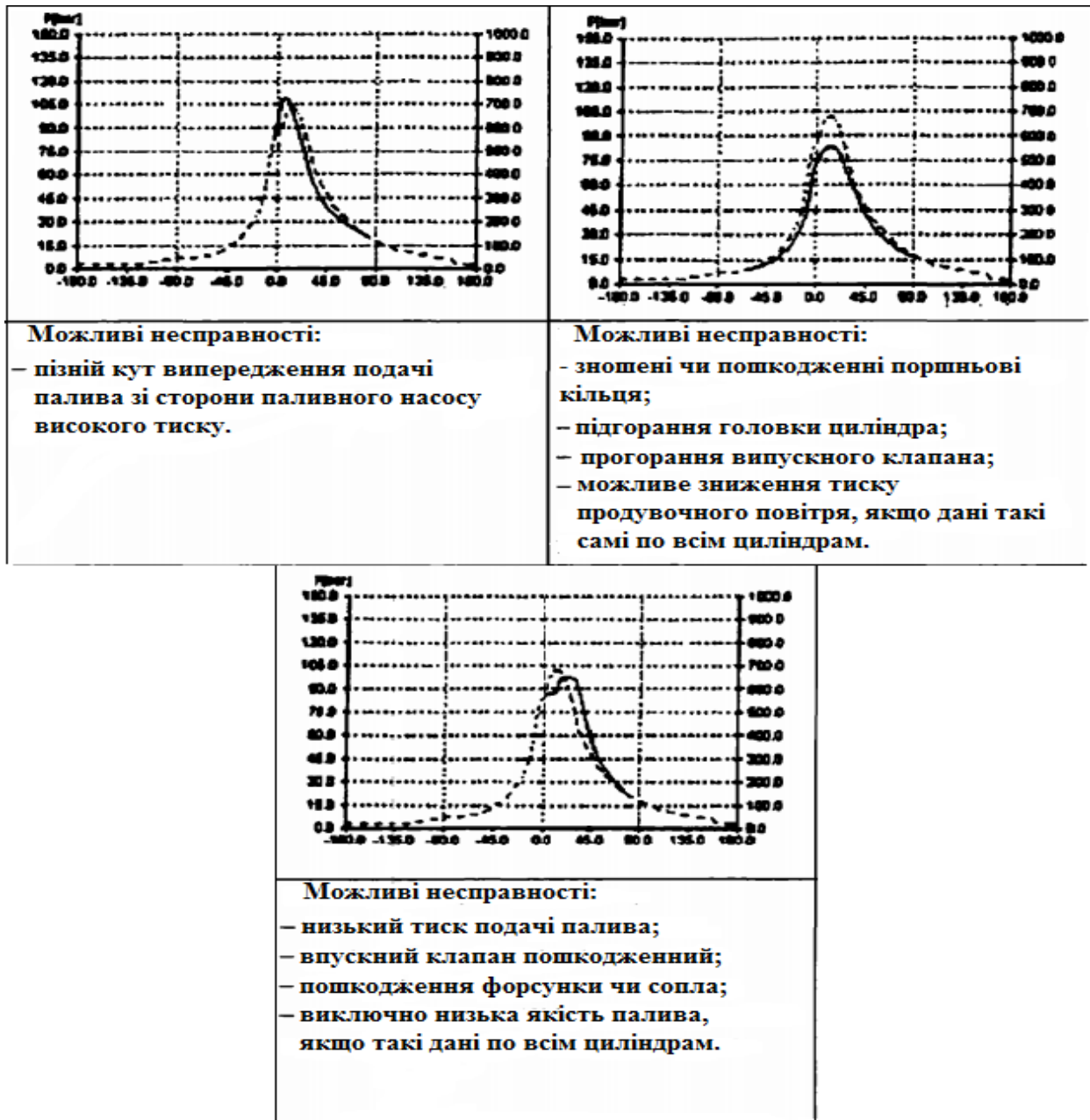


Рисунок 1 – Класифікація несправностей в NK-100 за допомогою індикаторних діаграм.

Програмне забезпечення здійснює розрахунок наступних параметрів:

- Середній індикаторний тиск $P_i // MIP$;
- Індикаторна потужність циліндра $N_i // P_i$;
- Частота обертання колінчастого вала RPM ;
- Максимальний тиск згоряння в циліндрі $p_z, p_z^{min}, p_z^{max} 1/2(\phi p_z), p_{max}, p_{max}^{min}, p_{max}^{max}(\phi p_z)$;
- Максимальний тиск стиснення p_{comp} ;
- Тиск на лінії розширення (36° после ВМТ) P_{exp} ;
- Максимальна швидкість підвищення тиску $v_m = \Delta p / \Delta f$;
- Ступінь підвищення тиску $\lambda = p_{max} / p_{comp}$;

- Тиск на початку згоряння $p'_c(\varphi P'_c)$;
- Дійсні і геометричні фази паливо передачі $a, a^G, \varphi_{INJ}, \varphi^G_{INJ}$;
- Період і кут затримки самозаймання палива $\tau_D, \varphi \tau_D$;
- Фази газорозподілу $\varphi^{op}_{in}, \varphi^{cls}_{in}, \varphi^{cls}_{exh}, \varphi^{op}_{exh}$;
- Аналіз технічного стану ПА і МГР;
- Диск в будь-якій точці діаграми p_x ;
- Дані спектрального-FFT аналізу (опція).

Характеристики програмного забезпечення:

1. $P(\varphi), P(V)$ – індикаторні діаграми;
2. $dP / d\varphi$ – діаграми похідних (кутова швидкість зміни тиску газів в циліндрі);
3. вібродіаграми $vib(\varphi)$ – для аналізу фаз подачі палива, газорозподілу і оцінки технічного стану паливної апаратури і механізму газорозподілу;
4. зведені діаграми, зведені бар-діаграми, зведена таблиця основних розрахункових параметрів;
5. розрахунковий метод визначення ВМТ циліндра (PLS-алгоритм);
6. звіт з робочого процесу в кожному циліндрі, зведений звіт;
7. Windows 98-XP.

Особливості системи DEPAS D4.0H.

Визначення ВМТ, НМТ і подальша синхронізація даних проводиться розрахунковим шляхом, за допомогою PLS-алгоритму «безфазової синхронізації». Завдяки використанню PLS-алгоритму моніторинг робочого процесу проводиться без установки синхронізуючих датчиків на маховику двигуна, що робить систему DEPAS D4.0H універсальною – готовою до використання на будь-якому двигуні без його попередньої підготовки. Крім переваг системи, пов'язаних з можливістю оперативного моніторингу, PLS-алгоритм має також наступні важливі властивості:

- PLS-алгоритм автоматично враховує скручування колінчастого вала на навантаженому двигуні;
- PLS-алгоритм автоматично враховує можливі невідповідності між дійсним станом ВМТ і відміткою на маховику, яка може виникнути внаслідок неточного маркування;
- PLS-алгоритм автоматично враховує зміщення ВМТ під час експлуатації внаслідок впливу зазорів в деталях КШМ й інших експлуатаційних факторів;
- PLS-алгоритм автоматично враховує вплив кінцевої швидкості проходження хвилі тиску в каналі індикаторного крана (від камери згоряння до мембрани датчика тиску);
- PLS-алгоритм дає можливість здійснювати моніторинг робочого процесу без попередньої підготовки двигуна (під час роботи з системами моніторингу, які використовують апаратну синхронізацію, найбільш трудомістка і тривала частина підготовки системи до роботи – установка фазового датчика і маркування маховика);

- відсутні часові та фінансові витрати на установку датчиків (застосування PLS-алгоритму дозволяє проводити індиціювання дизеля безпосередньо в процесі його експлуатації, без спеціальної підготовки, яка необхідна при апаратній синхронізації даних) [2].

Лабораторні тестування та практичні випробування систем DEPAS показали, що точність синхронізації при використанні PLS-алгоритму відповідає точності апаратної синхронізації. Абсолютна фазова похибка визначення ВМТ, НМТ і в цілому синхронізації не перевищує 0,5 °ПКВ, що дає можливість максимально точно розраховувати середній індикаторний тиск і індикаторну потужність циліндра під час експлуатації.

Фази подачі палива і газорозподілу, так само як і технічний стан ПА і МГР визначаються за допомогою контактного вібродатчика VS-20. Датчик має магнітну основу і міцно фіксується в місцях контактів. Визначення зазначених параметрів відбувається без безпосереднього впровадження в паливну апаратуру високого тиску і спеціальних кріплень до МГР [1],[2].

У системах DEPAS був вперше застосований вібродатчик спільно з датчиком тиску газів в циліндрі для детального аналізу робочого процесу в циліндрі СДВЗ. Аналіз вібродіаграм паливної апаратури і механізму газорозподілу разом з індикаторною діаграмою робочого процесу значно розширив область контрольованих параметрів. Діагностика технічного стану робочого циліндра стала можливою не тільки по діаграмі тиску газів, як це досі прийнято в більшості аналогічних комп'ютерних системах, але і по найважливішим процесам подачі палива і газорозподілу. Вібродатчик VS-20 стандартно включений до складу системи DEPAS. Система виконана в міцному корпусі, датчик тиску на кабелі винесено на зручну відстань. Система управляється однією кнопкою з чіткою фіксацією. Для управління використовуються три основні команди: коротке натискання - 'Click', подвійне натискання - 'Double Click' (аналогічно роботі з мишкою в системах Windows) і довге натискання - 'Long Press'. Загальна вага системи з датчиками менше 2 кг. Ємкості стандартних батарей (4xА1) вистачає приблизно на 10 годин роботи.

Використання вібродатчика в системі пояснюється на рисунку 2.

Верхня діаграма – переміщення голки форсунки під час вприскування палива. Середня діаграма – тиск палива перед форсункою. Нижня діаграма – перетворена вібродіаграма торця форсунки. Фази вприскування палива (початок – підймання голки і кінець – посадка голки – по верхній діаграмі) збігаються з передніми фронтами віброімпульсів на нижній вібродіграмі. Таким чином, аналіз вібродіаграм дає можливість оцінити фази подачі палива за допомогою контактного вібродатчика, без препарування форсунки і без впровадження спеціальних датчиків в систему високого тиску. Крім того, форма віброімпульсів відображає технічний стан форсунки і всієї паливної апаратури високого тиску в цілому. При нормальному технічному стані ПА форсунка генерує два імпульси (на початку і в кінці вприскування) з чітко вираженими передніми фронтами. В разі установки вібродатчика на торець

форсунки, фазова відстань від переднього фронту до ВМТ характеризує дійсний кут випередження впрыску палива. При установці вібродатчика на заглушку, навпроти відсічного вікна ПНВТ, фазова відстань від переднього фронту віброімпульса до ВМТ характеризує геометричний кут початку подачі палива ПНВТ (кут, що визначається по «меніску»). Використання системи DEPAS при експлуатації дизельної енергетичної установки дає наступні переваги:

- збільшити економічність робочого процесу, за рахунок точного регулювання паливної апаратури і механізму газорозподілу;
- збільшити міжремонтний період і скоротити витрати на технічне обслуговування, за рахунок рівномірного розподілу навантаження між циліндрами;
- виключити ризик виникнення аварійних ситуацій і суттєво підняти рівень технічного обслуговування СЕУ, завдяки своєчасному моніторингу і контролю робочого процесу;
- зменшити витрати на експлуатацію СЕУ [2].

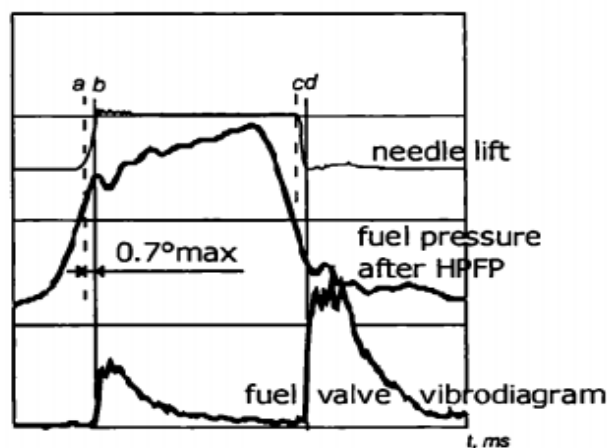


Рисунок 2 – Використання вібродатчика в системі DEPAS D4.0H

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Варбанец Р. А. Стационарные системы диагностики рабочего процесса судовых дизелей NK – 100, Kyma Disesl Analyzer / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский // Проблемы техники: научно – технический журнал. Хмельницкий национальный университет. - 2006 - № 1. – с. 91-102.
2. Судновий механік: Довідник // Авт. кол.: За ред. А.А.Фока, д-ра техн. наук, судн. старшого механіка. — У 3-х т. — Т. 1. — Одеса: Фенікс. 2008. — 1036 с., с. 162 – 195.

Єпур С.С., кер.проф Половинка Е.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Контроль робочих процесів суднових дизелів сучасними засобами

Сучасним дизелем є складний комплекс агрегатів, вузлів, деталей, складових єдине ціле і в той же час беруть участь в часом незалежних один від одного процесах. Оцінювати технічний стан дизеля в цілому за допомогою декількох параметрів - завдання через складність об'єкту практично нерозв'язна, і тому зі всього різноманіття елементів і процесів потрібно вибрати ті, від стану яких найбільшою мірою залежать ефективність роботи дизеля, його надійність і ресурс. Слід також враховувати витрати часу і засобів на визначення технічного стану цих об'єктів, якщо користуватися традиційними методами.

З метою визначення об'єктів діагностування були використані матеріали статистичного аналізу надійності малообертових двигунів, що знаходяться в експлуатації на судах різних серій. З аналізу виходить, що найбільше число пошкоджень доводиться на кришки циліндрів, поршні, поршневі кільця, втулки циліндрів, крейцкопфни і мотилеві підшипники, паливну апаратуру.

Характерний, що до найбільш трудомістких робіт відносяться операції по заміні деталей циліндро-поршневой групи (ЦПГ), відносна трудомісткість яких складає 23,8% від витрат по всьому двигуну. Звідси витікає, що насамперед автоматизації контролю і діагностики слід піддати елементи ЦПГ, працездатність яких значною мірою визначається організацією, якістю протікання робочого процесу в циліндрах, у свою чергу залежного від роботи системи повітропостачання і паливоподачі.

Діагностика стану ЦПГ

Відомо, що порушення в процесі згорання палива часто викликають збільшення термічних навантажень і зростання температури стінок камери згорання. Коли подібні умови зберігаються в циліндрі достатньо тривалий час, то це може привести до виникнення аварійних ситуацій.

Щоб виключити відмічені небажані явища в роботі двигуна, необхідно їх своєчасно виявляти. З цією метою пропонується встановлювати диференціальну термопару в кришці циліндра або у верхній частині втулки, що не перекривається поршнем при його положенні у ВМК (рисунк 1). Оскільки величина питомого теплового потоку пропорційна перепаду температур Δt у стінці, то останній і використовується як індикатор теплового навантаження. Зростання теплового навантаження встановлюється по збільшенню відхилення Δt від його еталонного значення, яке повинне бути задане за допомогою математической моделі, яка враховує вплив на Δt всіх зовнішніх умов.

Температура втулки циліндра, вимірювана в зоні розташування поршневих кілець при положенні поршня у ВМТ, у меншій мірі реагує на зміни в

розподілі палива за об'ємом камери згорання і в його згоранні, оскільки в цей період ця частина втулки перекривається поршнем. Але в той же час температура втулки в зоні кілець добре відображає технічний стан пари втулка - поршневі кільця.

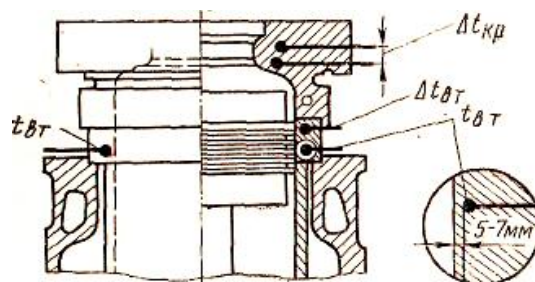
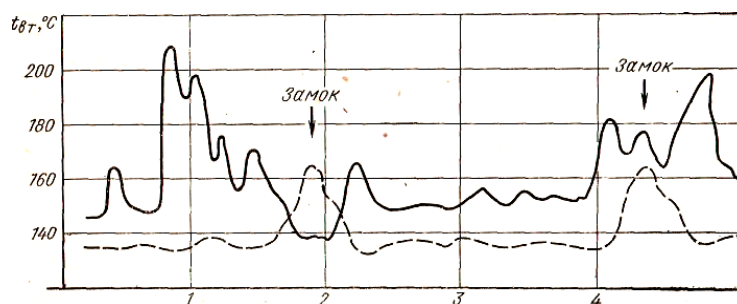


Рисунок 1 - Розташування термодпар у кришці і втулці циліндра

Температура втулки може бути структурно представлена у вигляді суми два складових: першим, визначуваним тепловим навантаженням циліндра, в свою чергу в основному залежною від його навантаження, і вторій, що відображає технічний стан кілець і втулки.



— термопара правого борту; ----термопара лівого борту

Рисунок 2 - Криві температури втулки циліндра в зоні знаходження поршневих кілець при положенні поршня у ВМТ

Алгоритм діагностики зводиться до знаходження $\Delta t = t_{\theta} - t_{\theta'}_{\text{и}}$
 $\Delta t = f(\tau)$, де τ - час, а $t_{\theta'}$ - еталонне значення температури втулки, що є в основному функцією навантаження циліндра, яке може бути охарактеризована P_i і n або G_{θ} і n , і параметрів повітря, що поступає в нього P_s і T_s . Якщо решта чинників, що роблять вплив на теплообмін в циліндрі, в тому числені умови теплоотвода, прийняти незмінними, то математичну модель $t_{\theta'}$ можна представити у вигляді наступної залежності:

$$t_y = A + B \frac{T_s^{1,25} p_i^{1,5} n^{0,35}}{p_s^{1,2}},$$

де A і B - постійні коефіцієнти, що уточнюються експериментально. Ця формула була запропонована Норвезьким дослідницьким інститутом NSFI.

Пульсуючий характер температури втулки циліндра і пов'язана з цим трудність знаходження середнього значення її в задані інтервали часу зумовили необхідність пошуку іншого критерію оцінки стану пари втулка-кольца. У основу покладені наступні міркування. Короточасні сплески температури, викликані відставанням кільця від поверхні циліндра і проривом газів в зазор, що утворився, не представляють серйозної небезпеки, якщо вони не виходять за допустимий рівень температури і якщо відносна тривалість цих виходів (віднесена до певного відрізка часу) також знаходиться в допустимих межах. І навпаки, тривала (по сумі часу сплесків) дія на втулку гарячих газів рухомих в зазорі уздовж стінки циліндра з великими швидкостями, приводить до руйнування масляної плівки і появи підвищеного тертя, що супроводжується мікрозадираками. Гази, що прориваються, надають шкідливу дію також на поршень і поршневі кільця. Перегрів кілець викликає втрату ними пружних властивостей і деформацію, а це посилює явища, зв'язані з втратою щільності. Перегрів поршня веде до коксування масла, що знаходиться на його бічних поверхнях. Тверді коксові частинки потрапляють в зазор між поршнем і втулкою, що спричиняє за собою утворення рисок і задиров. Коксування масла в канавках приводить до зменшення зазору між кільцями і верхніми площинами канавок (що обумовлює зниження тиску газів в порожнинах за кільцями), зниженню розширювальної дії газів і появи колапсу кілець, а при частковій втраті рухливості кілець - до їх поломки [3].

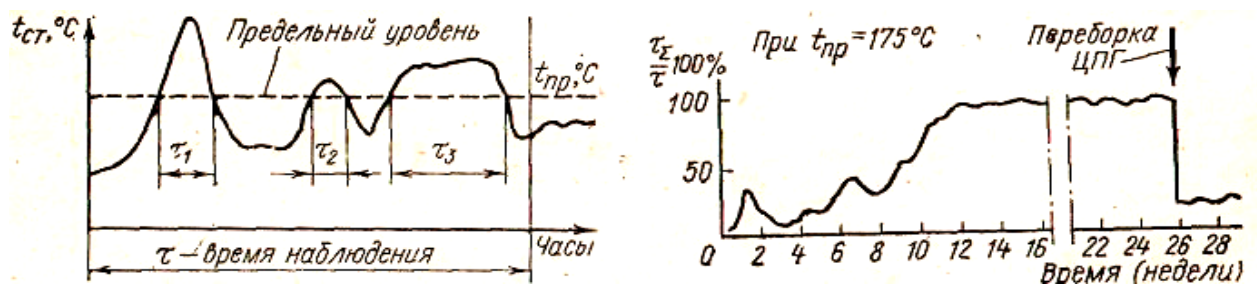


Рисунок 3 - Метод обробки кривої зміни параметра для визначення

Рисунок 4 - Тенденція температури втулки циліндр τ_{Σ} / τ стану τ_{Σ} / τ

Тому якщо досвідченим шляхом призначити допустимий рівень температури і протягом інтервалу часу τ підрахувати загальну тривалість τ_{Σ} всіх перевищень температури над цим рівнем (рисунок 3), то

$$\frac{\tau_{\Sigma}}{\tau} = \frac{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \dots}{\tau}$$

відношення $\frac{\tau_{\Sigma}}{\tau}$ і буде параметром, який, як показали дослідження, може достатньо повно характеризувати стан пари втулка-поршневе кільця.

Гранично допустима величина цього відношення, так само як і гранична температура, що приймається за-уровень порівняння, винна ви браться для кожного двигуна самостійно і на основі досвіду.

Для того, щоб виключити вплив режиму τ_{Σ} / τ , можна за межу порівняння приймати температуру, що обчислюється по виразу. Характер зміни стану циліндра з часом роботи

двигуна отримаємо, якщо побудувати графік залежності τ_{Σ} / τ від часу, аналогічний представленому на рисунку 4.

Процес знімання свідчень термодатчиків і підрахунку t_{cp} або τ_{Σ} / τ може бути автоматизований або шляхом підключення датчиків температури до ПК, що включається в комплекс діагностичного устаткування (рисунк 2), або за допомогою окремих електронних блоків (МІ-1 «Аутроніка», QHFA-625 ACEA).

Діагностика умов тертя в циліндрі

Розглянуті алгоритми направлені на оцінку стану ЦПГ, змінного з малою швидкістю. Використовувані термодатчики володіють досить значною інерцією і тому не реагують на швидку зміну умов тертя в циліндрі. Поставлене завдання може бути вирішене, якщо використовувати термодатчик, яка давала б інформацію про зміну температур безпосередньо на самій поверхні тертя. Наявність такої інформації дозволила б негайно реагувати на появу в циліндрі локальних ділянок сухого тертя і мікрозадири і своєчасно приймати необхідні заходи, щоб не дати розвинутися цим явищам до небезпечних меж, що загрожують серйозною аварією.

Така термодатчик, звана поверхневою, і зв'язані з нею блоки обробки інформації представлені на рис. 5

Термодатчики встановлюються в площині циліндра, де задири є найбільш вірогідними, урівень з поверхнею тертя. Коли поршневе кільце проходить мимо термодатчик, вона фіксує миттєве підвищення температури, що виражається в появі короткочасного сплеску над середнім рівнем температури втулки. Величина цього сплеску залежить від товщини масляної плівки між кільцем і втулкою (термодатчик) — від умов тертя.

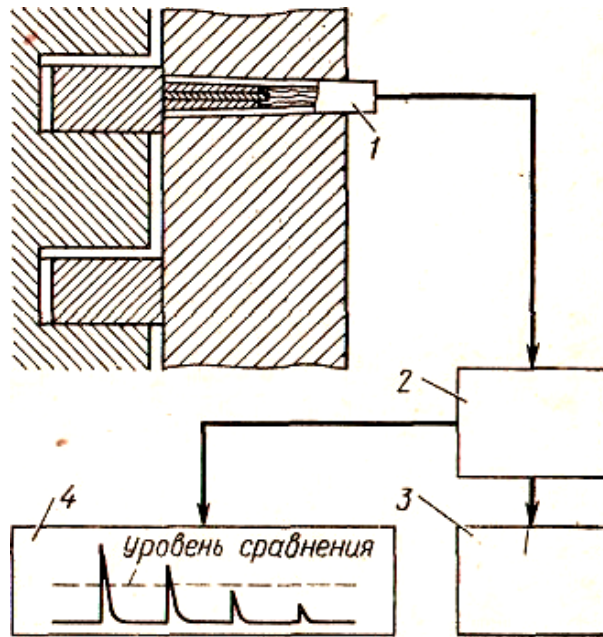


Рисунок 5 - Реєстрація поверхневої температури

1 - термопара; 2 - блок порівняння і підрахунку імпульсів; 3 - цифровий дисплей; 4 - осцилоскоп для спостереження за сплеском температури

Гарячий шар термопари утворюється на самій поверхні шляхом наволочення при терті тонкого шару одного з металів термопари на іншій. У міру зносу втулки і термопари цей шар безперервно поновлюється. Алгоритм діагностики появи підвищеного тертя і мікрозадирів складається з наступних компонентів: вимірювання сигналів ЕДС термопар і їх порівняння з допустимим рівнем (рисунок 5)[3], нижче за яке реєстровані сплески температури вважаються нормальними; підрахунок кількості сигналів, що виходять за допустимий рівень протягом спостережуваного інтервалу, і порівняння з допустимою граничною величиною.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.

1. Возницкий И.В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей. — М.: Мортехинформреклама, 1984. — 247с.
2. Возницкий И.В., Камкин С.В., Шмелев В.П., Осташенков В.Ф. Рабочие процессы судовых дизелей. — М.: Транспорт, 1975. — 296с.
3. Иванов Л.А. Теплонапряженность и эксплуатационная надежность цилиндропоршневой группы судового дизеля. Мурманск, 1974. — 208 с.

УДК 621.431.7.068.4-048.78

Сурмило А.О., кер. доц. Кардаш В.П.
Національний університет «Одеська морська академія»

Шляхи підвищення екологічних характеристик судового двигуна

Проблеми захисту навколишнього середовища від шкідливих забруднень актуальні для всієї енергетики, в тому числі й судової. Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами судових дизелів щорічно складають

мільйони тонн. Основним міжнародним документом, що регламентує екологічні параметри роботи суднових енергетичних установок, є Міжнародна конвенція MARPOL.

У конвенції МАРПОЛ 73/78 передбачено заходи, щодо скорочення і запобігання забруднення морського середовища, як нафтою і нафтопродуктами, так і іншими речовинами, шкідливими для мешканців моря, що перевозяться на судах або утворюються в процесі їх експлуатації.

Правові норми, тобто інструкції, щодо запобігання забруднення атмосфери з суден містяться в Додатку VI до Конвенції МАРПОЛ 73/78.

В Додатку встановлені межі емісії оксидів сірки та азоту від енергетичної установки судна і забороняють неконтрольовану емісію речовин, що руйнують озоновий шар атмосфери [1-3].

Провідні лідери дизелебудування MAM B&W, Wartsila, Hyundai, Mitsubishi, CAT та інші оснащують свої двигуни дорогими системами організації та контролю запалення палива, новітнім високотехнологічним обладнанням, що знижує кількість шкідливих викидів.

В останні роки це призвело до збільшення застосування дизелів з безпосереднім уприскуванням палива і електронним управлінням, що дозволяє отримати точне і виключно гнучке визначення параметрів уприскування палива, значно поліпшити експлуатаційні якості, підвищити надійність, знайти резерви щодо підвищення технічного рівня: тільки такий шлях дозволяє виконувати широкий ряд технічних вимог, що пред'являються сучасним дизелям.

Сучасні методи зниження шкідливих викидів суднових дизелів, являють сьогодні наукомісткі технології передових світових інститутів.

Так фірма MAM B&W інтенсивно працює у напрямку використання технології рециркуляції відпрацьованих газів EGR (Exhaust Gas Recirculation) стосовно великих малообертових двигунів, отримані багатонадійні результати в зниженні викидів NOx дизельних двигунів, як стверджує фірма, на десятиріччя. Наприклад, при ступені рециркуляції 15-20 % відбувається зменшення викидів NOx до 60-80 %.

Першим кроком до зниження викидів NOx, на думку фірми Wartsila, є застосування «внутрішніх заходів» по двигуну, щоб відповідати чинним обмеженням. Ці заходи включають застосування більш високого ступеня стиснення, «пізнього» впорскування палива одночасно з використанням зміненої конструкції розпилювача й адаптованих фаз газообміну. Вони є простими й ефективними, та не впливають на надійність двигуна [4-5].

Іншою технологією зниження емісії NOx, на думку фірми Wartsila, є введення води в камеру згоряння. Емульгування палива (водопаливних емульсій) піддавалося тривалому вивченню. Гнучкість у налаштуванні двигунів RT-flex з системою Common Rail полегшує їх адаптацію до введення емульсованого палива. Використовувані в даний час насоси та їх виробники роблять можливим зниження емісії NOx на 20 % щодо існуючих обмежень

Рівень 1. Як альтернатива, вода може бути безпосередньо впорснута в камеру згоряння окремо від палива.

Фірма MAN Diesel здійснила досліdну експлуатацію своїх середньооборотних двигунів з селективним каталітичним відновленням (SCR

- SELECTIVE CATALYTIC REDUCTION) відпрацьованих газів і технологією подачі вологого повітря в циліндри двигуна (HAM – Humid Air Motor). Впровадження цих заходів дозволило отримати значне зниження викидів окисів азоту (NOx) до меж рівня Tier III вимог Міжнародної морської організації (IMO – International Maritime Organization), які набирають чинності після 2016 для прибережних районів плавання морських суден.

Також для запобігання димності на вихлопі нещодавно фірмою MAN була розроблена система «Lambda Control System »

Цикл Міллера скорочує такт стиснення шляхом такту впуску, зберігаючи рух поршня вгору і вниз однаковим по швидкості (як у класичному циклу Отто). Для цього Міллер запропонував два різних підходи: або закривати впускний клапан істотно раніше закінчення такту впуску (або відкривати пізніше початку цього такту).

Цікавою є так само можливість використання « хімічного » наддуву із застосуванням азотних палив і монотоплів , що створює можливість організувати робочий цикл дизеля без використання кисню атмосферного повітря або часткове його використання (анаеробний цикл) [6-8].

На даний момент становить інтерес використання методу зміни складу повітря в дизельних двигунах. Збільшення вмісту кисню, що реагують в суміші паливо - окислювач призводить до скорочення часу згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій самій стехіометрії (щодо кисню до палива). Це дає можливість потенційного збільшення термічного ККД і питомої потужності дизеля[9-11].

Згідно з дослідженнями, проведеними університетом Мічігану (США) достатнього підвищення (10 %) вихідних характеристик ДВС можна досягти в результаті відносно невеликого підвищення концентрації кисню до 23 %, в той час як 90 % поліпшень можна досягти при 35 %. При концентрації кисню в надувочному повітрі від 23 % до 35 % циліндрова ефективна потужність збільшується від 10 до 90 % при різних навантаженнях. При зниженій подачі палива потужність збільшується навіть більш, приблизно на 12 % і 110 % при тих же концентраціях відповідно. Таке підвищення потужності супроводжується підвищенням середньоефективного тиску і зниженням питомої ефективної витрати палива. Очікуване збільшення термічного ККД викликано більш високою швидкістю горіння, особливо під час фази дифузії. Однак, незважаючи на переваги використання збагаченого повітря максимальний тиск згоряння підвищувався від 3 % до 35 %, хоча таке підвищення P_z було менше підвищення циліндрової потужності.

Результати дослідження впливу збагаченого надувного повітря на робочі характеристики ДВС:

1. На повному навантаженні при збільшенні вмісту кисню в повітрі від 21%

до 35 % і при збереженні постійного співвідношення кисень - паливо, середньооефективний тиск зріс до 90 %, а питома витрата палива знизилася на 15%.

2. Пізнє уприскування палива справив позитивний вплив, надавши значний вплив на максимальний тиск згоряння, при цьому не сильно погіршивши значення потужності й витрати.

3. Викиди NO_x , пораховані на основі адіабатичної температури полум'я, збільшилися майже в 4 рази при вмісті кисню в повітрі від 21 % до 35%. Також регулювання кута випередження упорскування може сприяти невеликого зниження викидів, проте необхідні інші способи боротьби з NO_x для відповідності стандартам викидів.

4. Регулюючи максимальний тиск кутом уприскування палива можна досягти значно більших успіхів в збільшенні потужності двигуна при використанні збагаченого повітря в порівнянні з іншими методами. До того ж, при утилізації підвищеної теплоти відпрацьованих газів ідея використання збагаченого повітря стає ще більш привабливою.

5. Оскільки необхідні зміни в системі впуску двигуна не становлять складності, дана установка може без зволікань використовуватися в складі енергетичної установки [12].

NASA Equilibrium Calculations for diff % of O_2

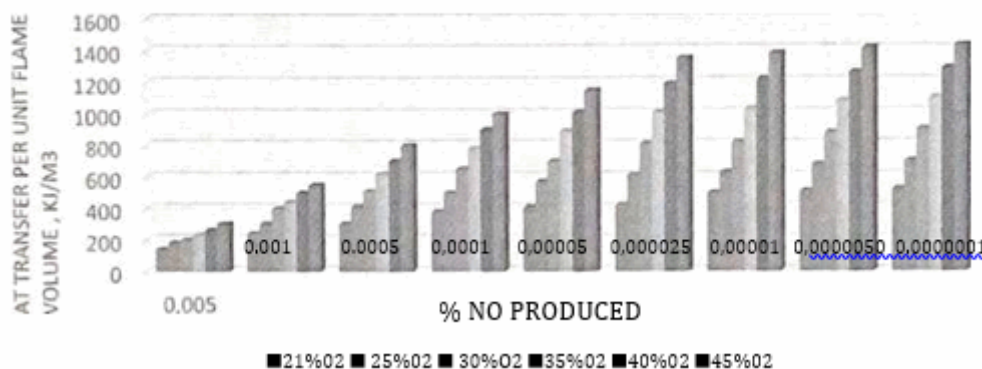


Рис. 1. Залежність викиду окислів азоту від процентного змісту кисню

Більш високий викид окислів азоту, обумовлений підвищеною температурою згоряння, є головним недоліком використання збагаченого повітря. Вивчивши інформацію про існуючі методи зниження шкідливих викидів, вимоги МАРПОЛ до викидів та хімії шкідливих речовин пропонуємо наступний метод:

Якщо використовувати подачу повітря, збагаченого азотом, в циліндри двигуна після періоду затримки самозаймання, це призведе до екзотермічної реакції окислення азоту. В результаті чого сповільнюється процес перетворення хімічної енергії палива в теплову, знизиться зростання температури і тиску в камері згоряння. Це призведе до зниження «жорсткості» роботи двигуна, збільшення періоду початкового горіння (II) (Рис 2.) А потім, подавати повітря, збагачене киснем в момент початку період основного горіння (III), можна досягти повноти згоряння палива, підвищення потужності,

зменшення питомої витрати палива, зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами і відкладень на проточній частині турбонагнітача. Збільшення вмісту кисню суміші паливо - окиснювач, яка реагує і на нашу думку, призведе до підвищення якості згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій же стехіометрії (кисень до палива). Це дасть можливість потенційного збільшення термічного ККД, питомої потужності дизеля і керувати процесом згоряння палива. При збагаченні повітря киснем викиди видимого диму, твердих частин і незгорілих вуглеводнів зменшаться в результаті більш повного згоряння в значно ширшому діапазоні навантажень.[13-15).

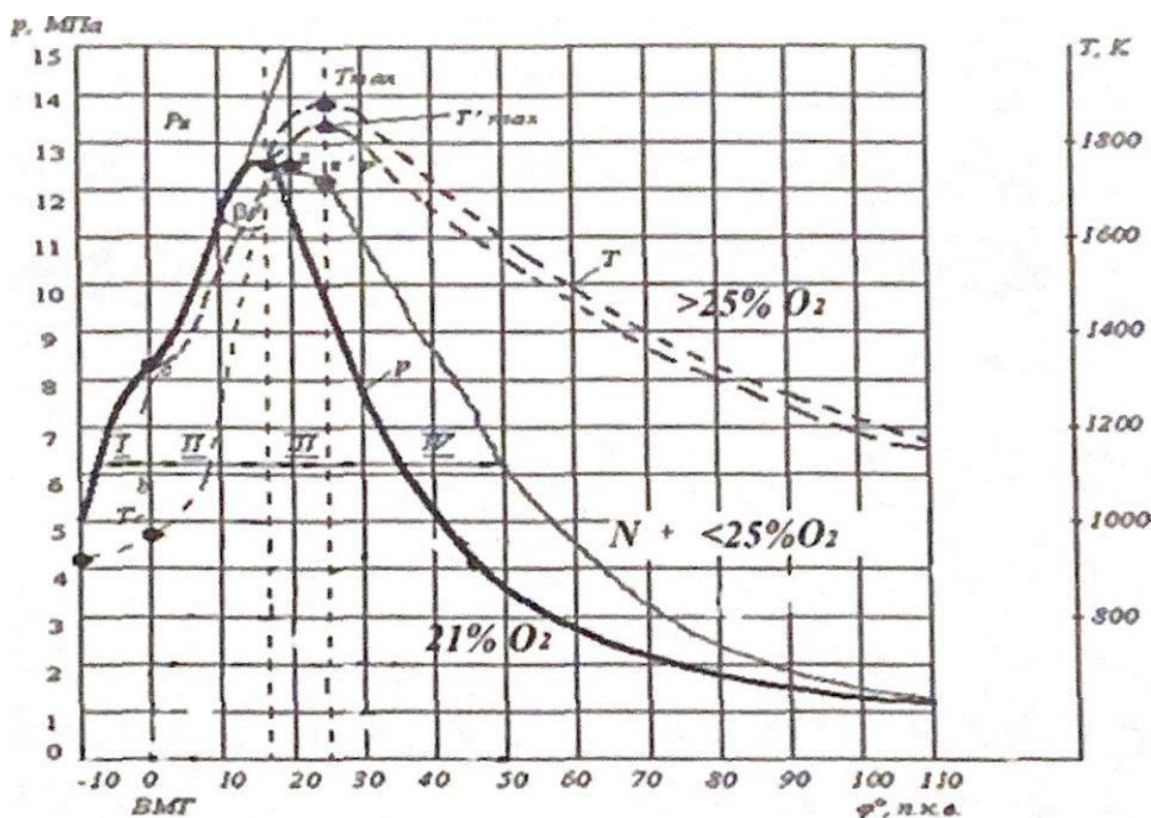


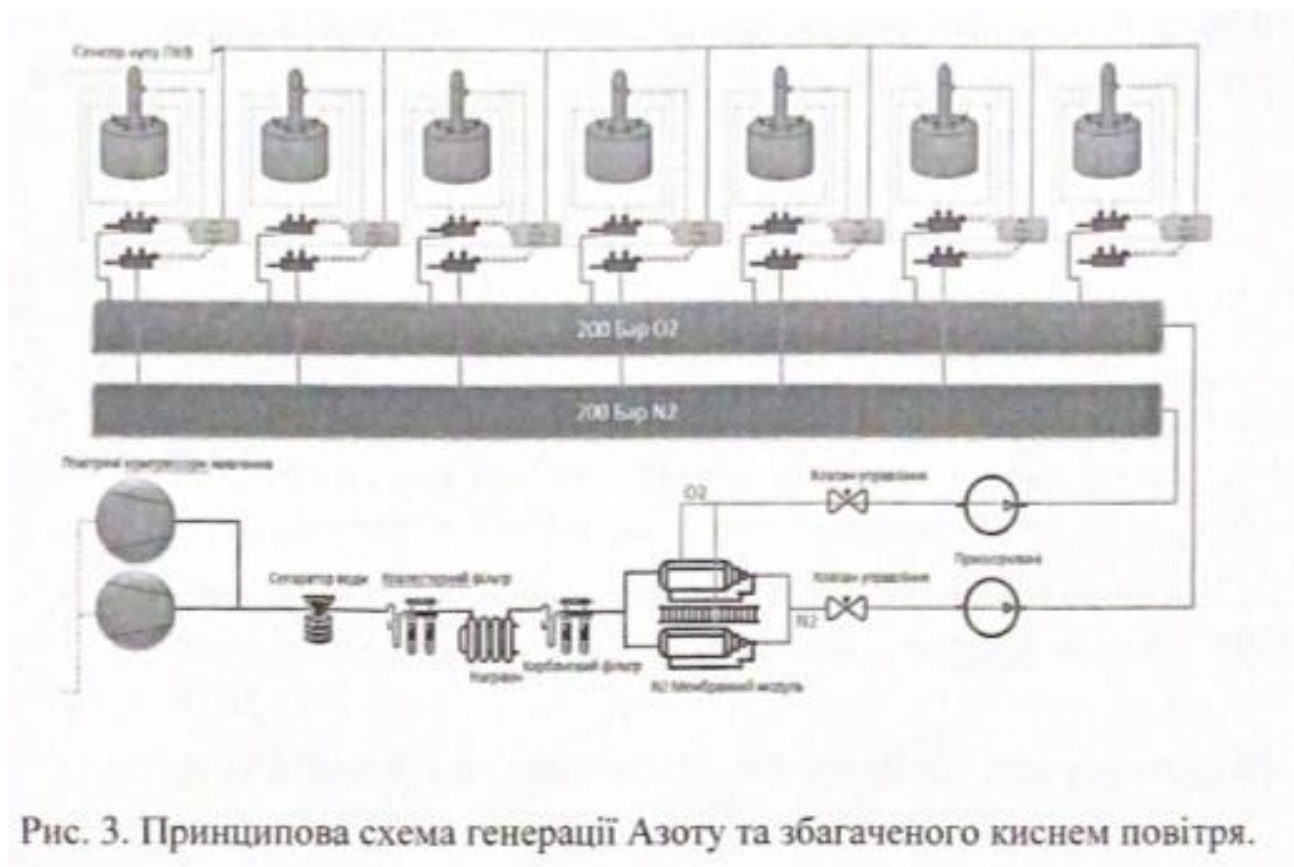
Рис 2 Індикаторна діаграма роботи суднового двигуна з додаванням азоту та збагаченого киснем повітря

Технічні характеристики установки розділення повітря, у складі СЕУ, дозволяють отримувати повітря, збагачене киснем до 40 % за об'ємом. Збільшення вмісту кисню в реагуючій суміші паливо - окислювач на нашу думку призведе до підвищення якості згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій же стехіометрії (щодо кисню до палива).

Збагачене киснем повітря, можна отримати за допомогою мембранної установки розділення повітря. В основі роботи мембранної установки лежить принцип виборчої проникності: волога, CO_2 і кисень O_2 проникають через стінку мембрани легше, ніж азот N_2 , таким чином, первісна суміш газів розділяється на два потоки - азот N_2 і збагачений 40% кисень O_2 .

Для реалізації такого циклу пропонується схема (рис.3) та (рис.4) , до складу якої входить живильні компресори для закачування стиснутого по-

Оскільки необхідні зміни в системі наддуву двигуна не становлять складності, дана схема установки може без зволікань використовуватися у складі енергетичної установки.



ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Додаток I та II Конвенції МАРПОЛ 73/78 про "Правила запобігання забруднення нафтою" та "Правила запобігання забруднення шкідливими речовинами, які перевозяться наливом", 1981. - 361 с.
 2. Приложение к Резолюции МЕРС 177(58): Технический кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей. - 1997. - С.10.
 3. Альфредович В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания: метод. пособие. - Минск. - БНТУ. - 2016. - С. 54.
 4. Андрусенко С.Е., Матвеев Ю.І. Вісник АГТУ, Морська техніка та технології, 2012р. Видавництво- Вістник, 35с.
 5. Белоусов Е.В. Нові підходи організації робочих процесів в ДВЗ, конференція ХДМА, 2012р.-4с.
 6. Пелепейченко В.І. Показники теоретичного циклу ДВЗ з хімічним наддувом / В.І. Пелепейченко, А.О. Каграманян // Двигуни внутрішнього згорання. - 2009. - № 1. - С. 28-34.
 7. Промтов М.А., Анализ методов снижения вредных веществ в отработанных газах судовых дизелей (обзор), Тамбов, 2015, С-9.
 8. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов: учебник для высших учебных заведений - 2-е издание. М.: Транспорт . - 1990. - 368 с.
 9. Краснова Е.В. Улучшение экологических характеристик водородного дизеля усовершенствованием рабочего процесса: дис. на соискание уч. ст. кан. техн. наук. Москва - МГТУ им. Н.З. Баумана. - 2015 . - С. 417-420.
- Ю.Пронин Е.Н. Использование сжиженного природного газа на водном

транспорте: Санкт-Петербург. - Наука. - 2016. - С. 3-8.

11. Окунев В. Н. «Перспективные технологии нейтрализации оксидов азота в отработавших газов энергетических установок». Работы II Международного научно-технического семинара

«Использование, проектирование и эксплуатация судовых ДВС»

2007 г. // - СПб.: ИПЦ СПГУВК, 2008. - с. 245 - 250.

12. Assasin D.N. et al., Study of using oxygen-enriched combustion for locomotive diesel engine, Journal of engineering for gas turbines and power Y.2001, vol. 123, No.

13. Голубев М.В. Совершенствование процессов фильтрации и охлаждения отработавших в газов судовой дизельной установки: дис. На соискание уч. ст. кан. техн. наук. Одесса- ОНМА.-2016.-С.157-164

14. Костюченко Д.С., Кардаш В.П. Использование в двигателях внутреннего сгорания воздуха, обогащенного кислородом. III Всеукр. студ. науч. конф. // «Сучасні проблеми морського транспорту та безпеки мореплавства».-Херсон: издат. ХДМА. - 2013.- 259-265.

15. Шліхта О.М., Кардаш В.П. Підвищення енергоефективності робочого процесу суднового двигуна . Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт», 21.03.2019-22.03.2019.-Одесса: НУ «ОМА»\2019.- 232-237.

УДК 621.431.7:662.76

Ткачук М.С., Родзієвський О.В., кер.доц. Богач В.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Особенности процесса мащения цилиндров судовых двигунів MAN-B&W

Всі системи змазування цилиндрів судових ДВЗ мають загальну структуру. Однак, за спільністю цієї структури ховається велике різноманіття конструкцій окремих елементів мастильних пристроїв і систем у цілому. Приводи лубрикаторів забезпечують синхронне переміщення нагнітальних елементів з певним положенням поршня в цилиндрі, а також мають зв'язок з навантаженням двигуна.

Як показують дослідження [1,2] істотний вплив на процес надходження масла до поверхонь тертя має геометрія каналу розташованого в стінках циліндрової втулки, що з однієї сторони через запірний клапан періодично поповнюється маслом, а з іншого боку - постійно випробовує вплив газів з боку порожнини циліндра.

Це значить, що ділянка нагнітального тракту системи між клапаном і дзеркалом циліндра знаходиться під впливом тиску газів величиною 1,5...3 МПа. Причому, у двигунів MAN-B&W (з верхнім підведенням масла), такий вплив відбувається на кожному ході поршня.

Аналіз умов роботи системи мащення у сполученні з результатами осциллографування дозволяє визначити періоди, коли обидві частини нагнітального тракту розділені безповоротним клапаном, починають працювати спільно.

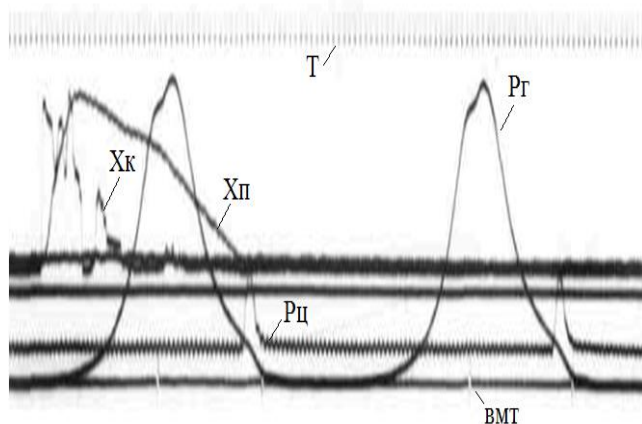


Рис.1 Осциллограма процесу подачі мастила

Приклад осциллограми процесу подачі масла в циліндр з верхнім розташуванням мастильних отворів наведений на рис.1. Аналіз її показує, що плунжер може починати рух у різні моменти, але в межах тих самих 180° п.к.в., і робити повний хід в один прийом або вроздріб. Залежно від повноти ходу плунжера й моменту початку його руху, тиск у нагнітальному трубопроводі перед клапаном лежить у межах $0,3 \dots 0,8$ МПа, а тиск із боку циліндра змінюється від

$0,16$ до $2,2$ МПа.

Зіставлення запису тиску масла перед клапаном штуцера (P_m) із записом тиску газів (P_g) показує, що клапан може відкриватися тільки у двох діапазонах повороту колінчастого вала. Перший діапазон лежить між 320° п.к.в. і 32° п.к.в., тобто, коли поршневі кільця перебувають над каналами підведення масла, а другий - між 120° п.к.в. і 290° п.к.в., коли кільця перебувають нижче мастильних отворів.

На сталому режимі роботи двигуна зміна тиску P_g від циклу до циклу залишається постійним, тиск же масла в клапана (P_m) у кожному циклі різко міняється. Це пояснюється розходженням моментів і величин ходу плунжера, швидкістю його руху, а також рівнем тиску газів зсередини циліндра, що протидіють відкриттю клапана.

З осциллограмм видно, що циклова порція масла подається в передкамеру переважно за $2 \dots 3$ відкриття клапана, що відбувається приблизно протягом одного оберту вала на початку кожного циклу подачі масла. На наступних обертах, до чергового ходу плунжера, подача масла за клапан відсутня.

Таким чином, якщо частоту й моменти відкриття клапана штуцера отождествити із частотою й моментами надходження масла в циліндр, то неважко дійти висновку про незадовільний розподіл його по дзеркалу навіть на тих оборотах, коли існує подача.

При збільшенні продуктивності лубрикатора, частота подачі й тиск у мастилопроводі істотно збільшуються, що приводить до надходження в канал втулки всієї циклової порції за одне відкриття клапана. З позицій відомих поглядів про надходження масла в циліндр, це погіршує розподіл його по дзеркалу.

Таким чином, у системі змазування циліндрів досліджуваних двигунів є перерви в подачі масла до поверхонь тертя, що добре проглядається як по зміні тиску в мастилопроводі (лінія Рм), так і по відкриттю безповоротного клапана.

Звідси слідує, що ні конструкції приводів лубрикаторов, ні самі лубрикатори (при всіх їхніх особливостях), ні величини порцій масла, якого-небудь помітного впливу на керування подачею масла в циліндр не мають.

Це підтверджується аналізом стану деталей ЦПГ при розкритті циліндрів. Виявляється, що у всіх дизелів, незалежно від існуючих особливостей лубрикаторних систем, на голівках поршнів вище першого кільця навпроти мастильних отворів є однакові сліди зустрічі масла з поршнем, рис.2, у вигляді доріжок нагару на бічній поверхні голівки, розташованих навпроти мастильних отворів.

Ці сліди, у сполученні з результатами осцилографування, указують на існуючу невідповідність часу надходження масла в циліндр періоду відкриття безповоротного клапана.



Рис.2 Сліди зустрічі масла з поверхнею головки поршня

Проведений аналізу умов роботи системи змазування циліндрів показує, що вона не забезпечує керований плунжером лубрикатора процес подачі масла за безповоротний клапан. Більше того, практично на всіх режимах роботи двигуна клапан відкривається в основному при положенні поршня поблизу мертвих крапок, тобто, коли у мастильних отворів зсередини циліндра встановлюється досить низький й відносно постійний тиск газів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Богач В.М. Исследование процесса маслоподачи двухрядной системой “Puls” без аккумуляирования давления масла / В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 34 - Одесса: ОНМА. - С.113-120.
2. Шебанов А.Н. Исследование процесса маслоподачи двухрядной лубрикаторной системой с аккумуляирование давления масла / А.Н. Шебанов, В.М.

УДК 621.812

Панарін Р.Р., Міргород К.Д., кер.доц. Журавльов Ю.І.
Національний університет «Одеська морська академія»

Основні напрямки підвищення довговічності паливної апаратури (ПА) суднових дизелів

Довговічність деталей суднових технічних засобів (СТЗ) в значній мірі залежить від стану робочих поверхонь трибосполучень. Вона може бути підвищена шляхом забезпечення їх якості при виготовленні по конструкторському і технологічному напрямів з подальшим збереженням в період експлуатації.

До числа найважливіших показників якості деталей можна віднести точність їх виготовлення і шорсткість робочих поверхонь. Конструктивні елементи можна згрупувати за принципом "охоплювана - охоплює поверхню". Розглянемо ряд прикладів.

Так, поле допуску втулки циліндрів для крейцкопфних двигунів при діаметрі $D \geq 500$ мм має відповідати квалитету Н8, а зазначені вище поверхні - головки поршня - повинні бути виконані по посадкам: Н8 / f8; Н8 / f9; Н9 / f9; Н9 / e8; Н8 / e9 і мати шорсткість Ra 2,5. Для обробки зовнішніх поверхонь головки поршня необхідно точіння і шліфування, а внутрішніх у втулки - розточування на алмазно-розточувальному верстаті і хонінгування. Торцеві поверхні втулки вимагають додатково притирання.

Вимоги до шорсткості шийок колінчастих валів (охоплюються поверхні) істотно жорсткіше: шорсткість не менше Ra 0,32 для діаметрів до 100 мм і Ra 0,63 - для діаметрів більше 100 мм. Технологія їх забезпечення також набагато складніше: крім точіння, проводять попереднє і тонке шліфування, а потім здійснюють мікродоводку абразивними пастами для отримання шорсткості Ra 0,16 ... 0,32. В кінцевому рахунку, це дозволяє усунути хвилястість та підвищити експлуатаційні властивості цієї групи особливо відповідальних деталей як головних і допоміжних суднових дизелів, так і компресорів.

Вкладиші (що охоплює деталь) є опорами шатунних і корінних шийок колінчастого вала і пальця. Конструктивно вони виконуються з двох половин з робочою внутрішньою поверхнею, залитої якимось антифрикційним матеріалом. Для отримання рідинного тертя діаметральний зазор у вкладиші встановлюють з урахуванням допуску на виготовлення - 0,0007 ... 0,0012 діаметра кривошипа. Тому отвір розточують, підрізають торці, обробляють фаски на алмазно-розточувальних верстатах.

Наведені приклади показують, що технологія отримання робочих поверхонь може істотно відрізнятись. Переважна більшість охоплюють поверхні деталей СТЗ вимагають розточення на токарних і алмазно-розточувальних

верстатах, в окремих випадках - хонинговання. Охоплюються поверхні, крім точіння, необхідно шліфувати, притирати і полірувати. При цьому найбільш трудомісткими і дорогими операціями, визначальними основні експлуатаційні властивості деталей СТЗ, є чистові операції, яким і слід приділяти основну увагу в дослідженнях.

Досвід експлуатації машин і механізмів показує, що, в основному, довговічність і надійність СТЗ залежить від якості найтонших шарів робочих поверхонь деталей, в яких зароджуються і розвиваються процеси втомного та корозійного зносу і руйнування.

Вирішення цієї проблеми - подальше впровадження технологічних процесів відновлення та зміцнення деталей СТЗ. Одним з найбільш ефективних способів відновлення деталей СТЗ є електродугове наплавлення (ЕДН) в середовищі захисних газів (ЗГ).

Більш простим і зручним у виробництві вважається спосіб ЕДН в середовищі вуглекислого газу (CO_2). Основні переваги даного способу полягають в його простоті, економічності, можливості наплавить шар металу невеликої товщини, малому тепловкладенням в основний метал, високі експлуатаційні якості відновлюваної деталі. Недоліками - низька електропровідність CO_2 , яка обумовить нестійкість горіння зварювальної дуги і інтенсивне розбризкування металу, що становить від 10% до 12%. Це помітно погіршує економічну складову при ремонті СТЗ.

Тому в даний час все ширше при ЕДН в середовищі ЗГ застосовують суміші газів. Деякі інваріанти поєднань газів в газових сумішах значно сприяють підвищенню експлуатаційних і економічних показників при відновленні деталей СТЗ: зменшення розбризкування металу, поліпшення якості формування наплавленого шва і ін.

Основними складовими частинами установки є: токарно-гвинторізний верстат мод. 1М61, джерело живлення зварювальної дуги ВСЖ-303 і наплавочна головка. В режим наплавлення, тобто сукупність контрольованих параметрів, що забезпечують отримання якісного шару, входять: швидкість наплавки, поздовжня подача головки, швидкість подачі дроту, зварювальний струм і подача вуглекислого газу. Кожен з цих параметрів забезпечується відповідним вузлом установки.

Токарно-гвинторізний верстат 1М61 є базою всієї установки. Частота обертів шпинделя істотно знижена за рахунок установки між головним електродвигуном і веденим шківом черв'ячного редуктора. Поздовжня подача наплавочної головки, що закріплюється на супорті верстата, забезпечується обертанням ходового гвинта і встановлюється набором відповідних рукояток управління на коробці швидкостей і подач верстата.

Наплавочна головка призначена для безперервної подачі зварювального дроту в зону наплавлення, по гнучкій трубці подається захистів-ний газ.

Витрата CO_2 можна змінювати, обертаючи голку регульованого ротаметра на приладовій панелі наплавочної головки і контролюючи положення поплавка в скляній трубці.

Швидкість подачі дроту регулюється шляхом перемикання рукояток управління на корпусі редуктора зварювальної головки згідно із законодавством України з даними закріпленої на ньому таблички.

Зварювальний випрямляч забезпечує стабільне горіння зварювальної дуги за рахунок жорсткої вольтамперної характеристики. Струм наплавкі встановлюється поворотом ручки на зварювальному випрямлячі і регулюється за показаннями амперметра.

Основними причинами втрати працездатності ТНВД середньооборотних дизелів є нерівномірний знос прецизійних поверхонь плунжерних пар, ерозійні та корозійні пошкодження, задираки [3]. Відмови форсунок найчастіше пов'язані з зносом розпилювачів, заклинюванням голок, корозійних роз'їдань порожнин охолодження [1].

Наведені дані показують, що вирішальний вплив на довговічність ТА надає стан прецизійних поверхонь її деталей. Воно може досить довго зберігатися на прийнятному рівні при технічно грамотній експлуатації (мінімізація числа переходів з дизельного палива на важке при маневрах, ретельна його очищення, зменшення теплових деформацій при різкій зміні режимів та ін.). Іншим шляхом підвищення довговічності є регенерація зношених деталей, яку слід розглядати як один з елементів їх життєвого циклу [4].

З урахуванням незначної абсолютної величини зносу (найчастіше - не більше 10 ... 15 мкм) його компенсація може бути проведена з використанням хіміко-термічної обробки (ХТО) прецизійних деталей. З огляду на, що її розмірний ефект визначається дифузійними процесами в поверхневих шарах деталі, вибір насичує елемента повинен здійснюватися в залежності від хімічного складу поверхні і технології зміцнюючої обробки, використаної при виготовленні деталей. Обстеження суден з головними і допоміжними середньооборотними дизелями показали, що в плунжерних парах ТНВД близько 80% прецизійних поверхонь мають мікроструктуру мартенситу відпустки твердістю $\sim$ HV 8 ... 8,5 МПа, характерну для низьколегованих високовуглецевих сталей типу ХВГ і ШХ15 (рис. 1).

Таким чином, при регенерації деталей ТА дизелів з використанням ХТО в принципі можливо насичення їх прецизійних поверхонь азотом, бором, титаном і іншими елементами. Однак обов'язковою умовою для досягнення прийнятної довговічності є:

- облік режиму хіміко-термічної обробки, перш за все - температури, що є причиною деформацій самої деталі;
- зіставлення ефективної товщини формується покриття з величиною гранично допустимого зносу деталі.

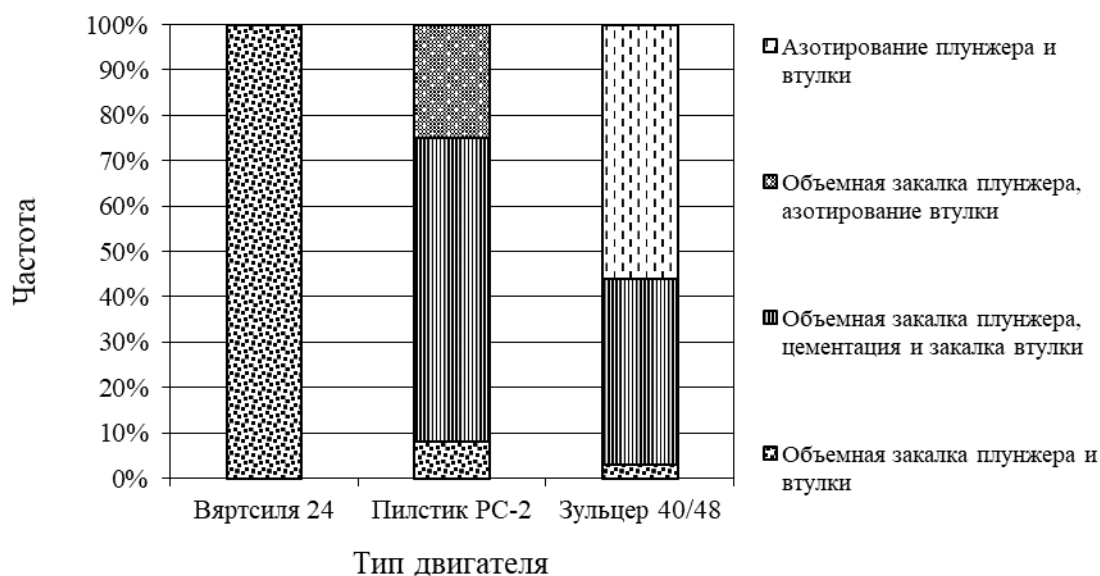


Рис. 1. Распределение деталей плунжерных пар ТНВД СОД по виду упрочняющей обработки

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. Овсянников М.К., Петухов В.А. Эксплуатаційні якості суднових дизелів. - Л.: Суднобудування, 1982. - 208 с.
2. Шишкін В.А. Аналіз несправностей і запобігання ушкоджень суднових дизелів. - М.: Транспорт, 1986. - 192 с.
3. Чепурненко В.П., Лісін В.В. Виготовлення ребристих поверхонь повітряних аміачних конденсаторів методом лиття під тиском. // Холодильна техніка і технологія. - 1970. - Вип.10.
4. Тарапата В.В., Левченко А.А., Шикуть В.І., Юхимець Т.А. Експлуатаційні пошкодження плунжерних пар паливних насосів суднових дизелів // - М.: В / О "Мортехінформреклама", ЕІ серії "Судноремонт", вип. 2 (609). - 1989. - С. 1-11.
5. Тарапата В.В. Підвищення довговічності трибосопрямих суднових дизелів як процес оптимізації масопереносу при їх експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті // Суднові енергетичні установки: науково - технічний збірник. - 2003. - № 8. - Одеса: ОДМА. - С. 148-156.

УДК 621.245

Karabadzhak N., Martynov V. , p.h.d. Lebediev B.

Clarification of theoretical evaluation of thermal power of a heating rod for underwater welding or metal cutting.

Equipment repair, as well as ship lifting is a widespread technological process. Repairs may consist in replacing broken parts with new ones or, when this is either impossible or economically impractical, in repairing and restoring parts. When carrying out repairs, it is necessary to do work related to cutting parts (especially

when repairing various pipelines). As in the case of lifting, this work also requires complex and expensive equipment, which must be staffed by highly qualified personnel. In practice, quite often there are situations when it is necessary to make repairs quickly, during the voyage of the vessel outside the stationary plant or workshop, without highly qualified personnel. The use of thermochemical welding and cutting rods provides significant advantages over others, in particular welding technologies.

Development and improvement of scientifically substantiated methods of calculating characteristics of welding thermochemical rods, creating highly efficient thermochemicals for surface and inlet cutting of metals, and development of technologies for their use for operational repair of parts of dishwashers and ship lifting is an urgent and complex task.

One of the problems in calculating the thermal power of the rod is the need to determine the temperature of the second boiling crisis of water - during the transition from film boiling mode to bubble boiling.

The minimum heat transfer coefficient at which the film boiling mode is maintained (the second critical heat flux density) is a value (for a specific liquid) that depends only on pressure. For example, for water at atmospheric pressure $q_{cr2} = 2 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$.

The surface temperature of the plate at which the film mode changes to the bubble mode can be expressed as:

$$t_{cr2} = \sqrt[3]{\frac{q_{kp2}^4}{C^4 \cdot \left(\frac{\lambda^3 \cdot \rho_{v_{cr2}} \cdot (\rho_w - \rho_{v_{cr2}}) \cdot g}{\mu_{v_{cr2}} \cdot h} \right)}} + t_w$$

here: ρ_w - water density; ρ_v - vapor density (at the temperature of the heated wall); g - acceleration of gravity; μ - dynamic coefficient of vapor viscosity; h is the thickness of the steam jacket; λ - coefficient of thermal conductivity of steam; C is a constant coefficient ($C = 0.667$ for a vertical wall and $C = 0.53$ for a horizontal wall).

Obviously, in this expression, the values Δt , ρ_{pair} , μ_{pair} , λ_{pair} are functions of the plate temperature.

However, for practical calculations, the value of the second boiling crisis temperature, obtained by the method of successive iterations, can be used.

$$t_{cr2} = 195^\circ \text{C}.$$

Calculation of the boiling crisis temperature allows to determine with sufficient accuracy the required thermal power of the welding source or cutting metal under water

Особливості легування металів, які застосовуються в судноремонті

Легування – переводиться як *сплавлення*. Цей технологічний метод став цілеспрямовано застосовуватися порівняно недавно і являє собою технологічний процес додавання певного кількості деяких хімічних елементів у розчин розплавлених металів для поліпшення їх технічних властивостей. Спочатку це було пов'язане з технологічними труднощами. Легуючі добавки просто вигорали при використанні традиційної технології одержання сталі.

Примітно те, що з першими сталями, що познайомилася людина, були природнолегуючі сталі. Ще до початку залізного віку застосовувалося метеоритне залізо, яке мало в своєму складі до 8,5 % нікелю.

Високо цінувалися і природно леговані сталі, виготовлені із руди, споконвічно багаті легуючими елементами. Підвищена твердість і в'язкість японських мечей з можливістю забезпечити гостроту крайки, можливо, пояснюються наявністю в сталі молібдена.

Сучасні погляди про вплив на властивості сталі різних хімічних елементів почали складатися з розвитком хімії у другій чверті XIX століття.

Очевидно, першим удалим використанням цілеспрямованого легування можна вважати винахід в 1858 році англійським ученим Робертом Мюшеттом сталі, що містять 1,85 % вуглецю, 9 % вольфраму і 2,5 % марганцю. Сталь призначала для виготовлення різців металлооброблюваних станків і з'явилася прообразом сучасної лінійки швидкоріжучих сталей. Промислове виробництво цих сталей почалося в 1871 році.

Прийнято вважати, що першою легованою сталлю масового виробництва стала сталь Гадфільда, відкрита англійським металургом Робертом Ебботом Гадфільдом в 1882 р. Сталь містить 1,0 — 1,5 % вуглецю й 12 — 14 % марганцю, має гарні ливарні властивості і зносостійкість. Без особливих змін хімічного складу ця сталь збереглася дотепер. Для поліпшення фізичних, хімічних, міцносних і технологічних властивостей, метали легують, вводячи до їхнього складу різні легуючі елементи. Для легування сталей використовуються хром, марганець, нікель, вольфрам, ванадій, ніобій, титан і інші елементи. Невеликі добавки кадмію у мідь збільшують зносостійкість проводів, добавки цинку в мідь бронзу — підвищують міцність, пластичність, корозійну стійкість. Легування титану молібденом більш ніж удвічі підвищує температурна межа експлуатації титанового сплаву завдяки зміні кристалічної структури металу.^[4] Леговані метали можуть містити один або кілька легуючих елементів, які надають їм спеціальні властивості.

Легуючі елементи вводять у сталь для підвищення її конструкційної міцності. Основної структурної складовій у конструкційній сталі є ферит, що займає в структурі не менш 90 % за обсягом. Розчиняючись у фериту елемен-

ти, що легують, зміцнюють його. Твердість фериту (у стані після нормалізації) найбільше сильно підвищують кремній, марганець і нікель. Молібден, вольфрам і хром впливають слабкіше. Більшість легуючих елементів, зміцнюючи ферит і мало впливаючи на пластичність, знижують його ударну в'язкість (за винятком нікелю). Головне призначення легування:

- підвищення міцності стали без застосування термічної обробки шляхом зміцнення фериту розчиненням у ньому легуючих елементів;
- підвищення твердості, міцності й ударної в'язкості в результаті збільшення стійкості аустеніту і тим самим збільшення прокалюванню.
- додання стали спеціальних властивостей, з яких для сталей, що йдуть на виготовлення казанів, турбін і допоміжного устаткування, особливе значення мають жаростійкість і корозійна стійкість.

Легуючі елементи можуть розчинятися у феріту або аустеніту, утворювати карбіди, давати інтерметалічні з'єднання, розташовуватися у вигляді включень, не взаємодіючи з феритом і аустенітом, а ,також ,з вуглецем. Залежно від того, як взаємодіє легуючий елемент із залізом або вуглецем, він по-різному впливає на властивості стали. У феріту в більшій або меншому ступені розчиняються всі елементи. Розчинення легуючих елементів у феріту приводить до зміцнення стали без термічної обробки. При цьому твердість і межа міцності зростають, а ударна в'язкість звичайно знижується. Усі елементи, що розчиняються в залозі, змінюють стійкість феріту і аустеніту. Критичні точки легованих сталей зміщаються залежно від того, які легуючі елементи іу яких кількостях присутні в ній. Тому при виборі температур під закалювання, нормалізацію і відпал або відпущення, необхідно враховувати зсув критичних точок.

Марганець і кремній вводяться в процесі виплавлення сталі для розкислення, вони є технологічними домішками. Марганець уводять у сталь до 2 %. Він розподіляється між феритом і цементитом. Марганець помітно підвищує границя текучості, поріг холодноламності , прокалюваність сталі, але робить сталь чутливою до перегріву. У зв'язку із цим для здрібнювання зерна з марганцем у сталь уводять карбідоутворюючі елементи. Тому що у всіх сталях зміст марганцю приблизно однаково, той його вплив на сталь різного складу залишається невідчутним. Марганець підвищує міцність, не знижуючи пластичності стали. Марганец і кремній є постійними супутниками, практично в будь-якій сталі, оскільки їх спеціально вводять при її виробництві. **Кремній**, поряд з марганцем і алюмінієм є основним розкислювачами сталі. Марганець ще використовується для «зв'язування» сірки і усунення явища до червоноламності. Зміст елементів, звичайно, перебуває в межах 0,30 — 0,70 % Mn, 0,17-0,37 % Si і порядку 0,03 % Al. У цих межах вони називаються технологічними домішками й не є легуючими елементами. Спеціальне введення марганцю, кремнію й алюмінію вище зазначених діапазонів для додання стали певних споживчих властивостей уже буде легуванням^[6].

Кремній не є карбідоутворюючим елементом і його кількість у сталі обмежують до 2 %. Він значно підвищує границю текучості й міцність сталі й при зміні більш 1 % знижує в'язкість, пластичність і підвищує поріг холодноламності. Кремній структурно не виявляється, тому, що повністю розчинний афері, крім тієї частини кремнію, яка у вигляді окислу кремнію не встигнула спливати в шлаки і залишилася в металі у вигляді силікатних включень.

Маркування легованих сталей

Марка левованої якісної сталі в Росії складається з комбінації букв і цифр, що позначають її хімічний склад. Легуючі елементи мають наступні позначення: **хром (Х), нікель (Н), марганець (Г), кремній (З), молібден (М), вольфрам (В), титан (Т), тантал (Та), алюміній (Ю), ванадій (Ф), мідь (Д), бор (Р), кобальт (ДО), ніобій (Б), цирконій (Ц), селеній (Е), рідкоземельні метали (Ч)**. Цифри, що коштують після букви, указують на зміст левоуючого елемента у відсотках. Якщо цифри не зазначені, то левоуючого елемента втримується 0,8-1,5 %, за винятком молібдену й ванадію (зміст яких у сталях звичайно до 0.2-0.3 %) А також бору (у сталі з буквою Р його повинне бути до 0,010 %). У конструкційних якісних левованих сталях дві перші цифри показують вміст вуглецю в сотих частках відсотка.

Приклад: 03Х16Н15МЗБ — високолевована якісна сталь, яка містить 0,03 % С, 16 % Cr, 15 % Ni, до 3 % Мо, до 1 % Nb.

Окремі групи сталей позначаються по іншому

Шарикопідшипникові сталі маркують буквами (ШХ), після яких указують змісту хрому в десятих частках відсотка,

Швидкорізальні сталі (складнолеговані) позначаються буквою (Р), цифра показує зміст вольфраму у відсотках;

Автоматні сталі позначають буквою (А) і цифрою позначають вміст вуглецю в десятих долях відсотка.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Технологія конструкційних матеріалів /Під ред. Г.А.Прейса.-Київ: Вища шк., 1984.-470с.
2. Технічне обслуговування судна в рейсі: Довідник/ А.А.Фока, Ю.Д.Митрюшкін, В.В.Тарапата і ін.; Під ред. А.А.Фока.-М. транспорт, 1984.-320 ст.
3. Технологія конструкційних матеріалів: Учебний посібник / Сологуб М.А., Рожнецький І.О., Некіз О.І. та ін.; під ред. М.А. Сологуба. -К.: Вища школа, 1993. -300 с.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ

УДК 621.56:[621.515:621.431.7-185.3

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

Дослідження та оцінка ефективності роботи системи охолодження повітря на вході турбокомпресора суднового малообертового дизеля ежекційною холодильною машиною

Метою досліджень, проведених у роботі, є розробка системи та оцінка ефективності комплексного охолодження циклового повітря (повітря на вході турбокомпресора) суднового когенераційного МОД шляхом трансформації в холод теплоти гарячої води, яку отримують за рахунок теплоти випускних газів і витрачають зазвичай на теплофікаційні потреби в прохолодні періоди експлуатації судна.

Умови експлуатації суднових малообертових дизелів (МОД) відрізняються значною мірою зміною температури зовнішнього повітря на протязі усього рейсу, адже судно може перебувати в декількох кліматичних зонах. Відповідно змінюються показники температури повітря на вході в наддувний турбокомпресор (ТК). При високих температурах заборотної води охолоджувачі наддувного повітря (ОНП) не в змозі підтримувати температуру наддувного повітря на рівні, достатньому для послаблення та згладжування підвищених температур повітря на вході в ТК і підтримання стабільної температури наддувного повітря на вході в робочі циліндри двигуна, що забезпечувало б високу паливну ефективність МОД. За даними фірм-розробників суднових МОД "MAN" і "Wartsila" підвищення температури на 10 °С повітря на вході ТК суднових МОД викликає зростання питомої витрати палива b_e на 0,2...0,7 % і відповідне зниження ефективного ККД η_e , що ставить гостро актуальним завдання комплексного охолодження циклового повітря МОД: на вході ТК і наддувного повітря на вході в циліндри двигуна.

Ми детально розглянемо проблему комплексного охолодження наддувного повітря саме на вході ТК за допомогою ежекційної холодильної машини шляхом утилізації теплоти відпрацьованих газів.

Схема системи охолодження повітря на вході ТК МОД ежекційною холодильною машиною, що використовує частку теплоти гарячої води з температурою близько 90 °С, одержаної за рахунок тільки теплоти відпрацьованих газів, наведена на рис. 1.1:

ня показників паливної економічності МОД з охолодженням циклового повітря в ТХМ і без нього.

Використаний методологічний підхід до вирішення задачі охолодження циклового повітря суднового МОД, згідно з яким раціональну холодильну потужність ТХМ визначають з урахуванням отриманого ефекту від охолодження на конкретній рейсовій лінії, а співвідношення теплових навантажень апаратів охолодження – за їх мінімального аеродинамічного опору. Дослідження включає аналіз ефективності охолодження циклового повітря суднових МОД, розробку математичної моделі процесів комплексного охолодження циклового повітря МОД і перевірку її адекватності даним фірм-розробників суднових МОД і відповідного теплообмінного обладнання, виявлення закономірностей процесів охолодження циклового повітря МОД з утилізацією скидної теплоти, розробку способів раціональної організації процесів і їх реалізацію в схемних рішеннях систем комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД, визначення раціональних параметрів процесів.



Рисунок 2.1 – Технологічна карта наукового дослідження

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Радченко, Р.Н. Рациональное проектирование теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля [Текст] / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, А. Стахель, А.А. Андреев // 3б. наук. праць НУК. – 2015. – Вип. № 5 (48). – С. –

2. Димитров, А. А. Анализ эффективности охлаждения воздуха на входе судового дизеля использованием теплоты выпускных газов в холодильной машине [Текст] /А.А. Димитров, О.Ю. Яковлева, М.Г. Хмельнюк // Зб. наук. праць НУК. – 2015. – Вип. № 5 (48). – С.

3. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text]: MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.

4. Голиков В.А. Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля когенерационного типа [Текст] /В.А. Голиков, Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов //Судовые энергетические установки: ОНМА. – 2016. – Вип. № 2 . – С. – .

УДК 621.56:621.431.7.052-185.3

Максимук Д. В., Богданов М. С., *кер.проф. Голиков В.А.*
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз та оцінка ефективності роботи системи охолодження наддувального повітря у впускному ресивері судового малооборотного дизеля абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною

Умови експлуатації судових малооборотних дизелів (МОД) відрізняються упродовж рейсу значною зміною температури зовнішнього повітря, відповідно повітря на вході наддувального повітря у ресивер. При високих температурах забортної води охолоджувачі наддувального повітря (ОНП) не в змозі підтримувати температуру наддувального повітря на рівні, достатньому для демпфування підвищених температур повітря на вході в робочі циліндри двигуна, що забезпечувало б високу паливну ефективність МОД. За даними фірм-розробників судових МОД "MAN" і "Wartsila" підвищення на 10 °С температури повітря на вході у ресивер судових МОД призводить до збільшення питомої витрати палива b_e приблизно на 0,5 % і відповідного зменшення ККД МОД, що ставить гостро завдання комплексного охолодження наддувального повітря на вході в циліндри МОД.

Дослідження показало, що через низьку ефективність трансформації теплоти гарячої води в холод хладоною ежекторною холодильною машиною (ЕХМ), в свою чергу, обумовлену недостатньо високим її тепловим потенціалом (температура води близько 90 °С) і, відповідно, температурою і тиском силового парового потоку хладону, що генерується за рахунок теплоти гарячої води, глибина охолодження циклового повітря і, отже, отриманий ефект у вигляді скорочення споживання палива набагато менше потенційно можливої його величини для кліматичних умов експлуатації. Тому було досліджено застосування більш ефективної тепловикористовуючої холодильної

машини (ТХМ) – абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини (АБХМ).

Схема системи охолодження наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД утилізацією теплоти наддувного повітря у вигляді гарячої води в АБХМ показана на рисунку 1.1.

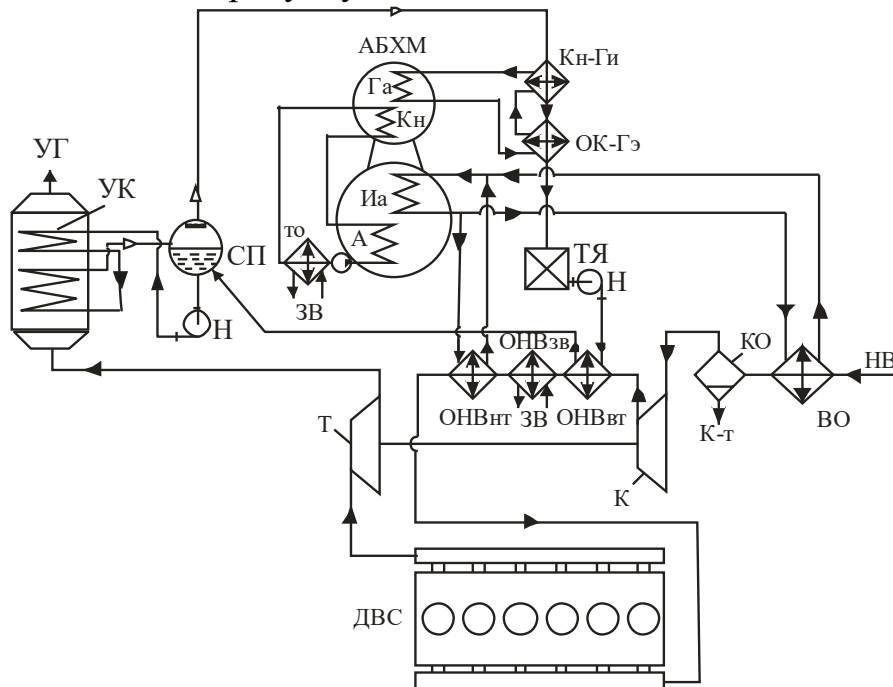


Рисунок 1.1 - Схема системи охолодження наддувного повітря на вході в робочі циліндри

МОД утилізацією теплоти наддувного повітря у вигляді гарячої води в АБХМ: К і Т – компресор і турбіна ТК; ОНП_{ВТ} – високотемпературний (когенераційний) ступінь охолодження наддувного повітря ОНП; ОНП_{зв} – ступінь охолодження наддувного повітря заборотною водою; ОНП_{нт} – низькотемпературний ступінь охолодження наддувного повітря; СП – сепаратор пари; Кн-ВН – конденсатор-водонагрівач; СТ – споживач тепла; ТЯ – теплий ящик; Н – насос; ВГ – випускні гази; НП – навколишнє повітря на вході ТК; Г_а – генератор АБХМ; Кн – конденсатор АБХМ; В_а – випарник АБХМ; А – абсорбер; ВГ – випускні гази; ПО – повітроохолоджувач; 3В – забортна вода

Про наявну (реальну) кількість теплоти наддувного повітря $Q_{г.р}$ ($t_{г1} = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$) та теплоти, необхідної для охолодження наддувного повітря в ОНП_{нт} до $t_{н2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ при різних способах її трансформації з різною ефективністю (при різних коефіцієнтах) можна судити по рисунку 1.2.

Як видно з рисунку 1.2, наявної (реальної) теплоти наддувного повітря $Q_{г.р}$ достатньо і навіть більше ніж необхідно для охолодження наддувного повітря в ОНП_{нт} до температури $t_{н2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ в ВАХМ ($Q_{г.22(0,6)}$ при $\zeta = 0,6$) або АБХМ ($Q_{г.22(0,7)}$ при $\zeta = 0,7$). У разі ж застосування ЕХМ з $\zeta = 0,32$ наявної теплоти наддувного повітря $Q_{г.р}$ достатньо ($Q_{г.22(0,32)} < Q_{г.р}$), а при $\zeta = 0,2$ вже недостатньо: $Q_{г.22(0,2)} > Q_{г.р}$. Вочевидь, для можливості використання теплоти наддувного повітря окрім охолодження самого наддувного повітря ще й повітря на вході ТК необхідно мати достатній резерв наявної теплоти $\Delta Q_{г.р} = Q_{г.р} - Q_{г.22(0,7)}$, що можливо за умови застосування більш ефективної АБХМ з $\zeta = 0,7$, для якої резерв наявної теплоти становить $\Delta Q_{г.р} = Q_{г.р} - Q_{г.22(0,7)} = 1,5 \dots 1,7\text{ МВт}$ (рисунк 1.2).

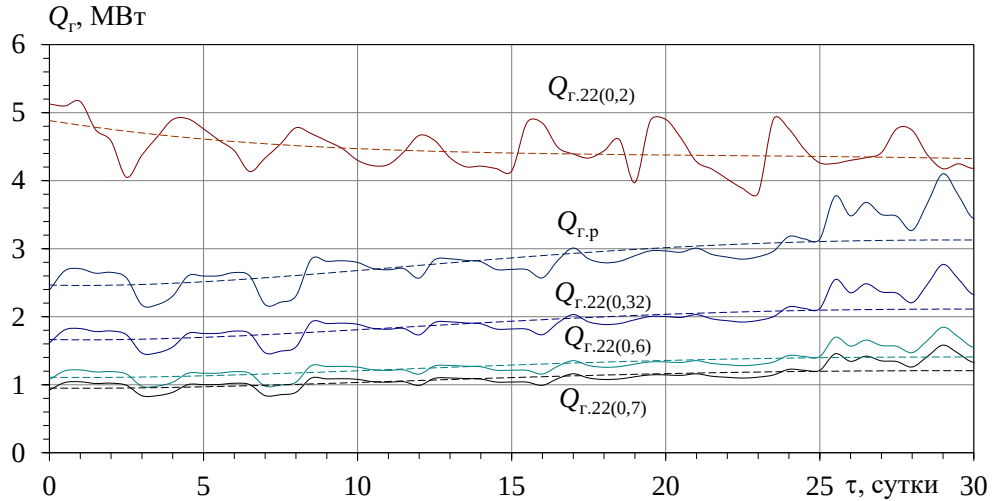


Рисунок 1.2 - Поточні значення наявної (реальної) теплоти наддувного повітря $Q_{г,р}$, а також теплоти, необхідної для охолодження наддувного повітря в ОНП_{нт} до температури $t_{п2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ при різних теплових коефіцієнтах: $Q_{г,22(0,2)}$ і $Q_{г,22(0,32)}$ при $\zeta = 0,2$ і $0,32$ (ЕХМ при $t_r = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $t_0 = 2$ і $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ відповідно); $Q_{г,22(0,6)}$ при $\zeta = 0,6$ (ВАХМ); $Q_{г,22(0,7)}$ при $\zeta = 0,7$ (АБХМ) упродовж рейсу ($t_{г1} = 210\dots 215\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\zeta = 0,2$ при $t_r = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

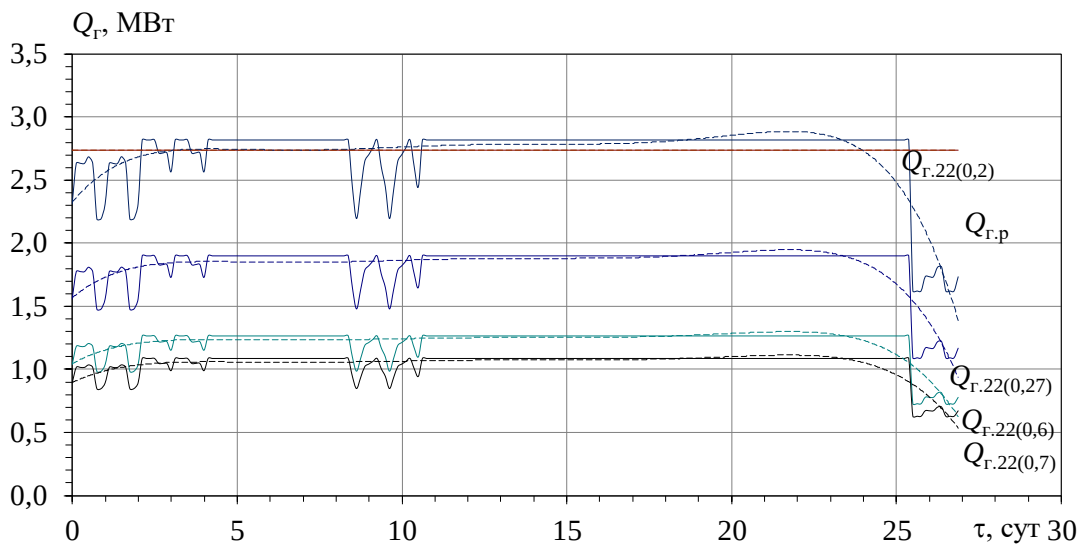


Рисунок 1.3 - Поточні значення наявної (реальної) теплоти наддувного повітря $Q_{г,р}$, а також теплоти, необхідної для охолодження наддувного повітря в ОНП_{нт} до температури $t_{п2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ при різних теплових коефіцієнтах: $Q_{г,22(0,2)}$ і $Q_{г,22(0,32)}$ при $\zeta = 0,2$ і $0,32$ (ЕХМ при $t_0 = 2$ і $4\text{ }^{\circ}\text{C}$); $Q_{г,22(0,6)}$ при $\zeta = 0,6$ (ВАХМ); $Q_{г,22(0,7)}$ при $\zeta = 0,7$ (АБХМ) упродовж рейсу

Актуальність дипломної роботи полягає у розробленні системи охолодження наддувного повітря на вході в робочі циліндри судових МОД когенераційного типу утилізацією скидної теплоти наддувного повітря і випускних газів у вигляді теплоти гарячої води системи теплопостачання, що за холодного клімату витрачається на теплофікаційні потреби АБХМ, які забезпечують високу паливну економічність МОД при підвищених температурах повітря і забортної води упродовж рейсу.

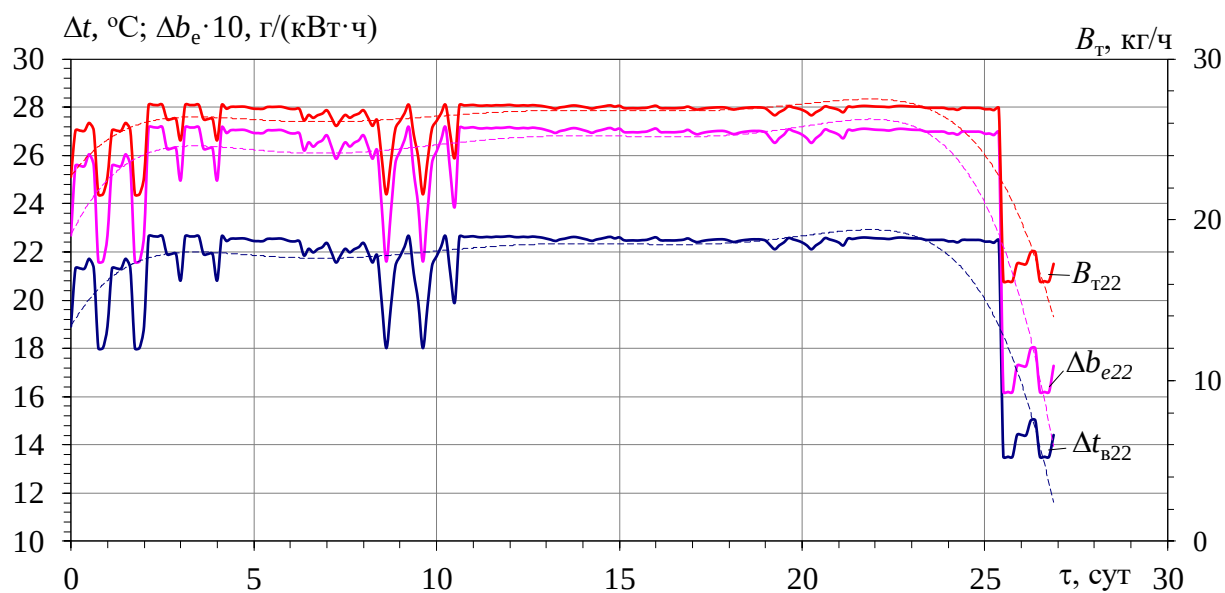


Рисунок 1.4 - Поточні значення скорочення годинної витрати палива B_t , скорочення питомої витрати палива Δb_e та зниження температури повітря Δt_v при охолодженні наддувального повітря до температури 22 °C

Визначені раціональні параметри процесів комплексного охолодження циклового повітря судових МОД (температурні напори в апаратах охолодження, теплові навантаження на апарати, встановлена холодинська потужність ТХМ), які забезпечують зниження температури наддувального повітря до 20...25 °C і скорочення питомої витрати палива на 2,0...3,0 г/(кВт·год) у порівнянні з традиційною системою охолодження забортною водою при підвищених температурах повітря і забортної води упродовж експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Electronic resource] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – Access mode: <http://www.mandieselturbo.de/files/news/files05055/P3339161.pdf>. – 10.03.2014.
2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf
3. Андреев А.А. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1 (98). – С. 66 – 70.
4. Голиков В.А. Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля когенерационного типа [Текст]

/В.А. Голиков, Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов //Судовые энергетические установки: ОНМА. – 2016. – Вип. № 2 . – С. – .

5. Радченко, Р.Н. Тепловые нагрузки теплоиспользующей системы охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля на рейсовой линии [Текст] / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов //Зб. наук. праць НУК. – 2015. – Вип. № 6 (462). – С.77–83.

УДК 629.12.01

Богданов М.С., кер. проф. Голиков В.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення енергетичної ефективності морського судна в різних кліматичних умовах експлуатації трансформацією скидної теплоти

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

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

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

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

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

На відміну від уже захищених дисертаційних досліджень Голубева Максима Віталійовича, пов'язаного з фільтруванням вихлопних газів дизеля під час їх абсорбції шляхом їх «борботажу», та Тарасенко Тетяни Владиславовни, присвяченого підвищенню енергоефективності суден при роботі на коротких морських лініях, які виконувались на кафедрі ТЕФ, представлене дослідження відрізняє: тривалість процесу експлуатації судна у різних кліматичних зонах світового океану; необхідність утилізації скидної теплоти вихлопних газів та створення способу її трансформації направлених на збіль-

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

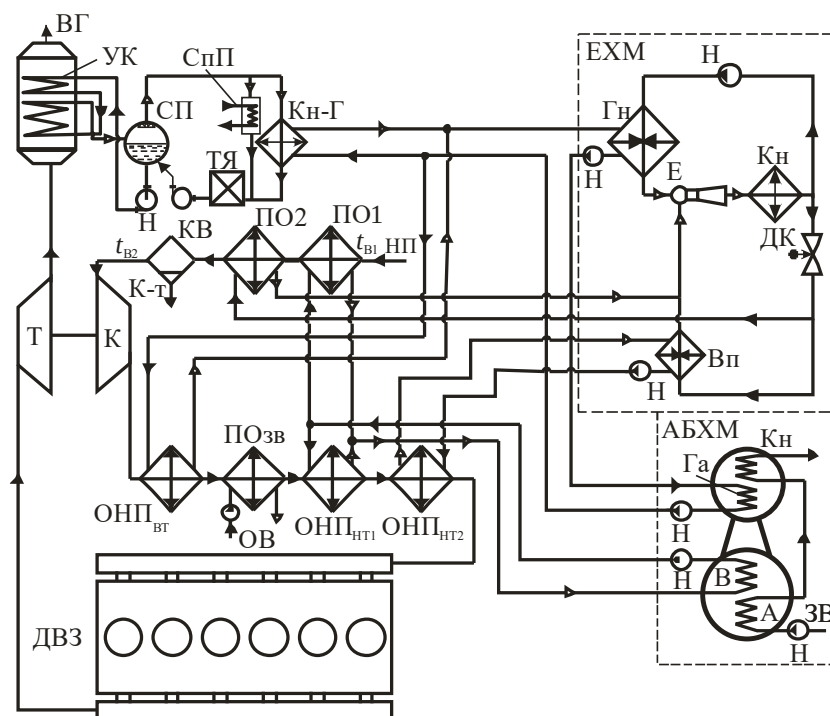


Рис. 1. Схема системи **комбінованого** охолодження циклового повітря на вході ТК МОД в АБХМ і наддувного повітря в ЕХМ утилізацією теплоти відповідно випускних газів і наддувного повітря: К і Т – компресор і турбіна ТК; ОНП_{вт} – високотемпературний (когенераційний) ступінь охолодження наддувного повітря ОНП; ОНП_{зв} – ступінь охолодження наддувного повітря заборотною водою; ОНП_{нт} – низькотемпературний ступінь охолодження наддувного повітря; СП – сепаратор пари; Кн-Гв (Кн-ВН)– конденсатор водяної пари – нагрівач води для випарної секції генератора ЕХМ; Ек – економайзерний нагрівач води конденсатом; ОК-Ге – охолоджувач водяного конденсату-економайзерна секція генератора ЕХМ (нагріву конденсату); СТ – споживач тепла; КВ– конденсатовідвідник; ТЯ – теплий ящик; Н – насос; ВГ – випускні гази; НП – навколишнє повітря на вході ТК; К-г – конденсат; Е – ежектор; Г – генератор; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач; ДК – дросельний клапан; Кн – конденсатор хладону; Г_а – генератор АБХМ; Кн – конденсатор АБХМ; В_а – випарник АБХМ; А – абсорбер; ЗВ – забортна вода

Головною задачею наукового дослідження стало визначення раціональних параметрів процесів комплексного охолодження циклового повітря

суднових МОД, які забезпечують високу тривалу паливну економічність морського судна при підвищених температурах навколишнього середовища.

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

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

встановлення характеру взаємозв'язку між паливною економічністю судна, зовнішніми збуреннями, пов'язаними зі зміною температури навколишнього повітря та забортної води упродовж рейсу, та параметрів процесів охолодження циклового повітря МОД з утилізацією гарячої води системи теплопостачання;

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

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

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

Наукові результати, що захищаються автором, та їхня новизна:

1. Вперше розроблені:

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

- способи раціональної організації процесів комплексного охолодження циклового повітря суднових МОД трансформацією теплоти гарячої води системи теплопостачання сумісно ТХМ різного типу, які забезпечують підтримання стабільно низької температури циклового повітря незалежно від зміни

кліматичних умов експлуатації упродовж рейсу шляхом перерозподілу теплового навантаження між системами охолодження повітря на вході ТК і наддувного повітря на вході в робочі циліндри МОД;

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

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

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

3. Виявлені:

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

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

Достовірність результатів дослідження забезпечена застосуванням для розрахунку паливної економічності МОД з охолодженням циклового повітря

програми виробника суднових МОД фірми "MAN", апробованої даними стандартних випробувань МОД, збереженням встановлених закономірностей в широкому діапазоні режимів суднової експлуатації, результатами порівняння показників паливної економічності МОД з охолодженням циклового повітря в ТХМ і без нього.

Теоретичне значення мають наступні результати дослідження:

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

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

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

Практичну цінність становлять результати дослідження:

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

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

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

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

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

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

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

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

УДК 629.12.01

Білецький В.О., Лукашук Ю.В., кер. проф.Голиков В.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз методів обліку високощільного мазуту в паливних танках судна при зміні його агрегатного стану

Економія енергетичних ресурсів остається найбільш гострою проблемою експлуатації морського та річкового транспорту. Вона виникає вже на стадіях закупівлі, доставки, храніння, а у подальшому витрат паливно-мастильних ресурсів для перевезення вантажів та пасажирів на далеку відстань [1].

З ростом вантажопотоків, розмірів та швидкістей суден необхідність у паливі неухильно зростає. Перехід судових дизелів та парових турбін на високощільні сорти палива-(мазути) вимагає постійного підігріву паливних танків під час храніння сотен, а на великотонажних судах тисяч тонн мазуту. Якщо мазут не підігрівати, то він починає застигати при температурах

25...40°C. Тому без підігріву палива в осінньо-весінніх та зимових погодних умовах мазут спочатку застигає, а потім затвердіває [2].

Економія тепла та храніння «ідеального» мазуту (у рідкому стані) прямо-лінійно залежить від температурного градієнту між температурою палива та температурою зовнішнього середовища, терміну храніння та середньої теплоємності рідини, яка приймається постійною. Разом з тим, істинна теплоємність «реального» стану мазуту параболічно зростає з підвищенням температури рідини, а щільність, навпаки, знижується з підвищенням температури мазуту [3].

Актуальним стає показник співвідношення ε_{xp} між терміном зберігання мазуту до терміну його підігріву гострою парою води перед підготовкою споживання головним двигуном. Термін паливопідготовки T_n складає біля 1-ої доби. Тому термін храніння бункера у паливних танках без підігріву - T_{xp} :

$$\varepsilon_{xp} = 1 - T_n / T_{xp} \text{ (відн. одиниць).}$$

Бажання досягти економії енергії стримується труднощами виміру(сканування) та обліку (щільності, маси та ваги) пального, яке може знаходитися в танках одночасово у стані пари, рідини та твердого тіла [4].

Найбільш гостро такі труднощі виникають під час здійснення портових формальностей в осінньо-зимне-весінній період року [5].

Тому дослідження присвячене ідентифікації та верифікації процесів сканування геометричних параметрів об'єму мазуту при зміні його агрегатного стану в паливних танках є актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Тема дослідження направлена на виконання Правил VI MARPOL та вимог МКУБ, європрограми «ГОРИЗОНТ 2020» та здійснена відповідно рейсових завдань на практичну підготовку курсантів та студентів кафедри технічної експлуатації флоту навчально наукового інституту інженерії НУ «ОМА».

Мета і задачі дослідження.

Метою дослідження стало підвищення енергоефективності морського судна, теплові двигуни якого працюють на високощільних мазутах.

Об'єктом дослідження стала паливна система балкера з танками для храніння мазуту [6].

Предметом дослідження стали геометричні характеристики високощільного мазуту, термодинамічний стан якого змінюється в широких межах зовнішніх температур повітря і води та коливань водної поверхні під час руху судна.

Головною задачею дослідження стала верифікація (експериментальна перевірка) ефективності методик сканування та обліку параметрів щільності, маси та ваги мазуту марки RM, викладеної в ISO13739:2009, до та після переходу балкера морем в зимових умовах.

Робочою гіпотезою дослідження став доказ факту невизначеності габаритів ємності палива у вигляді нерівномірності затвердіння вільної поверхні

мазуту у паливних танках, що производить до похибок обліку маси та ваги палива.

Для вирішення головного завдання були поставлені три допоміжні задачі пов'язані з ідентифікацією процесу зміни стану мазуту при виконанні рейсового завдання:

- визначення граничних меж впливу зовнішнього природного середовища на термодинамічний стан мазуту, що зберігається за термін здійснення балкером рейсу;
- встановлення аналітичної залежності зміни щільності насиченої пари мазуту над поверхнею рідини при постійному тиску від температури рідини ;
- встановлення аналітичної залежності зміни щільності насиченої пари мазуту на його твердою поверхнею палива.

Методи дослідження. Рішення допоміжних задач ідентифікації та аналізу здійснені шляхом обробки статистичних даних за методом найменших квадратів, а головне завдання вирішувалось методом синтезу допоміжних завдань та верифікації після здійснення активного експерименту на судні.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у тому, що застосування технологічної методики викладеної у стандарті ISO 13739 щодо сканування палива (мазуту RM VLSFO 0,5) стандартною рулеткою методом виміру «висоти доливу» та методом «заміру пустот» («ULLAGE FROM TOP») забезпечує облік маси та ваги високощільного мазуту з похибкою не більше ніж 10 % (9,6%).

В роботі одержані наступні наукові результати:

- на форму вільної поверхні застиглого палива впливають не тільки температура зовнішнього повітря та температура заборної води, але й механічний вплив хитами на період його застигання, тому форму вільної поверхні палива перед обліком необхідно візуалізувати шляхом фотографування;

- розбіжність (похибка) при скануванні об'єму пари у визначенні щільності рівноважного стану пари палива над його рідиною при атмосферному тиску не перевищує 2% в межах зміни температури палива від температури затвердіння до критичної температури (температури сполоху);

- розбіжність сканування об'єму при визначенні щільності рівноважного стану пари палива над твердим мазутом при атмосферному тиску не перевищує 10% при зниженні його температури від температури затвердіння до температури зовнішнього середовища.

Практичне значення одержаних результатів полягає у необхідності врахування отриманих похибок обліку результатів сканування на суднах, в компаніях операторів суден та галузей, на яких зберігаються мазути.

Особистий внесок здобувача полягає у теоретичному та практичному дослідженнях стану високощільного мазуту марки RM при здійсненні рейсу судна в різних сезонних умовах плавання.

За екологічними показниками енергоефективності комплектація балкера дозволяє йому експлуатуватися без модернізації до 2021 р.

Дослідження: вимоги до функціонування системи управління охороною праці на морських судах; суднова система пінного пожежогасіння; принципи, методи, способи та засоби гасіння пожеж; порядок сертифікації судового дизеля щодо викиду оксидів азоту відповідно до Правил IV MARPOL; охоронні заходи по управлінню морською безпекою в Україні та організація цивільної оборони на судні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.ISO 13739:2010 Petroleum products-Procedures for transfer of bunkers to vessels 2010-01-42p.

2.Холодильная техника [текст] Главный редактор Ш.Н. Кобулашвили Энциклопедический справочник в трех томах.- М.:Госторгизда,1960.- Том 1.Техника производства искусственного холода.-594 с.

3.Теоритические основы тепло-и хладотехники. 4.1.Техническая термодинамика [текст]: Учебное пособие /Под ред.проф. Э.И.Гуйго.-Л.: Изд-во Ленинградского ун-та,1974.-285с. Авт: Э.И.Гуйго.Г.Н.Денисова, С.Н.Богданов,О.Б.Цветков,А.Г.Ткачев,О.Б.Иванов, А.В.Клецкий.

4.Техническая термодинамика [текст]: Учебник /Под ред. В.И. Крутова. - М.: «Высшая школа»,1971.-472с .Авт.: Е.В.Дрыжаков, Н.П.Козлов, Н.К.Корнейчук, В.И.Кофанов,В.І.Крутов,Б.Н.Юдаев.

5. ASTM D4057-19 Standart Practice for Manual Sampling of Petroleum and Petroleum Products 2009-18p.

6. Судовые машины, установки, устройства и системы [текст]: Учебник/ Под общей ред. В.М.Харина.-Одесса:Изд-во ПП «Феникс»,2010.-645с. Авт:В.М.Харин, О.Н.Занько, Б.Г.Декин, В.Т.Писклов.

УДК 681.586.773:537.228.1

Брацкий М.Н., Никольский М.В., кер.проф.Никольский В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Совершенствование реометра для определения реологических характеристик тяжелого топлива

Исследования в области создания реометров для определения реологических характеристик судовых технических жидкостей проводятся в НУ «ОМА» с 60-х годов XX века. Такие ученые, как П.Ф. Овчинников, С.А. Ханмамедов заложили основу, а В.В. Никольский и С.В. Сагин продолжили их начинания.

Следует отметить, что одна часть авторов в своих работах делала упор на развитие аппаратных средств определения реологических свойств судовых

технических жидкостей (тяжелое топливо, смазочное масло), а вторая часть проводила исследования их эксплуатационных свойств.

В настоящее время существует 7 методов измерения вязкости жидкостей [1, 2]. Но в последние годы лидирующие позиции в судостроении захватила фирма VAF Instruments с вискозиметром Viscosense 2, в основу работы которого положен пьезотрансформаторный эффект с вязко-упругой средой. В литературных источниках приводится график зависимости амплитуды напряжения на частоте первого резонанса от температуры тяжелого топлива. Исследования, проводившиеся с биморфными трансформаторами, находящимися в потоке [3, 4] показали, что при изменении плотности жидкости происходит смещение частоты резонанса. Кроме того, возможны случаи, когда частота резонанса одной жидкости накладывается на частоту резонанса жидкости, имеющей совершенно другие свойства. Еще один недостаток этого типа вискозиметров заключается в том, что процессы в его измерительном зонде не соответствуют процессам, протекающим в ТНВД и распылителе форсунки.

В работах [1, 2, 5-7] были приводятся реометры, которые позволяют определять реологические характеристики судовых технических жидкостей на основе двух методов: соосных цилиндров; ротационном.

Каждый из этих разработанных устройств работает только с одним методом. Была предпринята попытка создания вискозиметра с измерительным зондом на основе червяка [8].

Учитывая выше изложенное, нами предлагается объединить два типа вискозиметров на основе метода соосных цилиндров и ротационном методе в одну систему комплексного исследования реологических свойств судовых технических жидкостей, в состав которой войдут измерительные зонды с линейным (LPM-5M) и роторным (RPM-5) пьездвигателями и контроллер PLC 150 GSM/GPRS.

Ключевые слова: вискозиметр, реометр, реологические характеристики, ротационный метод, метод соосных цилиндров.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Нікольський В.В. Основи створення пристроїв п'єзоактивної механіки для систем керування двигунами внутрішнього згорання: автореф. дис. док. техн. наук: 05.13.05 / ОНПУ. - Одеса, 2005. - 36 с.

2. Сагін С. В. Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами: автореф. дис. док. техн. наук: 05.20.20 / НУ»ОМА». - Одеса, 2019. 48 с.

3. Плавинский Е.Б., Никитенко И.В., Никольский В.В., Поповский А.Ю., Крохмаль Д.Ю., Глазева О.В. Измерения вязкости жидких сред пьезоэлектрическим вискозиметром // Судовые энергетические установки: Науч.-техн. сб. – 2001. – Вып. 6. – Одесса: ОГМА. – С. 61 – 62.

4. Плавинский Е.Б., Никитенко И.В., Никольский В.В., Поповский А.Ю., Крохмаль Д.Ю., Глазева О.В. Измерения вязкости жидких сред пьезоэлек-

трическим вискозиметром // Судовые энергетические установки: науч. - техн. сб. - Одесса: ОГМА, 2001. - Вып. 6. - С. 61 - 62.

5. Никольский В.В., Ханмамедов С.А. Ротационные вискозиметры // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах: наук. - техн. журнал - Хмельницький, 2003. - №1 - С. 38-41.

6. Плавинский Е.Б., Никольский В.В., Цубенко А.С. Пьезоэлектрический вискозиметр // Судовые энергетические установки: науч. - техн. сб. - Одесса: ОНМА, 2003. - Вып. 8. - С. 133 - 137.

7. Вискозиметр з лінійним п'єзоелектричним приводом вимірювального зонду: звіт з НДР: ДР № 0117 У 000318 / кер. роботи В.В. Нікольський, виконавець К.Ю. Бережний. К.: УКРНТЕІ, 2018 – 63 с.

8. Нікольський В.В., Оженко Є.М. Патент на корисну модель, МКІ 7 G01N11/10 Вискозиметр. - № 37258; Опубл. 25.11.2008, Бюл. № 22

УДК 621.431.7.03-523.8-048.78

Лук'янюк А.А., кер.проф. Нікольський В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення надійності системи подачі палива суднового дизеля з електронним управлінням

Сучасні вимоги щодо впливу двигунів внутрішнього згоряння на екологію навколишнього середовища змушують конструкторів і дослідників шукати методи зменшення кількості викидів шкідливих речовин в атмосферу. Основними токсичними речовинами, що викидаються сучасними дизелями є тверді частинки (сажа, оксиди сірки SO₂, важкі вуглеводні), оксиди азоту (NO_x), монооксид вуглецю (CO), вуглеводні (CH), оксиди сірки. В даний час нормуються викиди частинок, NO_x, CO, CH, а також димність відпрацьованих газів. Найбільш перспективним способом зменшення шкідливих викидів двигунами внутрішнього згоряння є розробки в області вдосконалення паливоподавальної апаратури, зокрема використання акумуляторних системи подачі палива, форсунок з електронним / електрогідравлічним керуванням і т.д. (Рис.1).

Систему підготовки і подачі палива можна розділити на систему низького тиску і систему високого тиску .

Паливна система низького тиску представляє частину паливної системи дизеля для прийому, підготовки і подачі палива до паливної системи високого тиску і включає в себе цистерни, фільтри, насоси, змішувачі, сепаратори, гомогенізатори, підігрівачі і паливопроводи. Однак, на склад системи низького тиску істотно впливає паливо яке використовується. Найбільш важливо підтримувати постійний тиск і в'язкість палива на всіх режимах роботи дизеля, для цього на паливних насосах встановлені редукційні клапани.



Рис.1 Ключові фактори розробок паливних систем дизелів

Паливна система високого тиску – це частина паливної системи дизеля для нагнітання палива в камери згоряння. Система високого тиску здійснює впорскування палива в камеру згоряння двигуна і включає в себе паливний насос високого тиску (ПНВТ) і форсунку, зазвичай з'єднані паливопроводом високого тиску. В сучасних дизелях з електронним управлінням автоматизована система подачі палива в циліндр дозволяє змінювати фази і закон подачі палива значно впливаючи на економічну і екологічну ефективність дизеля.

Класифікаційна схема основних типів паливних систем високого тиску представлена на рис. 1.1. Основні напрямки паливних систем високого тиску що розвиваються – це акумуляторна система, що застосовується фірмою Wartsila і система безпосереднього дії з гідроприводом паливного насоса, яка використовується фірмою MAN-B & W, які дозволяють оптимізувати закон і фазу подачі палива, тим самим підвищити ефективність дизеля.

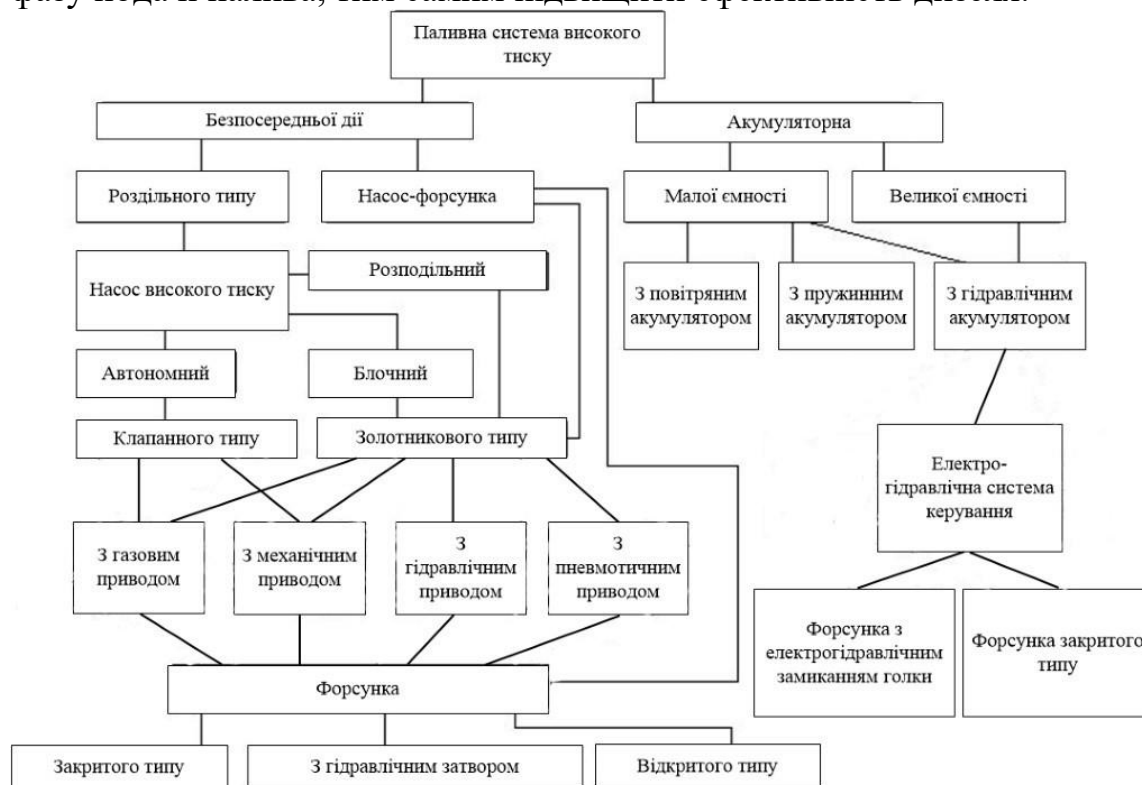


Рисунок 1.1 – Класифікаційна схема паливних систем високого тиску
Електронна система двигуна включає датчики:

- рівня охолоджуючої рідини і її температури;
- тиску і температури палива;
- тиску повітря на виході з компресора агрегату наддуву;
- температури повітря на вході в компресор агрегату наддуву;
- частоти обертання колінчастого вала,

а також мікропроцесор і інші електронні компоненти.

Аналогічні системи розроблені практично усіма зарубіжними провідними виробниками суднових дизельних двигунів.

Так, наприклад, фірма MTU розробила систему «Monitoring and remote control for MTU ship propulsion systems», фірма Mitsui систему «Multipurpose controller for electronic control engine & electronic control units» [2, 3, 6].

В останні роки все ширше використовуються на морському флоті так звані інтелектуальні дизельні двигуни, розроблені ТНК Wartsila (двигуни серії Sulzer RT-flex) та MAN Diesel & Turbo (двигуни серії ME), що забезпечують електронне управління паливоподачею (Common Rail), фазами газорозподілу, лубрикаторною системою мастила і ін. (рис. 1.2).

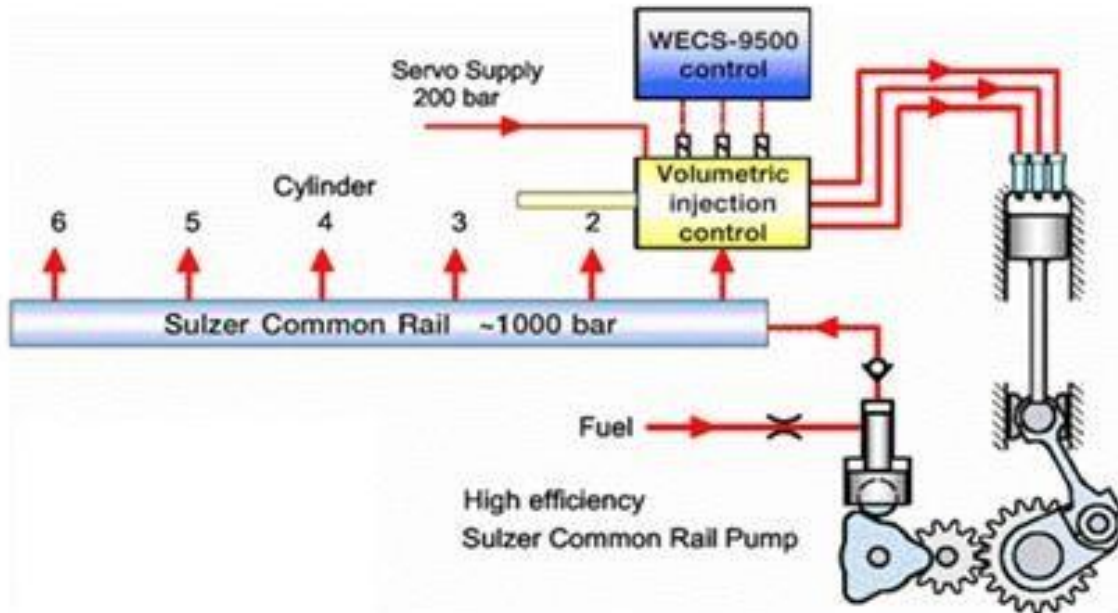


Рисунок 1.2 – Система електронного управління подачею палива дизельних двигунів Серії Sulzer RT-flex

Фірма MAN-B & W створила електро-гідравлічну автоматизовану систему управління паливним насосом високого тиску, намагаючись уникнути недоліків [4, 5, 7] акумуляторної системи подачі палива:

- відсутність можливості управління тиском палива перед форсункою протягом циклу подачі палива;
- ненадійність допоміжної гідравлічної системи, що призводить до протікання мастила, яке стикаючись з гарячими поверхнями, коксується і, як наслідок, призводить до відключення циліндра [8];
- наявність великої кількості паливних і масляних насосів, що приводяться в дію від двигуна, і відповідно підвищують витрату палива.

Так, для забезпечення оптимального згоряння (відповідно і теплового ККД) необхідний оптимальний закон подачі палива, який задається формою паливного кулачка в традиційних дизелях. Довгоходові двотактні дизеля спроектовані для роботи при певному максимальному тиску згоряння, а момент подачі палива змінюється для того щоб досягти цього тиску при даній паливній системі (кулачок, ПНВТ, форсунка і ін.).

Для сучасних дизелів, оптимальна тривалість упорскування палива при повній потужності складає приблизно 18 - 20° повороту колінчастого валу, а максимальний тиск згоряння досягається у другій половині цього періоду. Для досягнення найкращого теплового ККД паливо, подане після досягнення максимального тиску згоряння має бути подане (і спалене) якомога швидше для того щоб домогтися найвищого коефіцієнта розширення.

Таким чином, оптимальна характеристика подачі палива повинна підвищувати швидкість подачі до закінчення впорскування, відповідно подаючи паливо що залишилося якомога швидше. Це було доведено протягом багатьох років розвитку системи подачі палива 2-ух тактних дизелів і сучасний розподільний вал спроектований відповідно. *Система подачі палива «інтелектуального двигуна» спроектована таким же чином, але на відміну від дизелів з розподільним валом, вона може бути оптимізована для роботи на різних режимах.*

Система подачі палива безпосередньої дії з гідроприводом ПНВТ перевершує акумуляторну систему за рахунок можливості реалізації будь-якої закономірності подачі палива, яка необхідна для роботи дизеля. Наприклад, як одинарний впрыск, так і попередній впрыск з широким діапазоном свободи вибору швидкості подачі, часу початку подачі палива, тривалості та величини тиску.

Для приведення в дію паливного насоса застосована акумуляторна система сервомасла, що використовує охолоджене і очищене масло в якості проміжного приводу. Гідравлічний модуль кожного циліндра оснащений акумулятором масла для забезпечення досить швидкого нагнітання масла відповідно до вимог паливної системи, а також для запобігання сильних коливань тиску.

Система, що замінила розподільний вал, включає в себе масляні насоси високого тиску, що приводяться в дію двигуном через зубчасту передачу, які забезпечують енергією гідравлічно керовані блоки подачі палива і приводу випускного клапана, встановлені по одному на кожен циліндр. До запуску двигуна тиск в системі сервомасла створюється за допомогою електроприводних насосів.

Сумарна гідравлічна потужність насосів використовуваних для забезпечення двигуна 12K98ME серво маслом становить 2,5 МВт на номінальному режимі, що при ККД аксіально-плунжерного насоса в 80 %, відповідає приведеної потужності 3,1 МВт, що відбирається від двигуна.

Переміщенням плунжера паливного насоса і випускного клапана управляє швидкодіючий пропорційний клапан (в літературі зустрічається його по-

значення як FIVA-valve – FuelInjectionValveActivation), який в свою чергу управляється лінійним електромотором, який отримує керуючий сигнал від електронної системи управління. При переміщенні золотника вліво FIVA-valve працює як двопозиційний клапан, приводячи в дію випускний клапан. У разі переміщення вправо діє як пропорційний клапан, що дозволяє управляти характеристикою подачі палива, дроселюючи сервомасло, що подається під плунжер паливного насоса (рис. 1.3).

Закономірності подачі палива можуть бути збережені в пам'яті керуючого контролера і застосовані системою управління з тим, щоб забезпечити роботу двигуна за оптимальною характеристикою впорскування від «самого малого» ходу до перевантаження, так само як робота на задній хід і аварійне реверсування. Зміна характеристик впорскування може відбуватися майже миттєво, від одного циклу до іншого.



Ри

Рисунок 1.3 – Система управління пропорційним швидкодіючим клапаном: 1 - блок управління циліндром, 2 - пропорційний клапан, ТНВД - паливний насос високого тиску

Переваги системи безпосереднього дії з гідроприводом паливного насоса в порівнянні з акумуляторною системою:

- можливість забезпечити будь-яку форму характеристики подачі палива, що підвищує гнучкість в управлінні дизелем;
- менша кількість акумуляторів і, як наслідок, протікання палива і мастила.

Недоліки системи безпосередньої дії з гідроприводом паливного насоса в порівнянні з акумуляторною системою:

- відсутність можливості відключення окремих форсунок на режимах малого ходу;
- більш висока приведена потужність масляних насосів.

Порівняння згаданих автоматизованих систем управління наочно представлено в табл. 1.1. Для порівняння чисельних характеристик зі всієї великої кількості двигунів, нами обрані двигуни WARTSILA12RT-Flex96C і MAN-B & W 12K98ME володіють схожими конструктивними параметрами і однаковою номінальною потужністю.

Порівняльний аналіз систем управління подачею палива довів, що система подачі палива безпосередньої дії з гідроприводом паливного насоса, дозволяє задати будь-яку форму закону подачі палива, оптимізуючи робочий процес дизеля для роботи на різних режимах і в різних умовах, але при цьому відбір потужності масляними насосами від двигуна досягає 4,6 % його номінальної потужності.

Таким чином, подальше підвищення роботоздатності системи подачі палива, як варіант, можливо за рахунок удосконалення виконавчого механізму, шляхом виключення гідроприводу.

Для подальшого дослідження обрано систему управління фірми MAN-B & W.

Таблиця 1.1. – Порівняльні характеристики автоматизованих систем управління подачею палива фірм MAN-B & W і WARTSILA

	MAN-B&W	WARTSILA
Можливість зміни тиску палива перед форсункою протягом циклу подачі палива	Є	Немає
Можливість відключення окремих форсунок на режимах малого ходу	Немає	Є
Приводная потужність паливних і масляних насосів навішені на двигун	Масляні ≈ 3100 кВт Паливні – ні	Масляні ≈ 500 кВт Паливні ≈ 500 кВт
Переміщення виконавчого органу подачі палива	Плунжер ПНВТ – 5... 15 см	Золотник БУПП – 4 мм
Кількість акумуляторів	1	3

1.2. Аналіз існуючих типів приводів виконавчих механізмів

Незважаючи на те, що гідравлічна система відповідає вимогам, що пред'являються, їй притаманні такі недоліки:

- високе енергоспоживання;
- високі масо-габаритні показники;
- необхідність окремого джерела енергії (насос);
- велике число масляних трубопроводів під тиском;
- протікання масла, які при зіткненні з високотемпературними поверхнями закоксовуються, що не раз призводило до відключення циліндра;
- висока металоємність.

Застосування асинхронних електродвигунів змінного струму, що володіють відносною простотою і невисокою вартістю, обмежена низьким ККД (80 - 82%), вібрацією і високими вимогами до балансування ротора через його високої частоти обертання [9, 13].

Однофазні синхронні електродвигуни позбавлені недоліків асинхронних, однак володіють великим магнітним полем навколо двигуна, низьким ККД (80 - 85%) і значними розмірами і [9, 13].

Крім того, забезпечити необхідну точність позиціонування і швидкодії не здатні ні синхронний, ні асинхронний двигуни, а необхідне велике зусилля, що розвивається, особливо при запуску двигуна, призведе до зростання струму і габаритів двигуна.

Колекторні і безколекторні (вентильні) двигуни мають високий ККД (більше 90%), простотою системи регулювання і можуть забезпечити необхідні зусилля і точність. Однак, проведені дослідження [9, 13, 28] показали, що вони володіють недостатнім швидкодією, а також високою вартістю, розмірами і обмеженим терміном служби.

Використання електромагнітів і магнітострикційних матеріалів обмежено необхідним високим зусиллям і швидкодією, так як для їх забезпечення буде потрібен привід з високими маса-габаритними показниками і великим струмом управління.

Удосконалення виконавчих механізмів електромагнітного типу в конструкторсько-технологічному напрямі в даний час практично вичерпані, що не створює перспективи в їх застосуванні [9, 13, 27, 28]. Тому очевидна актуальність розробки систем управління з виконавчими механізмами на базі нових фізичних принципів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Брук М. А. Режимы работы судовых дизелей / М. А. Брук, А. А. Рихтер. – Л.: Судпромгиз, 1963. – 484 с.
2. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. – М.: Моркнига, 2008. – 470 с.
3. Возницкий И. В. Топливная аппаратура судовых дизелей – конструкция, проверка состояния и регулировка / И. В. Возницкий. – СПб.: Файндер-плюс, 2005. – 133 с.
4. Гемке Р. Г. Неисправности электрических машин / Р. Г. Гемке. – 9-е изд. перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 336 с.
5. Козьминых А. В. Оптимальное управление судовыми энергетическими установками / А. В. Козьминых, Р. А. Севастьянов. – М.: Изд. ЦР11А МОРФЛОТ, 1978. – 40 с.
6. Конкс Г. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. – М.: Машиностроение, 2005. – 512 с.
7. Кутьин Л. И. Автоматизация судовых дизельных и газотурбинных установок / Л. И. Кутьин. – Л.: Судостроение, 1973. – 382 с.
8. Лавриненко В. В. Пьезоэлектрические двигатели / В. В. Лавриненко, И. А. Карташев, В. С. Вишневский. – М.: Энергия, 1980. – 112 с.
9. Левин М. И. Автоматизация судовых дизельных установок / М. И. Левин. – Л.: Судостроение, 1969. – 468 с.

10. Миусов М. В. Электронные системы управления главными судовыми двигателями: учебное пособие / М. В. Миусов, В. И. Ланчуковский, Е. М. Оженко. – Одесса: ОНМА, 2013. – 98 с.

УДК 629.12 + 621.69

Павлиско О. О., кер.проф. Онищенко О. А.
Національний університет “Одеська морська академія”

Удосконалення систем скраплення газу, що перевозиться на суднах-газовозах типу *LPG*

У зв'язку із збільшенням забруднення довкілля і економічними проблемами сучасності, постійно збільшується попит на вуглеводневий газ [1-4]. Цей газ призначений для використання як паливо, а також він використовується у якості сировини для органічного синтезу [1-3]. Для транспортування газу використовуються спеціалізовані судна-газовози, які можуть вміщати більш ніж 80000 м³ скрапленого газу. Досі існують невирішені проблеми, пов'язані із підвищенням ефективності, надійності і безпеки транспортування скрапленого газу на суднах-газовозах [2-4].

З метою аналізу, у тезах представлені деякі характерні схеми систем скраплення газів, що використовують на суднах-газовозах типу *LPG*, та властивості газів, які перевозяться цими суднами [5-7].

На сьогоднішній день зроблені важливі кроки з розвитку нових технологій для забезпечення більш ефективного скраплення вуглеводневих газів, які, у свою чергу, мають різноманітні властивості (див. табл. 1).

Таблиця 1 – Властивості вуглеводневих газів

п/п	Назва газу	Формула	Температура кипіння при атмосферному тиску, °C	Критична температура	Критичний тиск	Щільність рідини	Відносна щільність пару	Молекулярна вага
1	Метан	CH ₄	-161.5	-82.5	44.7	0.427	0.554	16.04
2	Етан	C ₂ H ₆	-88.6	+32.3	49	0.59	1.048	30.07
3	Пропан	C ₃ H ₈	-42.7	+96.8	42.6	0.583	1.55	44.09
4	Н-бутан	C ₄ H ₁₀	-0.5	+153	38.1	0.605	2.09	58.12
5	Ізобутан	C ₄ H ₁₀	-11.7	+135	38.2	0.595	2.07	58.12
6	Етилен	C ₂ H ₄	-104	+9.9	50.5	0.57	0.975	28
7	Пропілен	C ₃ H ₆	-47.7	+92.3	45.6	0.613	1.48	32
8	Бутилен	C ₄ H ₈	-6.5	+147	40	0.625	1.94	56.1
9	Бутадиєн	C ₄ H ₆	-5	+162	43.2	0.653	1.88	54.1
10	Ізопрен	C ₅ H ₈	+34	+211	38.5	0.67	2.3	68
11	Вінілхлорид	C ₂ H ₃ Cl	-13.8	+158	52.9	0.965	2.15	62.5
12	Етилен оксид	C ₂ H ₄ O	+10.7	+196	74.4	0.896	1.52	44
13	Пропілен оксид	C ₃ H ₆ O	+34.2	+209	47.7	0.83	2	58
14	Аміак	NH ₃	-33.4	+132	113	0.683	0.597	17
15	Хлор	Cl ₂	-34	+144	77.1	1.56	2.49	70
16	Азот	N ₂	-196	-147	3.28	0.808	0.967	28.2

Для того, щоб підтримувати температуру і тиск газу у танках у межах його визначених конструктивних можливостей, необхідно видаляти пари газу, що утворилися при його кипінні, сконденсувати їх і потім повернути назад у танк. Цей процес здійснюється на судні установкою скраплення газу.

При перевезенні вантажу з температурою кипіння не нижче -10°C установка скраплення може бути одноступінчастою [8]. При перевезенні вантажів з нижчими температурами кипіння, застосовуються установки 2-х ступінчастого стискування з проміжним охолодженням. Визначено, що найбільш ефективним є установки каскадного типу, де охолодження вантажного конденсатора відбувається не водою, а допоміжною холодильною установкою, що працює, зазвичай, на фреоні.

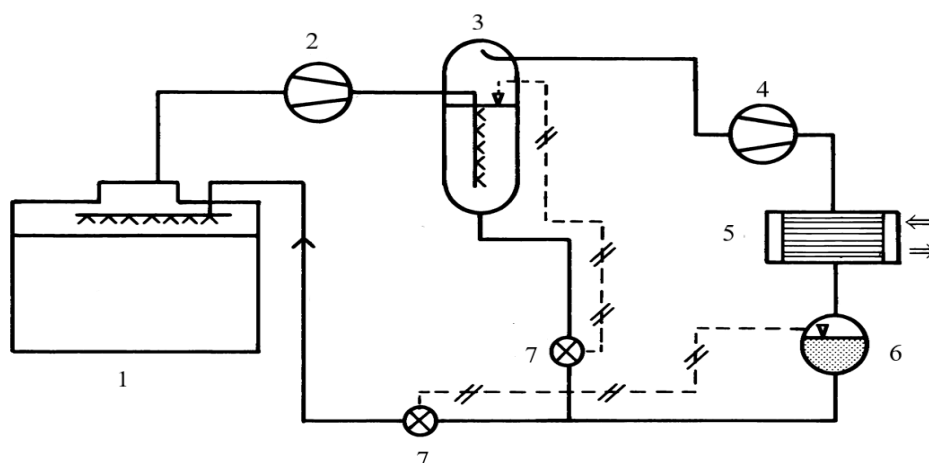


Рисунок 1 – Схема системи скраплення газу на судні-газовозі

Основні елементи суднової системи скраплення газу показані на рис. 1, де позначено: 1 – вантажний танк; 2 – вантажний компресор(перший рівень); 3 – інтеркулер; 4 –вантажний компресор (другий рівень); 5 – конденсатор; 6 – конденсаторний танк; 7 – дросельний клапан.

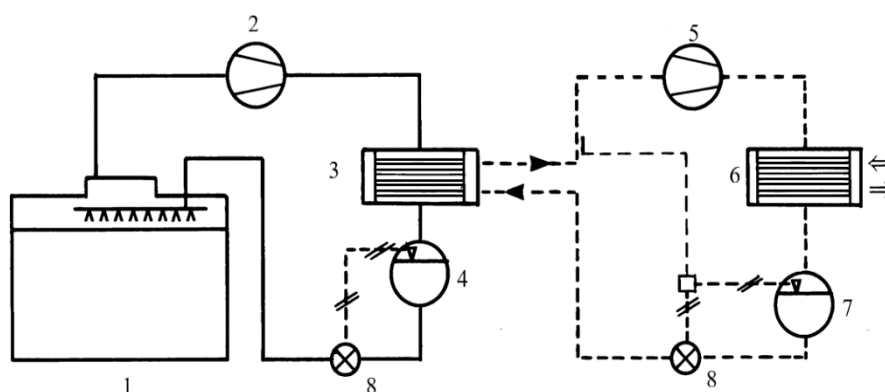


Рисунок 2 – Суднова система скраплення газу каскадного типу

Система скраплення каскадного типу показана на рис. 2, де позначено: 1 – вантажний танк; 2 – вантажний компресор; 3 –конденсатор; 4 –конденсаторний танк; 5 – компресор холодоагенту; 6 – конденсатор холодоагенту ; 7 – конденсаторний танк холодоагенту; 8 – дросельний клапан.

Безумовно, оптимізація суднових систем скраплення газу - складна наукова задача, яка не може бути вирішена без сучасних засобів моделювання процесів, зокрема, охолодження [8, 9].

Висновок. Система скраплення газу – одна з найголовніших систем на суднах-газовозах, що служить для безпечного та ефективного перевезення різноманітних газів. Такі системи потребують подальших досліджень, спрямованих на підвищення ефективності та економічності перевезення газу. Для суден-газовозів важливо раціонально підходити до вибору типу системи скраплення газу та холодоагенту, який використовується у системі скраплення каскадного типу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Голиков В. А., Онищенко О. А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології. Суднові енергетичні установки, № 37, 2017. - С. 13-27.

<http://old.onma.edu.ua/content/nauka/seu/37.pdf>; <https://clck.ru/DCFp3>

2. И.В. Логишев И. В., Онищенко О. А. Управление технической эксплуатацией флота. Учебник, 2016, 232 с. - Одесса: "Феникс".

3. Шевченко В. А., Онищенко О. А. Проблеми удосконалення, підвищення енергетичної ефективності і тенденції розвитку складних суднових технічних систем і комплексів. *4th International scientific and practical conference "Perspectives of world science and education" (December 25-27, 2019) CPN Publishing Group, Osaka, Japan.* 2019. , p.p. 995-1005.

http://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2019/12/perspectives-of-world-science-and-education_25-27.12.19.pdf

4. Чуб М.А., Онищенко О.А. Аналіз можливостей морського транспортування природного газу у стислому стані. Матер конф. "Суднова енергетика: технічні засоби та автоматизація", 21.12.2016. - Одеса: НУ "ОМА". - С. 95-102.

5. *SIGTTO Society of International Gas Tanker & Terminal Operators Ltd. Liquefied Gas Handling Principles on Ships and Terminals (LGHP4)* – 82. - 85 с.

6. Баскаков С.П. Перевозка сжиженных газов морем. Учебное пособие. - СПб.: "GAZ SAN", 2002. - 226с.

7. Ознакомительный курс для работы на танкерах – *Columbia Shipmanagement Ltd.* - 141с.

8. Максимкін В. І., Онищенко О. А. Підвищення ефективності експлуатації суднових холодильних установок. Матер. конф. "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", НТК молодих дослідників, 22 листопада 2018 р. - Одеса: НУ "ОМА". - С. 144-146

9. Василець Д. В., Налева Г. В., Онищенко О. А. Моделювання процесів в судновій холодильній установці методом електротеплових аналогій. Матер. конф. "Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика", VIII наук.-метод. конференція, 2018. - Одеса: НУ "ОМА", - С. 127-131.

http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/electro_conf_50_60ka_228str.pdf

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

**Підвищення якості контролю циркуляційного мастила
високообертового дизеля способом поляризації**

ABSTRACT

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

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

РЕФЕРАТ

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

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

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

Дистанційний безперервний контроль якості циркуляційного мастила високообертового дизеля є необхідною умовою його безаварійної роботи і сприяє ефективній роботі системи змащення. Вимірювання фізичних параметрів структури циркуляційного мастила, в процесі роботи дизеля і контроль їх зміни дозволяє забезпечити безвідмовну роботу всієї системи змащення дизеля, а при різкій зміні структури мастила вжити необхідних заходів до його заміни з метою збереження працездатності системи змащення дизеля. Великими можливостями для вирішення даної проблеми дистанційного безперервного контролю циркуляційного мастила суднового дизеля мають радіохвильові поляризаційні методи.

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

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

Формулювання мети статті (постановка задачі)

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

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

B - відбитий сигнал, створений поверхнею мастила з діелектричною проникністю $\varepsilon_{ik}^n(t)$;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Якщо виміряне значення потужності P_1 таке, що умова (4) стає справедливою, то приймається рішення A , в іншому випадку приймається рішення B . Вираз (4) логарифмуючи при підставі e , запишеться у вигляді:

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

Вирішуючи нерівність (8) щодо P_1 , знаходиться критеріальне значення $P_{Iкр}$. Тоді практичне правило дистанційного визначення якості циркуляційного мастила високообертового дизеля зводиться до автоматичного вимірювання відбитої потужності P_1 і порівнянню її значення з критеріальним $P_{Iкр}$.

Якщо $P_{Iвим} \geq P_{Iкр}$, приймається рішення A , тобто мастило відповідає експлуатаційним параметрам. При $P_{Iвим} < P_{Iкр}$, приймається рішення B , тобто мастило не відповідає експлуатаційним параметрам і необхідна його заміна, або додавання у його склад чистого мастила певної кількості.

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

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

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

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

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

Подальші дослідження будуть спрямовані на удосконалення певних вузлів розробленого пристрою.

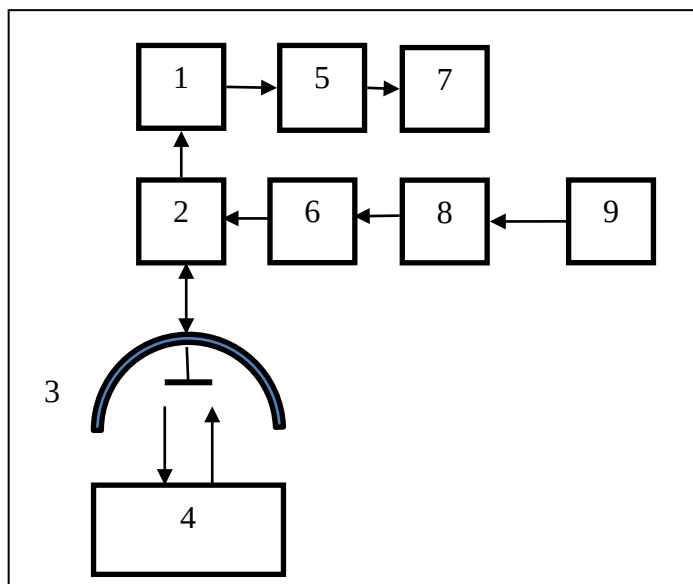


Рис.1. Функціональна схема пристрою дистанційного контролю якості циркуляційного мастила високообертового дизеля, де:

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

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

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

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

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

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

Підвищення ефективності дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері мало обертового дизеля

Abstract

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

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

Реферат

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

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

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

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

Залежність різних параметрів радіохвильових датчиків від електромагнітних параметрів контрольованих об'єктів дозволяє отримати інформацію про їх фізичні властивості. Радіохвильові методи і НВЧ пристрої, що їх реалізують, набули найбільшого розвитку і практичного застосування завдяки високій чутливості радіохвильових вологомірів в діапазоні СВЧ, можливості досягнення високої точності безконтактних вимірювань і інтегральної оцінки вологовмісту за обсягом контрольованої речовини.

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

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

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

Формулювання мети статті (постановка задачі)

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

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

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

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

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

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

$$\eta = \sqrt{\frac{\epsilon' + \sqrt{(\epsilon')^2 + (\epsilon'')^2}}{2}} \quad (1)$$

$$\rho = \sqrt{\frac{-\epsilon' + \sqrt{(\epsilon')^2 + (\epsilon'')^2}}{2}} \quad (2)$$

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

$$\varphi = \arctg \frac{\rho}{\eta} = \frac{\sqrt{\frac{\varepsilon' + \sqrt{(\varepsilon')^2 + (\varepsilon'')^2}}{2}}}{\sqrt{\frac{-\varepsilon' + \sqrt{(\varepsilon')^2 + (\varepsilon'')^2}}{2}}} = \arctg \frac{\frac{\varepsilon' + \sqrt{(\varepsilon')^2 + (\varepsilon'')^2}}{2}}{\frac{-\varepsilon' + \sqrt{(\varepsilon')^2 + (\varepsilon'')^2}}{2}} = \frac{\varepsilon' + \sqrt{(\varepsilon')^2 + (\varepsilon'')^2}}{-\varepsilon' + \sqrt{(\varepsilon')^2 + (\varepsilon'')^2}} \quad (3)$$

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

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

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

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

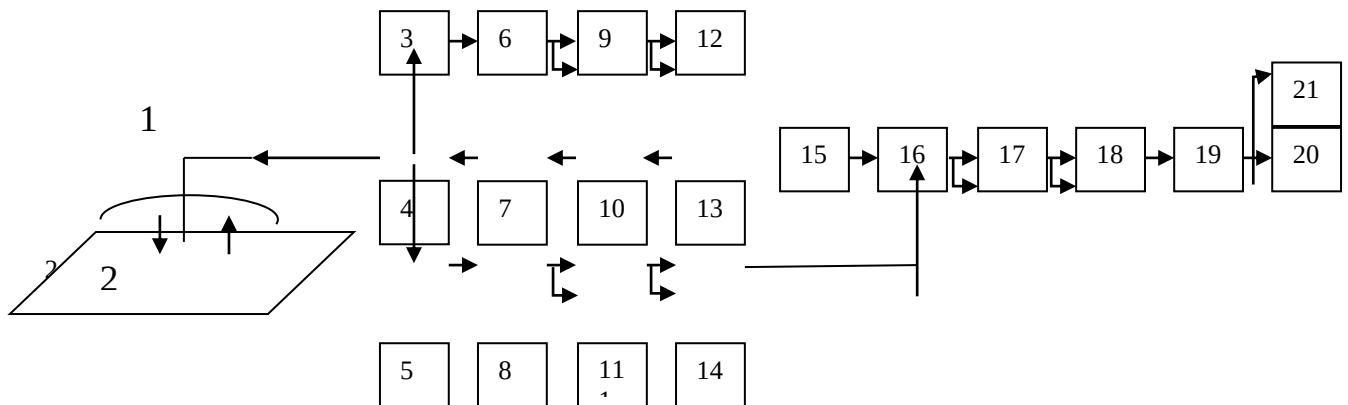


Рис.1. Функціональна схема НВЧ пристрою для дистанційного контролю вологовмісту циркуляційного мастила в картері малооборотного дизеля де:

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

Робота НВЧ пристрою відбувається наступним чином. Генератор НВЧ 13 генерує синусоїдальні коливання високої частоти, які модулятором 10 модулюються в імпульси певної тривалості і частоти повторення, які через

циркулятор 7 і поляризаційний селектор 4 надходять на антену 1 і випромінюються на поверхню 2 циркуляційного мастила в картері дизеля.

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

З виходу приймачів 6, 8 відбиті сигнали ортогональних компонент E_x і E_y електромагнітної хвилі надходять на каскади 9, 11, 12, 14, 15, 16, 17, 18 формування різниці фаз φ між ними і перетворення її в постійну напругу u . З виходу диференційного підсилювача 19 постійна напруга, відповідна різниці фаз між ортогональними складовими відбитої від поверхні мастила електромагнітної хвилі і яка відповідає вологовмісту мастила в картері дизеля, надходить на реєстратор 21 постійної напруги і дисплей комп'ютера 20.

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

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

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

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

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

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

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

5.Европейский пат.0069969,МКИ⁴:GOI №22/00, GOI №33/22.Microwave alcohol fuel sensor/К.Kimura,A.Endo,T.Shibata,H.Morozumi. 1982.

Мацерук В. В., кер. проф. Корбан В. Х.

Національний університет «Одеська морська академія»

Дистанційний контроль частоти обертання валу дизеля

ABSTRACT

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

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

РЕФЕРАТ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Формулювання мети статті (постановка задачі)

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

Виклад матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

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

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

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

$$\varphi_{1xy} = \cos(\varphi_x - \varphi_y) = \frac{U}{2E_x E_y} ; (2)$$

або

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

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

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

де n - кількість обертання колінчастого валу за 1 хвилину.

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

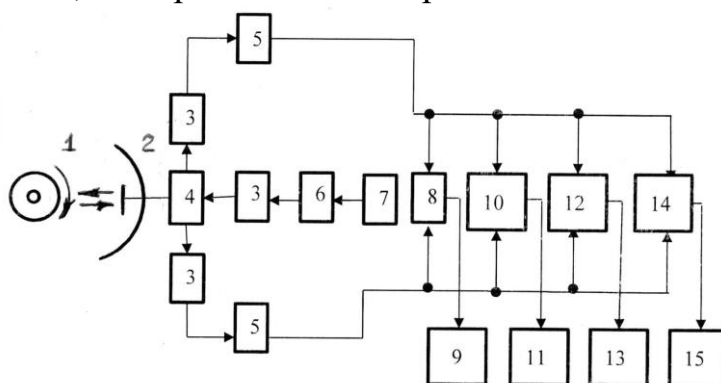


Рис.1. Функціональна схема приладу дистанційного контролювання частоти обертання і вібрації колінчастого валу суднового дизеля, де: 1 - колінчастий вал суднового дизеля; 2 - рупорна антена; 3 - антенні перемикачі; 5 - приймачі ортогональних E_x , E_y компонент відбитої від колінчастого валу суднового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

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

Висновки і перспектива подальшої роботи за даним напрямком

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

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

Подальші дослідження будуть спрямовані на удосконалення певних вузлів розробленого пристрою.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

2. А. с. 1045128 СССР. МКІ⁴ G01P 3/48. Устройство для измерения скоростей вращения валов двигателей / Т. И. Щеломенцев, В.А. Константинов, А. М. Боглов и др. // Открытия. Изобретения. 1983, №36.

3. А. с. 278263 СССР. МКІ⁴ G01P 3/48. Радиолокационный способ измерения частоты вращения / Б.М. Петров// Открытия. Изобретения. 1974, №45.

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

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

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

УДК 629.12.3.2

Бойко Б.О., кер. доц. Небеснов В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення енергетичної ефективності суднового пропульсивного комплексу шляхом модернізації систем моніторингу енергетичних показників

Постановка проблеми у загальному вигляді. У статті пропонується огляд деяких проблем, що виникають при експлуатації суднового пропульсивного комплексу. Розглянуто основні методи та шляхи модернізації моніторингу енергетичних показників, фактори які впливають на енергетичні показники. Пропонується рішення проблеми за допомогою впровадження підвищеного запасу потужності головного двигуна .

Сьогодні суднобудування це міжнародний ринок з дуже розвиненою конкуренцією, в результаті чого судновласники замовляють судна там, де вони бачать високу якість продукції та які задовольняють їх терміни будівництва і вартість судна. Тому сьогодні дуже важливо підвищити та повністю використати резерви головного двигуна, які дадуть нам змогу підвищити енергетичну ефективність суднового пропульсивного комплексу в цілому. При розробці або модернізації систем управління пропульсивним комплексом при русі судна необхідно враховувати дію зовнішніх чинників невизначеного характеру, що впливають на техніко-експлуатаційні характеристики судна [1].

Об'єкт дослідження модернізація систем моніторингу енергетичних показників.

Предмет дослідження підвищення енергетичної ефективності суднового пропульсивного комплексу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Судновий пропульсивний комплекс - це гідромеханічна система, що включає корпус судна і пропульсивну установку, у якій потужність, що розвивається головним двигуном, перетворюється в упор, повідомляє рух судну [2]. Пропульсивна установка комплексу в найбільш загальному випадку складається з: одного або декількох рушіїв (гребних гвинтів); одного або декількох валопроводів; головних суднових передач; головних двигунів. Головні двигуни (ГД) складають основу головної енергетичної установки (ГЕУ), куди входять основні системи, допоміжні механізми, теплообмінні апарати та інші агрегати забезпечення роботи ГД. Головні суднові передачі призначені для перетворення енергії ГД, а також об'єднання потужності (для декількох ГД), переданих за допомогою валопроводу до рушіїв. Упор, створюваний рушієм, в свою чергу пере-

дається на корпус судна. Елементи пропульсивного комплексу характеризуються в роботі такими основними показниками [3]:

головний двигун - потужністю Ne , крутним моментом Me , частотою обертання n ;

передача - частотою обертання ведучого (від головного двигуна) n і ведомого (гребного) валів n_p ;

гребний гвинт - упором гвинта P , що обертає M_p , частотою обертання n_p ;

корпус судна - повним опором води і повітря руху судна R , швидкістю судна v .

Судно при своєму русі виводить маси води зі стану спокою і сприймає реакцію в вигляді гідродинамічних сил, розподілених по зовнішній поверхні його обшивки. оскільки судно симетрично щодо його діаметральної площини, то дія гідродинамічних сил реакції води може бути зведене до однієї рівнодіючої сили F , що лежить в діаметральної площині, і моменту M , чинним в тій же площині (Рис. 1). Горизонтальна складова R сили F є силою опору середовища - води і повітря; вона врівноважується корисної тягою рушія P_e .

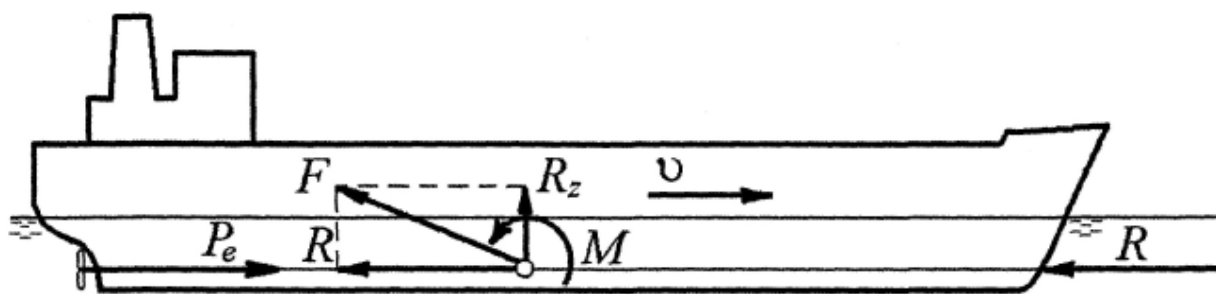


Рис.1 Сили і моменти, які діють на судно у прямолінійному русі

Гребний гвинт при своєму обертанні споживає виробляється двигуном потужність, яка більш-менш ефективно перетворюється в упор P і поступальну швидкість руху судна v . Між двигуном і гвинтом доводиться вводити понижуючий редуктор (передачу) [5]. Взаємодія елементів рушійні комплексу вивчається шляхом спільного розгляду їх характеристик (Рис. 2).

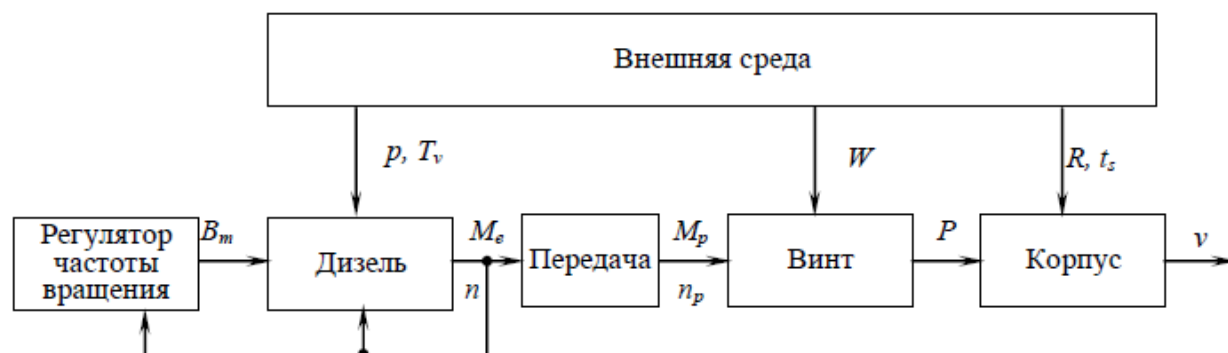


Рис.2 Схема взаємодії елементів пропульсивного комплексу

Технічна досконалість пропульсивного комплексу визначається його здатністю перетворювати потужність Ne (або обертовий момент Me) головного

двигуна в рух судна з швидкістю v і з найменшими втратами в реальних умовах плавання. На роботу пропульсивного комплексу впливає значне число чинників. Найбільш істотні з них [3]:

- геометричні характеристики, морехідні якості і експлуатаційні параметри судна;
- технічні особливості корпусу судна;
- технічні характеристики пропульсивної установки: типи і характеристики головної енергетичної установки, передачі, рушіїв;
- поточний технічний стан елементів пропульсивного комплексу: збільшення експлуатаційної шорсткості корпусу судна внаслідок обростання, виникнення вм'ятин і корозії; зміни характеристик гребного гвинта під дією обростання і ерозії його лопатей; збільшення тертя в підшипниках валопровода за рахунок зносу; зміна характеристик головного двигуна (дизеля) по через знос деталей і погіршення характеристик його систем;
- експлуатаційні фактори: реальна завантаження судна (маса судна, посадка); гідрометеорологічні умови плавання (вітер і хвилювання); вплив мілководдя і ширини фарватеру у річкових умовах плавання і в каналах; швидкість течії води (проти ходу судна або попутне).

Висновок. Розгляд поданих даних підкреслює важливість правильного вибору потужності головного двигуна. Це рішення повинно враховувати можливі експлуатаційні відхилення потужності які неминучі в процесі експлуатації:

- необхідний побудований резерв потужності дизеля при здачі судна (при забезпеченні паспортної швидкості);
- допустима ступінь коливання потужності при відхиленні атмосферних умов від стандартних або стендових;
- допустима ступінь «обважнення» гвинтовий характеристики в експлуатації в зв'язку з обростанням корпусу судна і гвинта. зносом і втратою покриття, після чого потрібно обов'язкове докування.

Очевидно що номінальний режим, який встановлюється заводом-виробником без строго обумовлених граничних значень режимних показників, не може бути використаний в якості порівняльного зразка або вихідного рівня для зіставлення ефективності, економічності і напруженості різних двигунів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Обеспечение надежности судовых дизелей на эксплуатационных и особых режимах работы /М.А. Малиновский, А.А. Фока, В.И. Ролинский, Ю.З. Вахрамеев. – Одесса: ФЕНИКС, 2003. -150 с.
2. Суворов П.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие / П.С. Суворов. –Одесса: ОНМА, 2012. – 626 с.
3. Суворов П.С. Динамика дизеля в судовом пропульсивном комплексе. / П.С. Суворов. – Одесса:ОНМА, 2004. – 304 с.

4. Камкин СВ., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей - М.: Транспорт, 1990.
5. Мясников Ю.Н. Информационные технологии в пропульсивном комплексе морского судна: моногр./Ю.Н. Мясников, А.А. Иванченко, А.М. Никитин, - СПб.: ГУМРФ, 2013-328с.

УДК 621.431.7.068.4-048.78

Кравець П.Є., кер.доц. Небеснов В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення надійності судових дизелів в умовах експлуатації шляхом удосконалення методів контролю їх режимних показників

Постановка проблеми у загальному вигляді.

В умовах значного скорочення чисельності екіпажів морських суден суттєво зросла роль надійності при технічній експлуатації судових дизелів, як головних, так і допоміжних.

Судновий дизель характеризується рядом значень потужності - максимальна, номінальна, експлуатаційна та інше. Для забезпечення тривалої надійної роботи його експлуатаційна потужність навмисно занижується щодо номінальної, виходячи з очікуваного в експлуатації неконтрольованого відхилення параметрів теплової та механічної напруженості двигуна в гіршу сторону щодо номінальних значень.

При цьому енергетичний ресурс двигуна не використовується повністю. Стосовно до конкретного двигуна ці відхилення носять невизначений, імовірнісний характер, в зв'язку з чим ймовірність відмови зберігається на досить високому рівні. Знизити цю невизначеність для конкретного двигуна можливо тільки індивідуальною оцінкою його режимних параметрів, що характеризують рівень його теплової та механічної напруженості. Для цього двигун повинен бути контрольованим за всьомо його основними вузлами і на всіх етапах перетворення енергії: циліндр - поршень - кривошипно-шатунний механізм - вал.

В області контролю параметрів робочого процесу зберігаються серйозні методологічні проблеми. Зокрема - негативний вплив індикаторного каналу на результати індиціювання дизелів, особливо середньо- і високооборотних. Методика усунення цього впливу відсутня. Відсутня також загальноприйнята методика настройки кутів верхніх мертвих точок (ВМТ) в системах контролю робочого процесу (СКРП). Це ускладнює застосування СКРП, обумовлює значну суб'єктивність одержуваних оцінок. Особливої актуальності набуває вирішення цих завдань при реалізації концепції судового малооборотного двигуна (МОД) з електронним управлінням, комп'ютерне управління яким базується на безперервному контролі середнього індикаторного тиску і максимального тиску процесу.

З огляду на комплексний характер процесів в дизелі, параметри його механічної і теплової напруженості повинні оцінюватися спільно і в зв'язку з(!) задається двигуна ефективною потужністю, від яких вони безпосередньо залежать.

Об'єктом дослідження є процес технічної експлуатації суднових дизелів, зокрема - застосування методів і технічних засобів для забезпечення експлуатаційного контролю високоінформативних режимних параметрів дизелів з метою досягнення їх надійної роботи при можливо більш повному використанні енергетичного ресурсу.

Предметом дослідження є методи і технічні засоби, що забезпечують прямий експлуатаційний контроль температурного режиму рухомих деталей дизеля, поряд з методологічно та інформаційно обґрунтованим контролем параметрів робочого процесу і з урахуванням задається в експлуатації ефективної потужності.

Цілі і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення ефективності експлуатації суднових дизелів за рахунок більш повного використання їх енергетичного ресурсу на основі розробки і застосування методів і засобів, що забезпечують комплексне оперативне інформаційне відображення стану двигуна за параметрами

Виклад основного матеріалу

Основним засобом контролю ступеня використання енергетичного ресурсу циліндра і двигуна в цілому, а також його механічної напруженості є СКРП(рис1). За умови не перевищення допустимого рівня механічної напруженості деталей двигуна, максимально повне використання в експлуатації його енергетичних можливостей, реалізованих при проектуванні і будівництві, безпосередньо залежить від достовірності і рівня похибки одержуваних від СКРП оцінок параметрів робочого процесу.

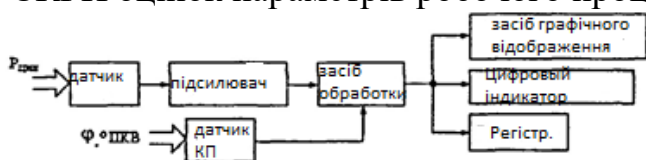


Рисунок 1-Узагальнена структурна схема СКРП

У таких системах тиск газів з циліндра через індикаторний кран подається до датчика тиску, де перетворюється в електричний сигнал. Цей сигнал за певним алгоритмом обробляється засобом обробки, на другий вхід якого подається сигнал з датчика кута повороту колінчастого валу дизеля.

Індикаторний канал може бути представлений вигляді моделі (рис2) динамічноколивальної ланки.

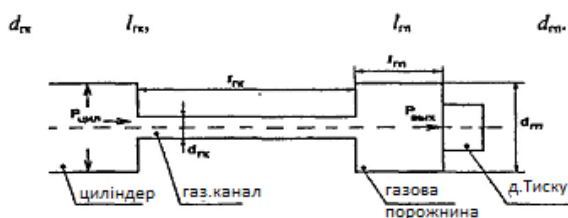


Рисунок 2- Схема Індикаторного каналу

Для вихідного сигналу $P_{вих}$, що сприймається датчиком, матиме вигляд

$$Tc2 = (d^2 p_{вих} / dt^2) + (T_c dp_{вих}) / Q dt + p_{вих} = p_{цик}$$

Де Q -добротність індикаторного каналу

З формули випливає, що власна частота каналу залежить від параметрів газу, а ті, в свою чергу - від режиму роботи двигуна.

Був виконан аналіз спектр розгорнутих індикаторних діаграм (рис 3) і виконана оцінка інформативності її гармонійних складових з позиції отримання складових робочого процесу.

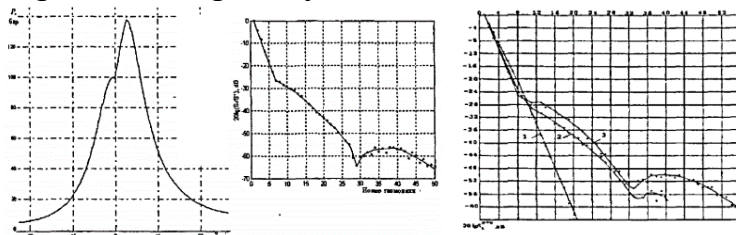


Рисунок 3-Спектр індикаторних діаграм

Так само в роботі розглянуті системи нейротичного характеру діагностування режимних параметрів.

Системи та датчики індиціювання дизелів

Висновки.

В результаті виконаного аналізу отримані наступні основні наукові та практичні результати:

Загальним підсумком виконаної роботи є забезпечення можливості підвищення ефективності і надійності експлуатації судових дизелів за рахунок більш повного використання їх енергетичного ресурсу та зниження ймовірності відмови на основі застосування розроблених методів і технічних засобів

для комплексного оперативного інформаційного відображення стану дизеля за параметрами теплової напруженості рухомих деталей дизеля (поршень, підшипники), робочого процесу в циліндрі дизеля, незалежно від частоти його обертання, ефективної потужності в судових дизель установках

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Варбанец Р.А. Повішення ефективности експлуатации судовых дизелей за счёт мониторинга рабочего процесса/ Р.А.Варбанец, В.Г. Ивановский //Збірник наукових праць НУК – Миколаїв – 2008 - №1 – с.128
2. Гаврилов В.С. Управление технической експлуатацией морского флота :учебное пособие / В.С. Гаврилов, М.М. Гальперин – Москва 1987-с 54
3. Палтов С.А. Системи електронного індиціювання робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння – Експлуатація морського транспорту-2008-№2(52)-с 63-66

4. Самойленко А.Ю., Кузнецов А.В. Гармонический анализ индикаторных диаграмм судовых дизелей// Сб. научн. трудов НГМА.- Новороссийск: НГМА, 2003.- Вып.8.- С.75

УДК 621.431,7.03:629.5-048,78

Влаєв В.Г. , кер. доц. Солодовніков В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення системи подачі палива суднових дизелів

Двопаливні двигуни в останні роки набувають все більшої популярності завдяки таким якостям, як менший, у порівнянні з дизелями, рівень викидів, а також можливість переходу від дизельного палива до більш дешевого газовому паливу. Недоліком існуючих двопаливних двигунів є складність систем подачі палива, оскільки паливна система має дві форсунки на кожен циліндр. При цьому якщо одна форсунка (основного палива) розташована, як зазвичай, по осі камери згоряння, оптимальним чином, то друга форсунка (пілотного палива) встановлюється ексцентрично, що знижує її ефективність. Тому була поставлена задача створити нову форсунку з одним (центральним) розпилювачем, здатним зберігати високу ефективність при зміні циклової подачі в широкому діапазоні. Однак забезпечення необхідної точності дозування палива в широкому діапазоні є непростим завданням, особливо якщо мова йде про уприскування енергетичної частки дизельного палива (ЕДЧТ) близько 1% від номінальної. Чималі складнощі також представляє необхідність забезпечення форми і динаміки розвитку паливного факела у всьому діапазоні режимів роботи.

У даній роботі розглядається процеси розвитку паливної апаратури для двопаливних двигунів і застосування системи common rail (CR). Архітектура систем CR нового покоління і конструкція вдосконалених форсунок фірм «L'Orange» (Німеччина) і OMT (Італія), стійко працюють в діапазоні зміни циклових подач 1:100, дають можливість відмовитися від використання системи упорскування пілотного палива в газовому режимі. Підвищення тиску в магістралях системи CR до 2200 бар дозволяє істотно збільшити ККД двигуна в дизельному і газовому режимах, знизити обсяг шкідливих викидів і зменшити вагогабаритні показники паливної апаратури.

У даній роботі порівнюються показники найбільш досконалою з існуючих форсунок для двопаливних двигунів і нової все режимної форсунки L'Orange. Порівняння здійснювалося з використанням результатів швидкісної зйомки в спеціальній оптичній камері. Для виділення парової і рідкої фаз використовувалися високошвидкісний шлірен-метод і візуалізація методом швидкісної дифракції Міє. Основна увага приділялася області малих подач (1-10% від повної подачі).

Обидві форсунки - існуюча і експериментальна - пройшли порівняльні випробування на дослідному одноциліндровому відсіку двигуна. Для того щоб виключити вплив положення форсунки, в обох випадках вони встановлювалися по центру камери згоряння. Проведені випробування дозволили встановити межі зменшення впорснути частки дизельного палива, при якій згоряння ще зберігає стійкість. Крім того, виконано порівняння показників двигуна з існуючою і експериментальної форсунками при різних умовах.

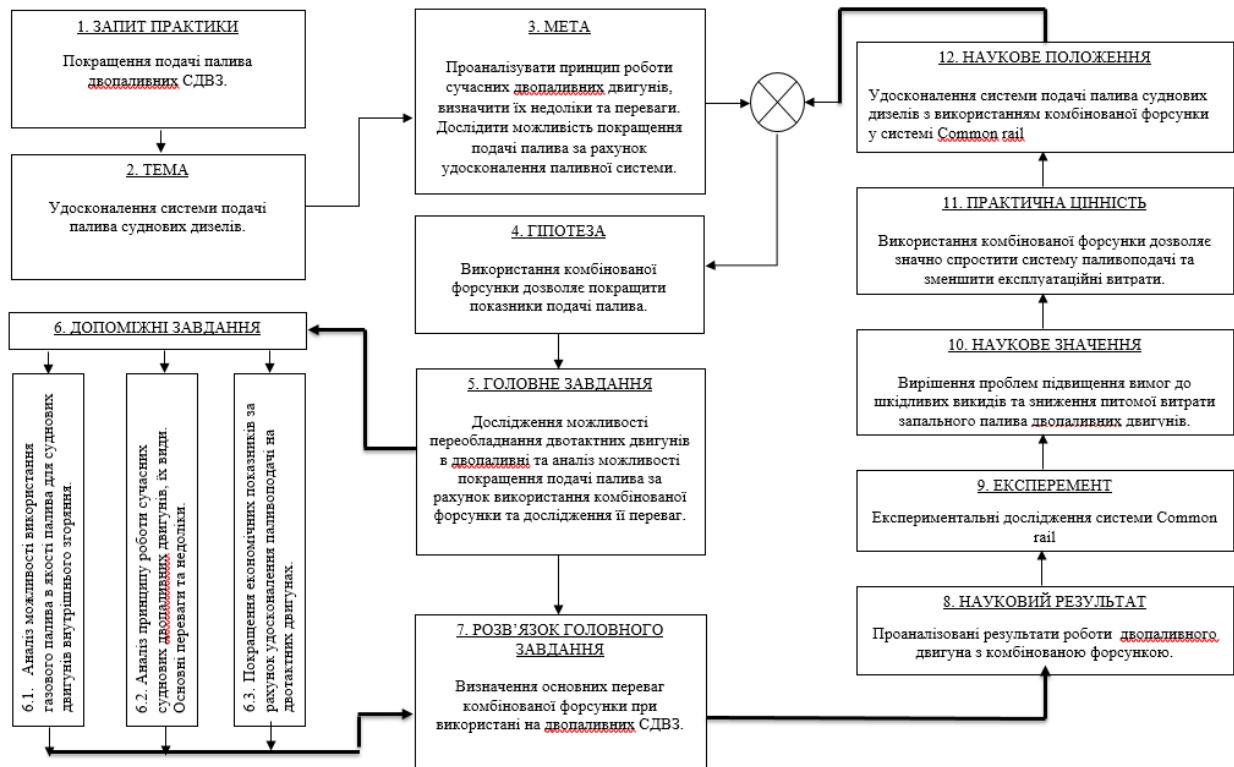
ВИСНОВКИ

1. До систем упрскування двохпаливних двигунів, що забезпечують роботу в широкому діапазоні циклових подач (від 1% до 100%) пред'являються наступні вимоги. Висока точність дозування впрыскування в усьому робочому діапазоні, також простота і дешевша в експлуатації. Це викликало необхідність створення універсальної форсунки з одним розпилювачем, здатної працювати в усьому робочому діапазоні. При цьому, однак, виникають серйозні проблеми, пов'язані з необхідністю забезпечити впрыскування дуже малих ЕДДТ, щоб укластися в жорсткі нормативи допустимих викидів NOx.

2. Результати випробувань широкодіапазонний форсунки, створеної фірмою «L`Orange», виявилися вельми багатообіцяючими. Зокрема, це відноситься до роботи при ЕДДТ близько 10%, де обидві досліджуваних форсунки - пілотного палива і широкодіапазонний - продемонстрували практично однакові результати в сенсі якості паливного факела і технічних характеристик двигуна. При зменшенні ЕДДТ до 3% і менше результати широкодіапазонний форсунки виявилися дещо гірше. У цьому діапазоні форсунка пілотного палива показала менший розкид упрскування по сопловим отворів і кращу далекобійність факела. Тому двигун, обладнаний такою форсункою, має кращі показники якості робочого процесу і більш високий ККД. Втім, за винятком робочої точки з ЕДДТ 0,5%, ця різниця не така велика.

3. Показники широкодіапазонної форсунки можуть бути поліпшені за рахунок оптимізації геометрії розпилювача і характеристик впрыскування. На даний час L`Orange працює над вдосконаленням розпилювача широкодіапазонної форсунки з метою подальшого поліпшення її показників.

Технологічна карта наукового дослідження



СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. **Bockhoff N., Hanenkamp A.** «Dcr 51/60DF von MAN Diesel SE — Der leistungsstarkste 4-Takt Dual Fuel Motor», in: WTZ Rosslau GmbH (ed.): «Conference Proceedings, 5th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2007. - P. 216-229.
2. **Buchhofc B.** «Saubere Grossmotoren fur die Zukunft — Herausforderung fur die Forschung», in: Harndorf, H. (ed.): «Die Zukunft der GroBmotoren 111, 3. Rostocker Grossmotorentagung», Rostock, 2014. — P. 1—14.
3. **Hanenkamp A., Bockhoff N.** «The 51/60 DF and V32/40 PGI — modern Gas engines from MAN Diesel SE. Their way from development to serial application», in: WTZ Rosslau GmbH (ed.): «Conference Proceedings, 6th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2009, — P. 129-143.
4. International Maritime Organization. «Nitrogen Oxides (NO_x) — Regulation 13», at: www.imo.org, 2015. Online: [http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pollution Prevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-\(NO_x\)-%E2%80%93Regulation-13.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pollution%20Prevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93Regulation-13.aspx), accessed on: 2016-04-15.
5. MAN Diesel & Turbo. «Power Plants Programme 2015/16», 2015. Accessible on the internet at: <http://powerplants.man.eu/docs/librariesprovider7/station-engine-programme/power-plants-programme-2015.pdf>, accessed on: 2015-12-10.
6. **Troberg M., Portin K. Jarvi A.** «Update on Wartsila 4-stroke Gas Product Development». Paper № 406, CIMAC Congress 2013, Shanghai.

7. Mohr H., Frobenius M. «Optimierung von Diesel- /Gas-Grossmotoren fur unterschiedlichste Anwendungen», in: Harndorf, H. (ed.): «Die Zukunft der GroBmotoren 111, 3. Rostocker GroBmotoreitagung", Rostock, 2014, pp. 138-149.

8. Sell J. «Marine Klassifikation von Gasmotoren - Beweggiunde, Anfordemngen, Herausforderungen», in: WTZ Rosslau gGmbH (ed.): «Conference Proceedings, 9th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2015. — P. 13-20.

УДК 621.431.7.068.4-048.78

Гунченко В.Ю., кер. доц. Солодовніков В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення системи очищення випускних газів суднових дизелів

У статті пропонується огляд деяких проблем, що виникають при експлуатації суднових систем очищення випускних газів. Міжнародною конвенцією «МАРПОЛ» (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, MARPOL), а саме Додатком VI даної конвенції «Правила запобігання забруднення атмосфери», прийнятим в 1998 році і набрав чинності в травні 2005 року, для дизельних суден нормуються викиди оксидів азоту, летких оксидів сірки та викиди озон руйнують речовин.

З 1 січня 2020 року набула чинності нова редакція Програми VI Міжнародної конвенції щодо запобігання забрудненню із суден (MARPOL), що передбачає більш жорсткі вимоги до судів щодо викидів оксидів азоту, сірки, летких органічних сполук.

Нові інструкції Додатку VI Конвенції МАРПОЛ встановили глобальне обмеження на вміст сполук сірки в продуктах згоряння, тому проблема розробки системи очищення від оксидів сірки відпрацьованих газів суднових дизелів є актуальною.

Об'єктом дослідження є суднові дизелі.

Предметом досліджень є методи зниження концентрації оксидів сірки в продуктах згоряння.

Морські судна є досить серйозним пайовим учасником у викидах шкідливих компонентів серед транспортного комплексу. Усі токсичні компоненти за своєю природою і виникнення можна розділити на дві основні групи. До першої групи належать продукти неповного згоряння палива (монооксид вуглецю, вуглеводні, альдегіди, сажа). Токсичні компоненти другої групи утворюються в результаті повного окислення хімічних елементів, що входять до складу палива і повітря-оксида азоту та сірки.

На судах має використовуватися рідке паливо з вмістом сірки, відповідає вимогам, зазначеним в VI Додатку Міжнародної конвенції МАРПОЛ, або застосовуватися система очищення відпрацьованих газів для зменшення загального викиду оксидів сірки до регламентованої величини.

Показано, що одним з головних токсичних компонентів відпрацьованих газів є оксиди сірки. В ході досліджень було встановлено, що горюча речо-

вина палива складається в основному з трьох хімічних елементів: вуглецю, водню і сірки. При горінні відбувається швидке з'єднання кисню цими горючими елементами, що супроводжується виділенням тепла. Для переважної більшості палива важливі тільки вуглець і кисень, так як вміст сірки занадто мало, щоб зробити помітний внесок у виділення тепла. Однак, з точки зору забруднення атмосфери продуктами згоряння, перше місце за масою належить діоксиду сірки. Оксиди сірки утворюються при спалюванні сірковмісного палива. Основним оксидом сірки, що утворюється при спалюванні сірковмісного палива, є діоксид сірки (SO_2) і тільки 5-7% мовляв. доводиться на триоксид сірки (SO_3).

Як предмет досліджень розглянуто пристрій (рисунок 1), служить для змішування газів з рідиною і використовується для очищення газових потоків в будь-якій галузі промисловості і енергетики. Пристрій є двоступенева змішування газу з рідиною. на першій ступені процес здійснюється в струменевому апараті за рахунок пульсаційної подачі насиченої пари, який в процесі інжекції забрудненого потоку з більш низькою температурою конденсується і поглинає в процесі конденсації окремі компоненти газового потоку. Поглинання газів конденсатом пара відбувається також на перфорованих поверхнях, розміщених в диффузорі струминного апарату коаксиально, схильних до дії вібрації і додатково охолоджуваних тепловими трубами, ребрами одного кінця яких є перфоровані поверхні. Другий ступінь служить для розчинення не поглинула компонентів газового потоку в рідині, за рахунок пористого фільтра - вібруючого і самочинного рідиною. Процес поглинання газу рідиною відбувається в порах змочують фільтра при його вібрації. Розглянуто роботу установки. В струменевий апарат 1 по схильній до дії вібрації патрубка 3 подають насичений пар. Через патрубок 4 інjektується газовий потік (наприклад, відпрацьований газ теплогенерующої установки з температурою нижче температури насичення пари). При перемішуванні потоків в камері змішання 5 відбувається конденсація насиченої пари з поглинанням (розчиненням) компонентів газового потоку утворюється конденсатом. Газорідинний потік направляють в диффузор 6, де відбувається повна конденсація пари за рахунок додаткових перфорованих поверхонь 7, охолоджуваних тепловими трубами 8, а також за рахунок збільшення тиску потоку по ходу дифузора по порівняно з тиском відповідним температурі насичення. Одночасно з цим процесом відбувається процес змішування нерас-творим газу з рідиною, тобто на плівці конденсату, що утворюється на перфорованих поверхнях 7, схильних до дії вібрації від Вібропривід 9. дії вібрації на теплові труби також інтенсифікує їх роботу. Конденсат з розчином в ньому газами відводять в другий щабель установки, а не розчинилися гази по трубопроводу 11 направляють в посудину 12, під пористий фільтр 13, який змочують рідиною через розпилювач 15. Поглинання газу рідиною відбувається в порах фільтра 13, схильного дії вібрації. Негтоглотівшийся газ відводять по патрубку 16, а рідина при повному насиченні її газом (контролюється

ся за величиною водневого показника рН) направляють на хімічну обробку - нейтралізацію.

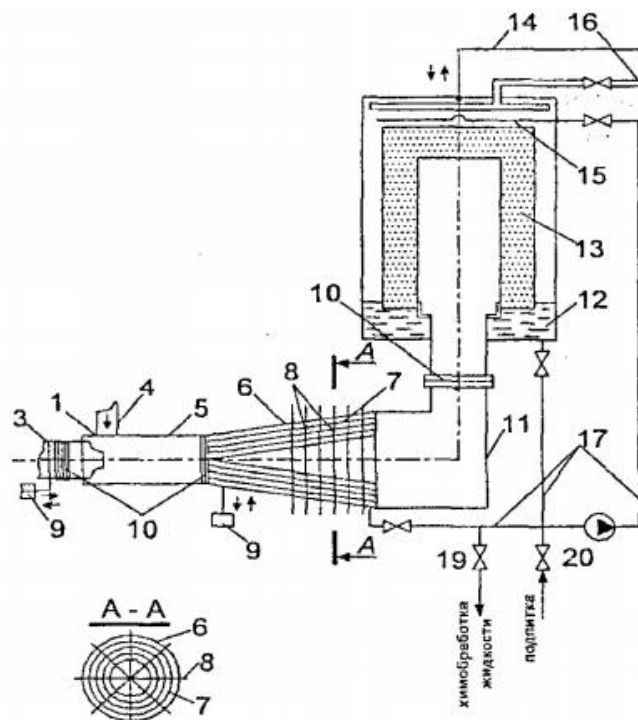


Рисунок 1 - Комбінована змішувальне пристрій: 1-4 - струменевий апарат; 5 - камера змішування; 6 - дифузоре; 7 - перфоровані поверхні; 8 - теплові труби; 9 - Вібропривід; 10 - сільфони; 11,16,17 - трубопроводи; 12 - посудина; 13 - фільтр; 14 - шток; 15 - розпилювач; 18,19,20 – вентиль.

Результати експериментальних досліджень, проведено моделювання процесу зниження забруднення атмосфери викидами від суднових енергетичних установок. Експерименти проводилися на установці поглинання газових викидів (УПГВ 6), аналогічної за конструкцією УПГВ 5, але обладнаної попередньої щаблем очищення продуктів згорання у вигляді струминного апарату (рисунок 2).

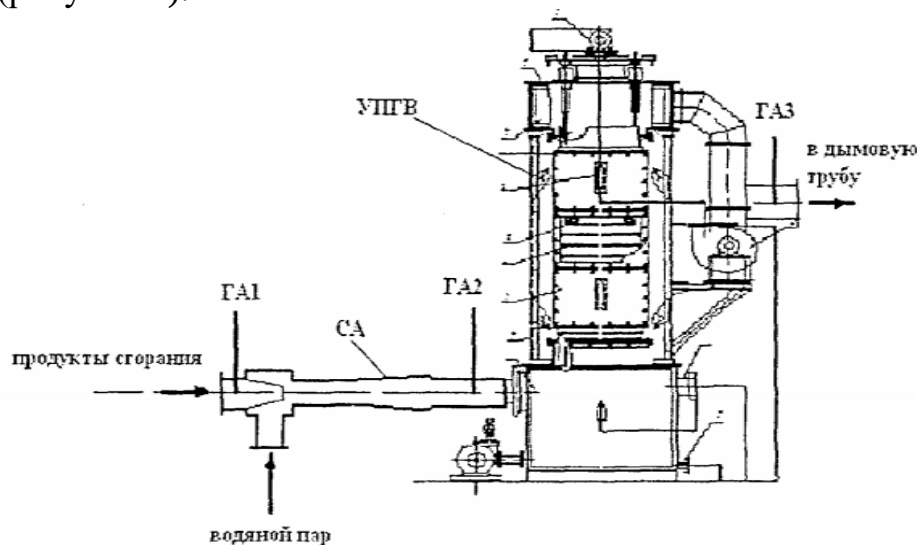


Рисунок 2 - Схема приєднання струминного апарату до УПГВ 6: СА - струменевий апарат; ГА1, ГА2, ГА3 - місця відбору проб продуктів згорання на газоаналізатор IMR-3000P

Методика проведення досліджень передбачала аналіз показників роботи і токсичності відпрацьованих газів дизелів. За допомогою зазначеної технології проведена експериментальна оцінка ефективності зниження викидів оксидів сірки з використанням запропонованої технології, перевірена правильність теоретичних передумов, покладених в основу роботи. Ефективність очищення УПГВ 6 показана на рисунку 3. З рисунка видно, що в струменевому апараті при змішуванні продуктів згоряння і водяної пари, відсоток поглинання оксидів склав по SO_2 - 68%. Після СА газовий потік прямував в УПГВ 6, в якій поглинулося: SO_2 - 75% від залишкової після струминного апарату концентрації. Загальний відсоток поглинання оксидів за пропонованою схемою очищення продуктів згоряння досягає 92% по SO_2 , що дозволяє забезпечити виконання вимог Програми VI Міжнародної конвенції по запобігання забрудненню із суден (MARPOL 73/78).

Випробування УПГВ 6 показали високу ефективність (відсоток поглинання 75-92%) вібротурбулізаційної технології з попередніми поглинанням оксидів сірки в струменевому апараті. Проведено обробку результатів з допомогою методів планування і обробки експерименту. Для оцінки ефективності очищення продуктів згоряння від оксидів сірки в струменевому апараті були проведені експерименти з використанням в якості модельного газу чистого повітря, змішаного з діоксидом сірки, і інжектруемого в потік водяної пари. З метою отримання математичної моделі, яка описує вплив витрат активної потоку модельного газу і вихідної концентрації в ньому діоксиду сірки на кінцеву концентрацію діоксиду сірки, експерименти проводилися за спеціально розробленим планом. Розробка плану здійснювалася з урахуванням рекомендацій теорії планування експерименту.

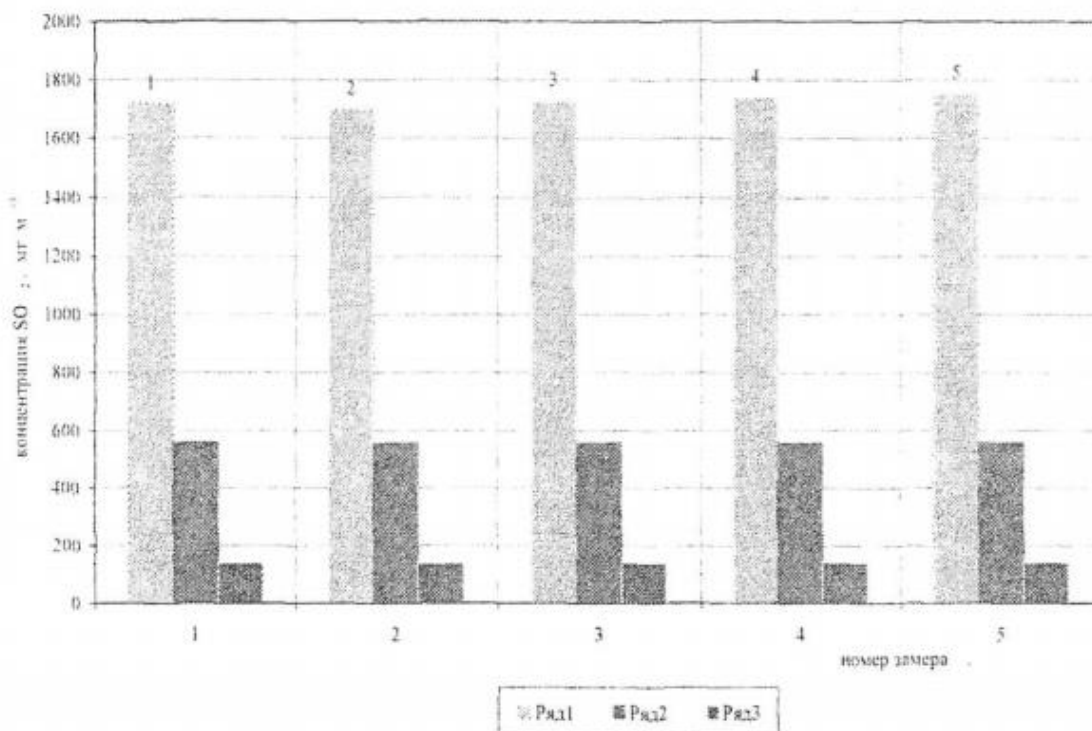


Рисунок 3 - Зміна концентрації SO₂ по газовому тракту в процесі випробувань УПГВ 6: ряд 1 - точка заміру ГА 1 (до струминного апарату); ряд 2 точка заміру ГА 2 (після струминного апарату); ряд 3 - точка заміру ГА 3 (після УПГВ 6)

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницький, І.В. Практика використання морських палив на судах: навч. для вузів / І.В. Возницький- Изд.4, испр. і доп., СПб: 2006. 124с.
2. Акулов А.К. Особливості процесів в установках адсорбційного розділення повітря. Технічні газы, 2007 -№6 - с.39.
3. Анциферов В.Н., Макаров А.М., Беклемишев А.М. Нейтралізація відпрацьованих газів - один із шляхів поліпшення екологічної обстановки. 2000 - №3. - с.150.
4. Арендарскій Д.А., Коротнев А.Г., Петров В.Л. Дослідження ступеня ефективності стеклотканной каталізатора в потоці відпрацьованих газів дизеля. Двигунобудування, 2005 - №11 - С.27-29.
5. Ареф'єв М.М. Розробка принципової схеми установки для зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами суднових двигунів. XXII Сесія молодих вчених, технічні науки, Том 2, 2017. С. 192-195.
6. Белевич, А.І. Струменеві насоси-дозатори (ежектори) нових конструкцій. М.: ТОВ "Ежектор". 2002. - 89 с.
7. Мельнік Г.В. Технології зниження викидів і ресурсозбереження в двигунобудування. Двигунобудування, 2011 - №2, - С.45-46.
8. Новіков Л.А. Нові технології для досягнення перспективних норм шкідливих викидів дизелів. Двигунобудування 2009 - №2, - с.58-59.

Сорокін Р. Р., кер.проф. Козицький С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Ефективність використання неньютонівських рідин у гідродинамічних демпферах крутильних коливань колінчастого валу суднового дизеля

В сучасних світових економічних реаліях та тенденціях у морській галузі гостро постає проблема ефективної та якісної експлуатації судна в цілому. Відомо, що однією з найбільш напружених деталей СДУ є валопровід, який сприймає велике навантаження від усієї енергії двигуна в процесі руху судна. Вирішення проблеми надійності сучасних дизельних установок безумовно залежить, в тому числі, і від питання підвищення експлуатаційної надійності суднового валопровода.

Збудником крутильних коливань під час роботи головного двигуна в кожному окремому робочому циліндрі є момент, що створюється від дії сили тиску газів на поршень. У багатоциліндрових двигунах валопровід сприймає крутий момент від усіх кривошипно-шатунних механізмів (КШМ) циліндрів, миттєве значення якого виглядає наступним чином:

$$M = T \cdot R,$$

де R – це радіус кривошипа, T – сумарна дотична сила від усіх КШМ дизеля.

Збуджуючими є також моменти, що виникають від дій сил інерції. Змінні величини моментів від дії сили тиску газів на поршень, так само як і змінні величини від дії моментів сил інерції можуть бути представлені за допомогою ряду Фур'є. Характер крутильних коливань у системі буде змінюватися в тому випадку, якщо частота вимушених коливань буде поступово наближатися до частоти вільних коливань будь-якої форми. Під час співпадіння даних частот виникає значний приріст амплітуд коливань. Цей процес характеризує дію резонансних коливань.

Велика амплітуда крутильних коливань гребного валу викликає такі ж самі за амплітудою небезпечні коливання лопатей гребного гвинта. Наслідком такого явища, є пульсуючі зміни упору гребного гвинта та осьова вібрація валопровода. Вібрація може бути настільки сильною, що в результаті її довготривалої дії можливе пошкодження упорного підшипника. Якщо ж коливальні рухи лопатей гребного гвинта матимуть ще більшу амплітуду, то в конусі гребного валу, поблизу маточини гвинта виникнуть напруги крутіння, які мають ударний характер, і з досить високою ймовірністю вал може надломитися за перерізом основи конуса. Іншим наслідком великої амплітуди крутильних коливань колінчастого вала можуть бути удари та небажані контакти: мотильових шийок з підшипниками, в результаті чого заливка підшипників передчасно руйнуватиметься; в щілинах між з'єднаннями рухомих деталей ЦПГ, після чого характерними наслідками можуть стати вібрація остову дизеля, стуки, шуми та зношення деталей ЦПГ.

Вирішення питання гасіння амплітуд крутильних коливань валопровода потребує комплексного підходу. У науковій літературі [1] досить часто акцент робиться на першочерговій конструктивній спробі боротьби з резонансними амплітудами за допомогою засобів, таких як: зміна елементів системи та зміна послідовністю спалахів. Сучасна практика вказує на поширення використання приладів, що дістали назву заспокоювачів коливань – антивібраторів та демпферів. Антивібратори – засоби без поглинання коливальної енергії. Їх властивістю є зниження частоти вільних крутильних коливань, а отже переміщення резонансних частот на інший діапазон, відмінний від робочого. В свою чергу, демпфери – засоби з частковим поглинанням коливальної енергії та подальшим розсіюванням її в навколишнє середовище. Демпфери впливають на роботу системи через тертя. В результаті їх застосування, в системі з’являється тертя, яке сприяє зменшенню амплітуд крутильних коливань; енергія крутильних коливань перетворюється в тепло, що розсіюється в навколишнє середовище. Існує велика кількість конструкцій демпферів, що відрізняються конструктивними особливостями, які узагальнив та класифікував разом із різновидами антивібраторів професор В. П. Терських [2].

Найбільш поширеними та найзручнішими вважаються нелінійні гідродинамічні демпфери. Компанія MAN B&W рекомендує встановлювати дані пристрої на суднові двигуни свого модельного ряду, в тому числі на семи-, восьми-, дев’яти-, десяти-, одинадцяти-, дванадцятициліндрові двигуни. Щодо шестициліндрових двигунів їхнього модельного ряду, за рекомендацією компанії кращим варіантом за необхідністю є «переміщення» небезпечних частот власних коливань на діапазон, максимально віддалений від робочих експлуатаційних обертів за допомогою методу варіювання елементами системи [3]. В багатьох випадках гідродинамічний демпфер (рис. 1) жорстко кріпиться маточиною до вільного кінця колінчастого вала двигуна, що є протилежним до валопроводу з гребним гвинтом. Між поверхнями маховика 2 та корпусом демпфера 1 існують проміжки, які заповнюються в’язкісною рідиною 3. Така рідина здатна, в результаті появи в ній сил в’язкого тертя, у випадку відносного руху маховика (інерційної маси) поглинати енергію крутильних коливань, яка пропорційна моменту в’язкого тертя та амплітуді відносних переміщень маховика. У багатьох випадках в якості високов’язкої рідини в демпферах використовують силіконові рідини, які представлені кремнійорганічними сполуками на основі поліметилсилоксану. Ця рідина має яскраво виражену мастильну здатність та в порі-

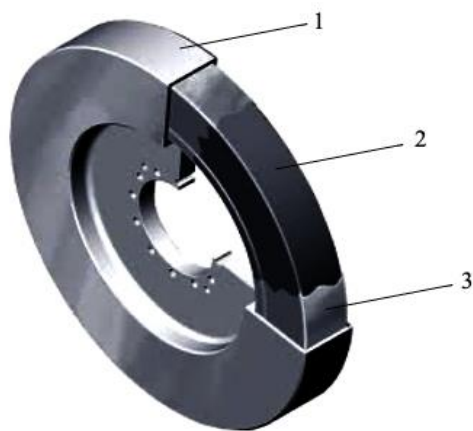


Рис. 1. Силіконовий демпфер:
1 – корпус демпфера,
2 – маховик, 3 – в’язкісна рідина

рідина здатна, в результаті появи в ній сил в’язкого тертя, у випадку відносного руху маховика (інерційної маси) поглинати енергію крутильних коливань, яка пропорційна моменту в’язкого тертя та амплітуді відносних переміщень маховика. У багатьох випадках в якості високов’язкої рідини в демпферах використовують силіконові рідини, які представлені кремнійорганічними сполуками на основі поліметилсилоксану. Ця рідина має яскраво виражену мастильну здатність та в порі-

в'язкі з мінеральними мастилами кращу в'язкісно-температурну характеристику. Також характеризується підвищеною стійкістю до окислення і більш високою температурою спалаху порівняно з мастилами на нафтовій основі [4].

Ознакою мінеральних або синтетичних мастил, які є «ньютонівськими середовищами», тобто належать до ньютонівських рідин є лінійна залежність між напругою τ та швидкістю зсуву $\dot{\gamma}$ (див. рис. 2, А). В таких рідинах в'язкість не залежить від швидкості деформації. Встановлено, що для цих середовищ справедлива формула Ньютона:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}, \quad (1)$$

де η – динамічна в'язкість, параметр, що не залежить від швидкості деформації та у більшості досліджень вважається сталою величиною.

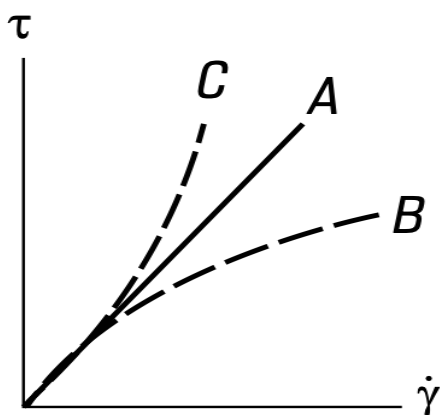


Рис. 2. Характерні криві для різних типів неньютонівських рідин:
А – ньютонівська рідина,
В – псевдопластична рідина,
С – дилатантна рідина

Натомість, для рідин, які є неоднорідними або вони утворені високомолекулярними молекулами чи сполуками враховується взаємодія на невеликих відстанях, в області ближнього порядку, в якій молекули відчують досить велику взаємодію.

Молекули такої рідини структурно організовані, і тому в них, як і у твердих тіл спостерігається пружна властивість. В рідинах, які мають велике значення в'язкості, відбувається складний характер виникаючої течії, який також зумовлений проявом її різних властивостей. В них спостерігається нелінійне співвідношення між τ та $\dot{\gamma}$ (рис. 2, В та С) та порушується закон

Ньютона (1), тоді реологічне рівняння степеневому закону приймає наступний вигляд:

$$\tau = K_n \cdot \dot{\gamma}^n, \quad (2)$$

де K_n – коефіцієнт консистенції, який дістав назву ефективної в'язкості та у певному діапазоні градієнта швидкостей може вважатися сталим;

n – показник степеневі залежності (ступінь відхилення від ньютонівської течії).

В залежності від значень n можливо виділити різновиди реологічної поведінки рідини: $n < 1$ – псевдопластична рідина, $n > 1$ – дилатантна. За даними [1], в'язкість силіконової рідини при зміні градієнту швидкості змінюється за законом:

$$v = v_0 \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + k \cdot (dV/dz)}}, \quad (3)$$

де v_0 в'язкість при $dV/dz = 0$; $k \approx 1,2 \cdot 10^{-2} \cdot v_0$ – коефіцієнт, що визначений емпірично. Як бачимо, при зростанні градієнта швидкості (dV/dz) зменшу-

ється коефіцієнт в'язкості. Виникаюча сила напруги (2) зменшується, тому, як висновок, силікони – псевдопластики.

У роботі [5] були розраховані загальне та середнє значення моменту сил, що виникають у силіконовому демпфері та доведено, що у випадку силіконів, при збільшенні градієнта швидкості до високих значень момент сил тертя зменшується, порівняно з ньютонівськими рідинами (3). Це вказує на те, що ефективність використання силіконових рідин під час гасіння високих значень амплітуд резонансних коливань стає низькою, більше того, нижчою, за ефективність використання для цієї ж самої мети ньютонівських рідин.

Виникає завдання, пов'язане з пошуком «наповнювача» гідродинамічного демпфера, ефективнішого за ньютонівські та псевдопластичні рідини. Відповідь на це питання отримаємо з графіку (рис. 2) – можливе використання дилатантних рідин, які відрізняються від псевдопластичних тим, що зі збільшенням градієнта швидкості $\dot{\gamma}$ їх в'язкість збільшується. Дилатантний ефект може спостерігатися в матеріалах, де щільно розміщені частинки (великий вміст твердої фази) перемішані з рідиною, яка заповнює простір між ними. Якщо в системі виникають невеликі градієнти швидкості між шарами матеріалу, то рідина буде легко перетікати та мати малий коефіцієнт в'язкості. Під час великих значень градієнту швидкості в системі рідина не встигає заповнювати вільний простір, що утворюється між рухомими частинками, і тому виникає тертя між частинками, що приводить, власне, до збільшення в'язкості. Сила тертя (4), що виникає в системі під час застосування неньютонівських рідин та діє на елементарну площу dS виглядає наступним чином [6]:

$$dP_{\text{тер}} = -K_n \cdot \left(\frac{dV}{dz} \right)^n \cdot dS, \quad (4)$$

де K_n – ефективна в'язкість;

n – показник не лінійності. Концентрація твердої фази та розмір цієї фази у структурній матриці впливає на зміну в'язкості дилатантної рідини, тобто на значення показника n .

Розглянемо демпфер фірми «Metaldyne» для двотактних суднових дизелів з наступними конструктивними параметрами: R (зовнішній діаметр) = 1030 мм; r (внутрішній діаметр) = 710 мм; L (ширина маховика) = 210 мм; h (усереднене значення проміжку між зовнішньою, внутрішньою та торцевою поверхнями) = 5 мм; φ_0 (амплітуда крутильних коливань) = $2 \cdot 10^{-3}$ рад; ω (кутова швидкість крутильних коливань) = 10,4 рад/с. Проведемо розрахунки моменту сили тертя у демпфері, що створює неньютонівська рідина ($n > 1$) з моментом, який створюється ньютонівською рідиною ($n = 1$) для дилатантної рідини при n (1.5 та 2).

Вираз для знаходження демпфіруючого моменту беремо з роботи [7]:

$$M(t) = 2 \cdot \pi \cdot K_n \cdot \left(\frac{\varphi_0 \cdot \omega}{h} \right)^n \cdot \cos^n \omega t \cdot f_{(n)}, \quad (5)$$

де $f_{(n)}$ – функція, що враховує конструктивні параметри демпфера

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

Тоді для відношення усереднених значень моментів сил тертя у демпфері, що створює неньютонівська рідина ($n \neq 1, n > 1$) до моменту, який створюється ньютонівською рідиною ($n = 1$), отримаємо [7]:

$$w = \frac{1}{C} \cdot \frac{\langle M_n \rangle}{\langle M_1 \rangle} = \left(\frac{\varphi_0 \cdot \omega}{h} \right)^{n-1} \cdot \frac{f_{(n)} \cdot \langle |\cos^n \omega t| \rangle}{f_{(1)} \cdot \langle |\cos \omega t| \rangle}, \quad (6)$$

де $C = K_n/v$ – параметр, що визначає умовну сталу розглянутої неньютонівської рідини у порівнянні з в'язкістю ньютонівської рідини;

$\cos^n \omega t$ – в (5) гармонійна функція, усереднення для якої в (6) має вигляд

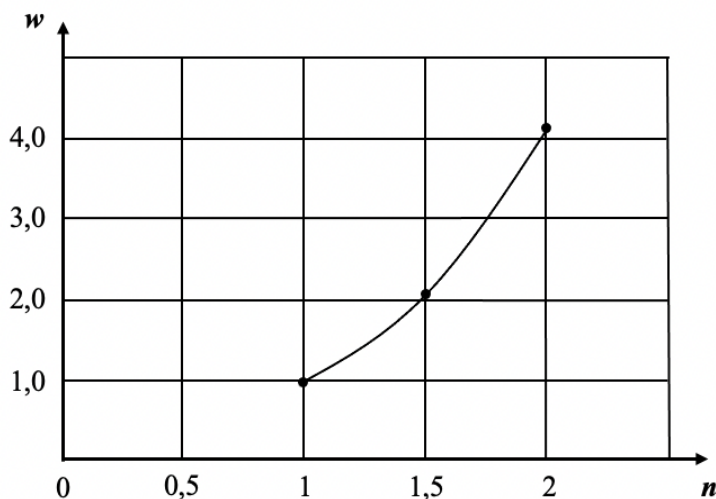
$$\langle |\cos^n \omega t| \rangle = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_0^{2\pi} |\cos^n \varphi| \cdot d\varphi.$$

Параметр w визначає ефективність демпфера при використанні дила-

тантної рідини замість ньютонівської. Результати розрахунків дають:

- $n = 1, w = 1;$
- $n = 1.5, w = 2.03;$
- $n = 2, w = 4.16.$

Графік (рис. 3) відображає нелінійну залежність параметру w від n .



Висновки:

1. Розрахунки вказують на те, що ефективність гасіння демпфером резонансних амплітуд зростає, а саме, ефективність стає вищою, при зростанні значення індексу n .
2. Показники індексу течії n дилатантної рідини визначаються концентрацією твердої фази та її дисперсністю.
3. При досить великих значеннях показника ступеня n можливим є виникнення значних сил в'язкого тертя, які не дозволять відбуватися відносному переміщенню інертної маси у демпфері, і тоді його ефективність зменшиться.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Істомін П. О. Крутильні коливання в суднових ДВЗ / П. О. Істомін. – Ленінград: Суднобудування, 1968. – 304 с.
2. Терських В. П. Розрахунки крутильних коливань силових установок: в 3 т. / В. П. Терських. – Л.: Судпромгіз. – 1953-1954. – Т. 1. – 259 с., Т. 2. – 215 с., Т. 3. – 200 с.
3. Jacobsen. Service Experience of MAN B&W Two Stroke Diesel Engines [Електронний ресурс] / Jacobsen, S. Baungaard, C. Egeberg // CIMAC Technical Paper Database. – 2014. – Режим доступу до ресурсу: https://tecfinder.wti-frankfurt.de/tecfinder/faces/facelets/search/extended_search.jsp?APPL=cimac-web-nm&CODE=9jRaN2YHtRUZtDhfWvcr&DB=cimc&SUBAC_C_1=&SUBACC_0.
4. 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.
5. Козицький С. В. Підвищення експлуатаційної надійності демпферів крутильних коливань суднових дизелів / С. В. Козицький, Кіріян С. В. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – Одеса: ОНМА, 2012. – №30. – С. 122–128.
6. Алексєєв В. В. Теорія і метод розрахунку нелінійного силіконового демпфера крутильних коливань з пружним кріпленням його маточини до вала / В. В. Алексєєв, В. П. Терських. – Вісті вузів СРСР. – М.-Л. Машинобудування, 1966. – № 3.
7. Козицький С. В. Порівняння ефективності демпферів крутильних коливань колінчастого валу судового дизеля при використанні рідин з різними реологічними властивостями / С. В. Козицький, Кіріян С. В., Швець О. І. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – Одеса: НУ «ОМА», 2019. – №38. – С. 107–115.

УДК 629.12+621.69

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

Аналіз ефективності сучасних хладонів при експлуатації суднових холодильних установок

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

Досліджуючи концентрацію озону в земній атмосфері, вчені звернули увагу на зниження на початку 80 -х рр.. загального змісту стратосферного озону (ЗЗО). Виявилося, що кожної весни протягом 1986-1991 рр. ЗЗО над

Антарктидою було в середньому на 30-40% нижче, ніж за період 1967-1971 рр., а в 1993 р. цей показник знизився більш ніж на 60 %.

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

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

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

Альтернативні холодоагенти групи ГФВ мають різний хімічний склад, фізичні властивості, а отже у кожного з них є безліч термодинамічних особливостей. Тому для дослідження можливості заміни холодоагенту за схемою «drop-in» або його використання у новому обладнанні необхідно знати як впливає на експлуатаційні показники ХУ кожен з холодоагентів.

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

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

По зазначеним показникам аналіз результатів розрахунків показує наступне:

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

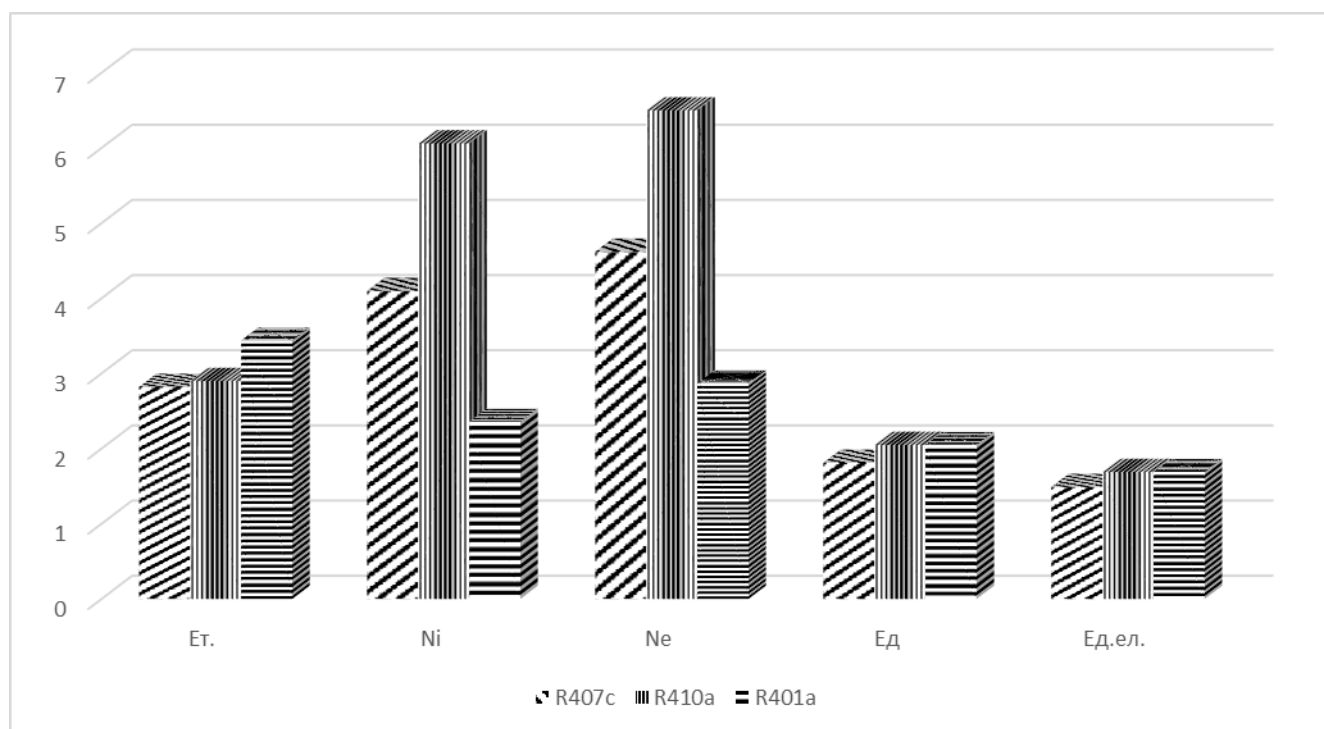


Рис. 1. Графічні залежності величин розрахованих експлуатаційних показників від холодильного агента при температурі $t_0 = -25^\circ\text{C}$

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

У діапазон температур випарювання $-25 \div -5^\circ\text{C}$ можна зробити інші висновки :

На рис 2, 3,4,5 показані графічні аналізи експлуатаційних показників для окремих холодильних агентів при різних температурах випарювання.

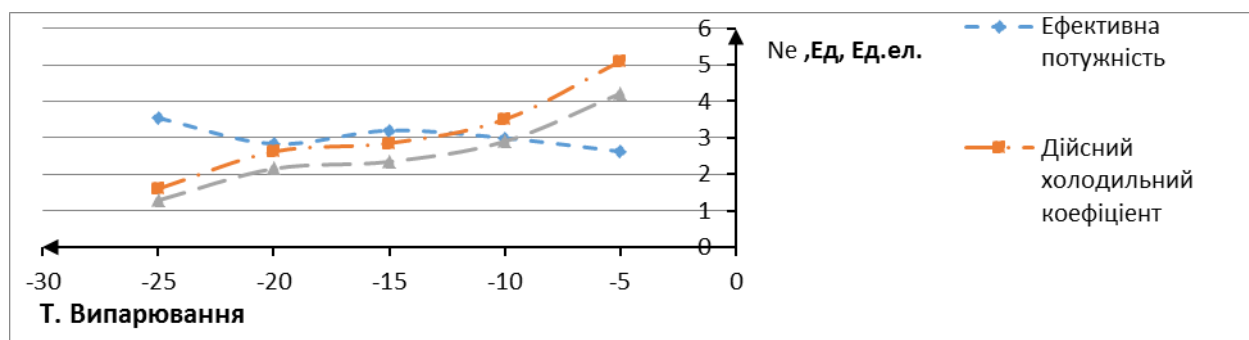


Рис. 2. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агента R134a у діапазоні температур випарювання $-25 \div -5^\circ\text{C}$

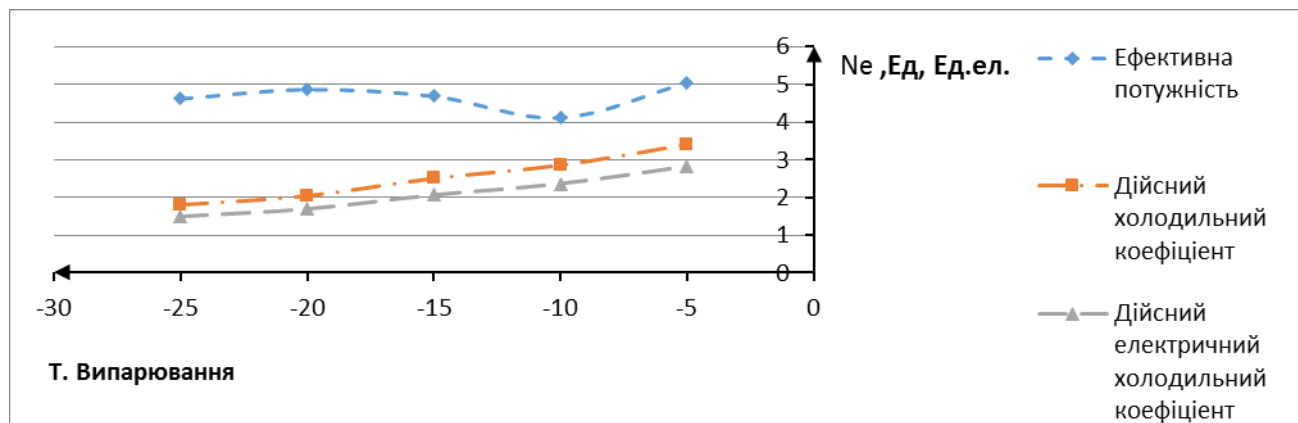


Рис. 3. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агента R407c у діапазоні температур випарювання $-25 \div -5^{\circ}\text{C}$

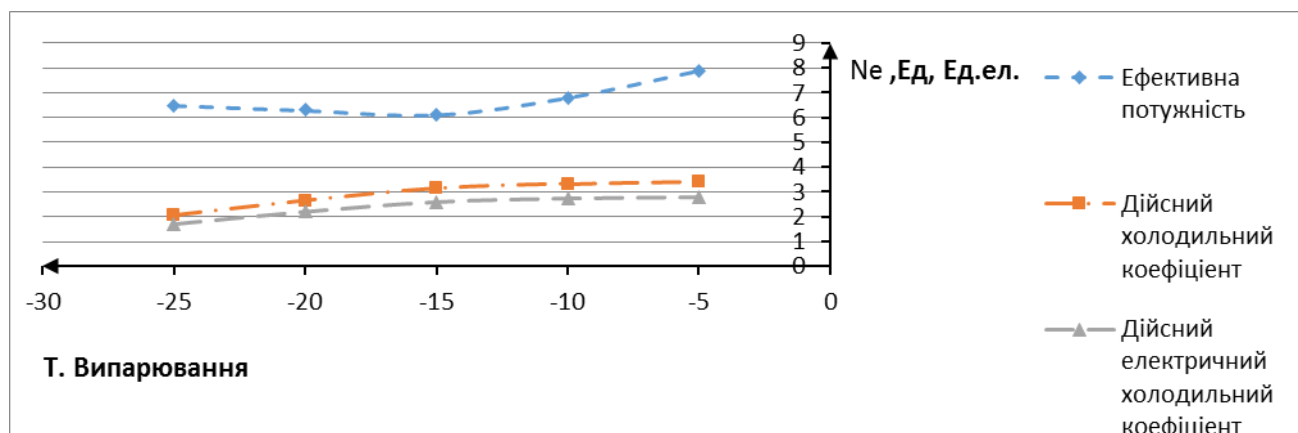


Рис. 4. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агента R410a у діапазоні температур випарювання $-25 \div -5^{\circ}\text{C}$

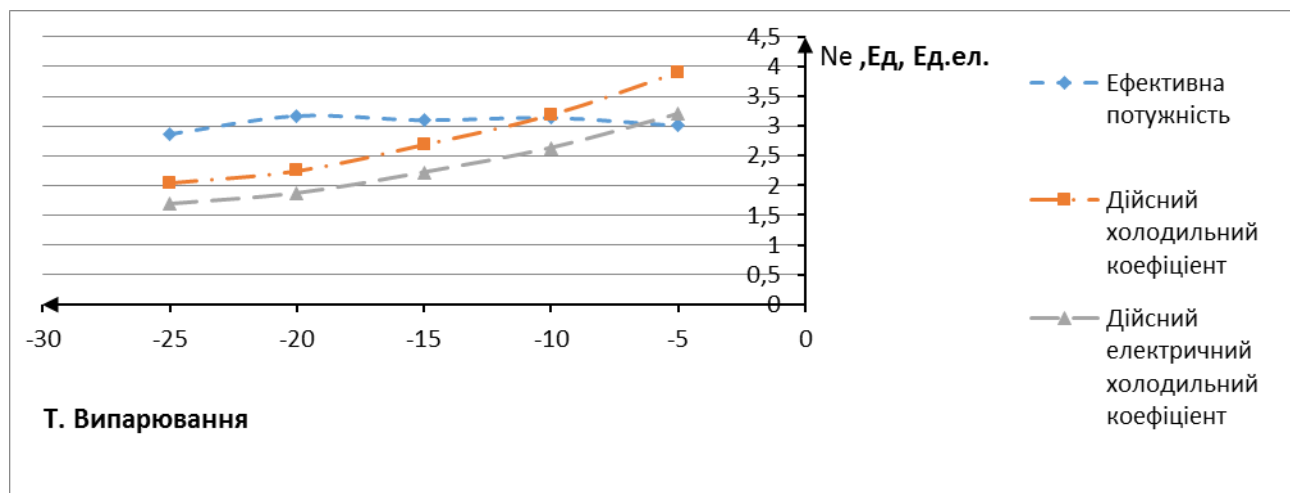


Рис. 5. Графічний аналіз експлуатаційних показників для холодильного агента R401a у діапазоні температур випарювання $-25 \div -5^{\circ}\text{C}$

З наведених графіків можна зроби наступні висновки :

По величинам холодинних коефіцієнтів спостерігається зростання пропорційно зростанню температур кипіння, що повністю відповідає основним

теоретичним положенням. Однак для R134a при підвищенні температури випарювання до величини -15°C швидкість росту холодильного коефіцієнту відчутно зростає, а для R401a вона вище ніж для R407c та R410a

По величині ефективної потужності компресора :

-для R134a – в інтервалі температур випарювання $-25 \div -20^{\circ}\text{C}$ спостерігається зниження, потім деякий зріст, а при перевищенні відмітки -15°C стабільно повільне зниження

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

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

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

На основі вищесказаного можна зробити наступні висновки :

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

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

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

ЛІТЕРАТУРА

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

Коропчан С.В., кер. доц. Козьмініх М. А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз методів моделювання систем кондиціонування суднових приміщень

АНОТАЦІЯ. Показано, що: а) системи кондиціонування повітря (СКП) приміщень в судах різного типу функціонують в складних експлуатаційних умовах; б) оптимізація енергоспоживання, раціоналізація процесів управління, проектування і експлуатації суднових СКП неможливі без вирішення завдань моделювання окремих її елементів (калориферів, теплообмінних апаратів та інших). Проведено аналіз літературних джерел, присвячених методам і принципам моделювання окремих елементів і СКП. Встановлено, що найбільш ефективним методом імітаційного моделювання СКП є структурний метод в об'єктно-орієнтованому середовищі, з використанням передаточних функцій із зосередженими або розподіленими параметрами, при необхідності - дробових ступенів.

Ключові слова: кондиціонування повітря, імітаційна модель, передавальна функція, структурна схема.

ANALYSIS METHODS OF AIR CONDITIONING SIMULATION OF SHIP PREMISES

ABSTRACT. Shown a) that rooms' air condition system (ACS) in different ship types function in hard service conditions such as substantial changes in ambient temperature, humidity, dustiness, pressure; b) that ships' ACS are various in technical realization such as comfortable and technical, centralized, self-contained, combined, one-, two- and duct-free ACS; c) that optimization of the energy consumption mode, rationalization of control process, automation, design and service ships' ACS impossible without decision specific tasks of modeling its separate components (calorifiers, heat-exchange apparatus, compressors, air ducts and others). The analysis of well known literature sources which dedicated methods and modeling principals of separate elements and ACS in common and modeling of ship's ACS and industrial cold-storage plants has done. It was determined that the most effective method of object-oriented modeling of ship rooms ACS is the structure method in object-orientated fields (Matlab, LabVIEW, VisSim and others), with use of the transfer-functions (TF) with focused or distributed parameters if necessary assisted by fractional degree TF inclusive of the transport delay, use of non-linear links and approximation spreadsheets.

Keywords: air condition, imitation model, transfer function, structure chart.

Вступ

При експлуатації морських і річкових суден суттєво змінюється температура повітря в його приміщеннях. Також повітря насичується різними парами, пилом, газами, вологою, змінюється і його тиск. Тому, для забезпечення

комфортних умов життєдіяльності екіпажу та пасажирів, в службових та житлових приміщеннях суден стабілізують якісний склад і характеристики повітря. Подачу свіжого і видалення з приміщень забрудненого повітря на суднах здійснюють системи припливної, припливно-витяжної та природної вентиляції. Але температуру і вологість повітря на суднах найкращим чином стабілізують різні системи кондиціонування, часто спільно з роботою систем вентиляції. Такі системи достатньо різноманітні і складні.

Суднові системи кондиціонування повітря (СКП) [1, 2] поділяють на комфортні і технічні, залежно від способів обробки повітря - на централізовані, автономні і комбіновані, а організують СКП як одно-, дво- і безканалні. Комфортні системи кондиціонування стабілізують на заданому рівні параметри повітря в каютах і громадських приміщеннях судна. Технічні системи кондиціонування стабілізують параметри повітря у вантажних відсіках і службових приміщеннях. Кордонами комфортних зон в приміщеннях судна є повітря з відносною вологістю $\varphi \in (40 \dots 60) \%$ при температурі $t \in (19 \dots 23) ^\circ \text{C}$ для зимових, і $23 \dots 27 ^\circ \text{C}$ - для літніх умов плавання.

Централізовані СКП обробляють повітря в головній кліматичній установці. З цієї установки повітря розподіляється за допомогою вентиляторів в різні приміщення. Автономні СКП обробляють повітря безпосередньо в приміщенні з кондиціонером, а комбіновані системи попередньо обробляють повітря в головній кліматичній установці з остаточним доведенням в додаткових повітрерозподільвачах.

У одноканальних суднових СКП повітря повністю готується і надходить по каналу в кондиціонує приміщення. У двоканальних СКП холодне і гаряче повітря переміщують по двом роздільним повітрепроводом, але перед подачею в приміщення його змішують. У приміщеннях з автономними кондиціонерами застосовують безканалні СКП.

Технічна реалізація суднових СКП часто непроста [1, 2], часто оригінальна через різноманітність типів і цільового призначення суден і потребує вирішення завдань раціонального вибору елементів і структури СКП, оптимізації режимів роботи, автоматизації процесів управління, діагностики та інших. Зрозуміло, що такі складні і різноманітні завдання вкрай важко, а часто і неможливо, вирішити без попереднього математичного моделювання, що дозволяє відібрати найкращі технічні рішення. Саме тому рішення задач моделювання процесів в суднових СКП і її окремих елементах не втрачають актуальності і в даний час.

Мета роботи

Метою статті є виявлення раціональних напрямків, засобів і середовищ досліджень динамічних режимів в суднових кондиціонованих приміщеннях на основі таких методів математичного моделювання, які дозволяють мінімізувати енергетичні, техніко-експлуатаційні, інформаційні ресурси при технічній реалізації та експлуатації суднових СКП.

Об'єктом дослідження в даній статті є процеси кондиціонування повітря в суднових приміщеннях, а предметом - аналіз відомих методів і принципів математичного моделювання суднових систем кондиціонування повітря.

Огляд літературних джерел, аналіз відомих рішень, виклад основного матеріалу

В даний час існує досить багато, добре апробованих і науково-обгрунтованих, робіт і досліджень процесів, присвячених проходять в суднових СКП, в кондиціонованих приміщеннях, в обслуговуючих холодильних установках процесам. Відомі математичні моделі [3, 4] СКП найчастіше описуються і представляються математичними моделями взаємопов'язаних статичних і динамічних блоків, що містять, в свою чергу моделі (субблоки) окремих елементів системи. У свою чергу, такі математичні моделі багато з дослідників представляють у вигляді структурних схем з відповідними передавальними функціями (ПФ) різного виду [5-7].

Практично всі математичні моделі (ММ) статичних режимів СКП часто представляються елементами із зосередженими параметрами - коефіцієнтами (лінійними і нелінійними), алгебраїчними функціями, апроксимуючими таблицями, різними аналітичними виразами. Такі елементи можна розділити на ММ, призначені для розрахунку процесів в системі кондиціонування і на моделі енерго-споживання. Моделі енергоспоживання служать для оцінки енергетичних витрат (витрат) в будь-якому режимі роботи СКП і підрозділяються за формою подання витрат: а) ентальпійні моделі і б) ексергетичні моделі. Якщо використовувати об'єктно-орієнтовані середовища програмування (наприклад, Matlab, LabVIEW) то, для верифікованої ММ можна істотно полегшити розрахунки енергоспоживання в будь-яких режимах роботи СКП - застосовувати, так звані, в) структурні імітаційні моделі.

Часто моделі динаміки окремих елементів СКП розглядають ПФ з зосередженими параметрами. Відомі моделі елементів СКП, описувані ПФ розподіленими параметрами, або описувані ПФ з дробовими ступенями, часто зводять до моделей на основі ПФ з зосередженими параметрами. Це цілком допустимо при якісній оцінці процесів кондиціонування або при високій складності ММ - для застосування в цілях управління, вирішенні задач автоматизації, при великих витратах розрахункових ресурсів і в багатьох інших випадках.

Елементи СКП в статичних режимах (приміщення, повітроводи, змішувальні повітряні і водяні клапани, теплообмінні апарати) зазвичай представляються алгебраїчними рівняннями теплового і матеріального балансів. Безліч подібних рішень представлено, наприклад, в ставших вже класичними, роботах Попіріна Л. С., Банхіді Л., Константинова Л. І., Мельниченко Л. Г., Римкевіч А. А., Халамейзера М. Б., Соколова Є.Я., Бродянского В. М., Сотникова А.Г. і багатьох інших відомих вчених.

У ряді робіт Халамейзера М. Б., калорифери СКП описуються кількома математичними залежностями, причому для вузького діапазону зміни

вхідних параметрів об'єкта - оскільки діапазон температур підігріву кондиціонером повітря відносно невисокий. Розширення діапазону розрахункових "вхід-вихід" параметрів досягається корекцією коефіцієнтів теплопередачі, що забезпечує погрішність розрахунків до 5-8%.

Математичні моделі камер зрошення СКП часто отримують на основі прикладів і результатів досліджень, наведених в роботах Степанова А. В., Долгозвяга В. А., Креслін А. Я., Фалбі П., Арбиб М. та інших. Такі універсальні моделі камер зрошення дозволяють з точністю до 10%, в широкому діапазоні статистичних навантажень, розраховувати вихідні характеристики і основні параметри.

Різні моделі енергоспоживання СКП описані в працях Римкевіч А. А., Креслін А. Я., Халамейзера М. Б. та інших. Ці моделі СКП використовують рівняння кордонів різних зон на i-d діаграмі вологого повітря. Кожній зоні відповідає особливий режим обробки повітря і свої особливі рівняння для визначення витрат холоду, тепла, води, повітря, різних коефіцієнтів перевитрати при різних тепловологісних навантаженнях в приміщенні. У названих роботах розглянуті різні режими роботи СКП, коли споживається: а) тільки тепло або тільки холод, б) тепло і холод, в) коли використовується для обробки повітря нульовий розхід тепла і холоду. Особливість наведених ентальпійно-математичних моделей - оцінка режиму роботи СКП по співвідношенню на i-d діаграмі вологого повітря теплових і вологовиділення в кондиціонуємому приміщенні, температурі і вологовмісті зовнішнього і внутрішнього повітря. На i-d діаграмі вологого повітря, що використовується в таких моделях, складно розмежувати окремі зони, що призводить до суб'єктивних оцінок, часто неоднозначних результатів моделювання, вимагає виділення великої кількості (іноді - до 35) різних розрахункових зон.

Слід підкреслити, що ММ динаміки окремих елементів СКП в даний час дослідження достатньо глибоко і представлені [6-8] в працях Orosa JA, Novak PR, Mendes N., Щелкунова С. А., Константинова Л. І., Мельниченко Л. Г. та ряді інших робіт авторитетних вчених. Дослідники часто призводять достатньо "надійні" рівняння ексергії для калориферів, камер зрошення, призводять різного виду ексергетичні моделі СКП. Такі моделі, в цілому, дозволяють оцінити ефективність процесів теплообміну, але, наприклад, не враховують ексергію проходящого теплоносія, що визначає помітну частину кінцевих енергетичних витрат. Зазвичай ексергетична модель камер зрошення [6-8] не містить членів рівняння, враховуючих різні теплові режими роботи холодильної установки, що призводить до неправильної оцінки кінцевих енергетичних витрат на обробку повітря. При побудові рівнянь окремих елементів СКП, а також і ММ всій СКП, ексергію води і повітря визначають використовуючи складні інтегро-диференціальні рівняння, застосовуючи таблиці і номограми (Бер Г. П., Вукалович М. П. та інших). Моделі повітропроводів, враховуючі теплообмін з навколишнім середовищем, наведені в працях Хейфеца Д. І., Успенської Л. Б., Клячко Л. С., Мац Я. М. та інших дослідників. Представлені ними математичні моделі мають розподілені пара-

метри і часто зводяться до моделей із зосередженими параметрами, що дозволяє їх описувати рівнянням виду:

$$y(T_1 \cdot p + 1) = k \cdot x(T_2 \cdot p + 1), \quad (1)$$

де y і x , координати, відповідно, виходу і входу елемента, що розглядається СКП; T_1 і T_2 - постійні часу; k - статичний коефіцієнт передачі; p - оператор диференціювання ($d/d\tau$).

У ряді робіт відзначається розподіленість параметрів кондиціонуемого приміщення. Координати реперної точки приміщення можна визначати за методикою Беспалова І. Н., де показано, що параметри зосередженої ММ кондиціонуемого приміщення залежать від відстані між вибраним пунктом вимірювання і припливним повітреводом. Саме цей факт різко ускладнює вибір крапки репера, але дозволяє застосовувати для моделювання кондиціонуемого приміщення рівняння із зосередженими параметрами, наприклад, виду аперіодичної ланки першого порядку:

$$y(T_1 \cdot p + 1) = k \cdot x. \quad (2)$$

При досить невеликих відстанях між вибраним пунктом вимірювання і припливним повітреводом, яке має місце в СКП суднових приміщень, вплив повітревода істотно і призводить до необхідності застосування моделі ланки "припливний повітропровід - приміщення", описуваного рівнянням (1), більш точно відображає динаміку процесу.

Динаміка калориферів СКП з достатньою точністю описується рівнянням (2). Але так як калорифери є елементом повітревовода, то це призводить до необхідності опису ряду каналів калорифера рівнянням (1). Камери зрошення і різні теплообмінні апарати досліджувалися в роботах Четверухина Б. М., Чумака І. Г., Лар'яновський С. Ю., Давидова Р. Н., Коханський А. І., Притули В. В., Мазура В. В., Жи-віци В. І. та інших вчених. З достатньою для якісного аналізу точністю, динаміку калориферів також можна описати рівнянням (1). Однак особливістю зазначеного подання є те, що воно при реальній роботі камер не враховує залежність зміни постійної часу T_1 від поточних параметрів процесу тепломасообміну: при адіабатному процесі значення T_1 зростає, а при політропному T_1 змінюється пропорційно змінам T_2 . Використовуючи, наприклад, засоби Simulink / Matlab, нескладно реалізувати ПФ з "керованими" постійними часу.

У відомих ММ динаміки елементів СКП транспортним запізненням зазвичай нехтують через його незначущість, в порівнянні з постійними часу елементів всієї системи. Однак, при потребі, транспортне запізнення рекомендується представляти розкладанням в ряд Паде, наприклад, наступними наближеннями.

Першого порядку:

$$\exp(-p\tau) = (1 - p\tau/2)/(1 + p\tau/2).$$

Другого порядку:

$$\exp(-p\tau) = (1 - p\tau/2 + p^2\tau^2/12)/(1 + p\tau/2 + p^2\tau^2/12).$$

Третього порядку:

$$\exp(-p\tau) = (1 - p\tau/2 + p^2\tau^2/10 + p^3\tau^3/120)/(1 + p\tau/2 + p^2\tau^2/10 + p^3\tau^3/120).$$

Математичні моделі елементів, які забезпечують холодильні установки для статичних режимів, описані та узагальнені в роботах Вейнберга Б. С., Участкіна П. В., Четверухина Б. М., Щелкунова С. А., Константинова Л. І., Мельниченко Л. Г. та інших.

Тут автори рекомендують для якісних розрахунків представляти математичні моделі всіх елементів холодної установки алгебраїчними рівняннями з нелінійними коефіцієнтами.

На основі ексергетичного підходу моделі енергоспоживання холодильних установок для статичних режимів їх роботи описані в роботах Сотникова О. Г., Пугачова Ю. Г., Пеклова А. А. та інших. Техніко-економічні показники різних типів холодильних установок узагальнені в роботах по моделюванню [6] Оносовським В. В. Їм запропоновані моделі з нелінійними алгебраїчними рівняннями, що дозволяють оптимізацію конструктивних параметрів і техніко-економічних показників різних типів холодильних установок і СКП.

Моделі динаміки основних елементів холодильних установок представлені досить повно в працях Грімтіліна М. І., Давидова Р. Н., Чумака І. Г., Коханський А. І. [5] та інших [9-11]. Але опис елементів і процесів диференціальними рівняннями високого порядку з трансцендентними членами серйозно ускладнює їх практичне застосування.

У книзі 2016 року авторів Ye Yao і Yuebin Yu "Modeling and Control in Air-conditioning Systems" наведені найсучасніші методи моделювання різних СКП. Автори активно застосовують метод простору станів при описі і розробці динамічних моделей всіх компонентів центральної системи кондиціонування повітря. Математичні моделі, в основному нелінійні, засновані на фундаментальних принципах збереження енергії і маси і використовують класичні методи дослідження, розроблені та апробовані теорією автоматичного управління. Перехід до простору станів проводиться в формі лінеаризації, використовуючи прийоми теорії графів і структурно-матричного аналізу. Автори представляють різні стратегії управління, засновані на створених моделях СКП, наводять практичні приклади із використанням користування керуючих мікро-ЄВМ і мікроконтролерів.

Одними з найбільш складних вузлів моделі суднової СКП, незалежно від конструктивного виконання СКП, є моделі суднових приміщень, що дозволяють проводити оптимізаційні дослідження різного характеру, оцінювати енергоспоживання в різних експлуатаційних умовах.

Такі приміщення характеризуються тепловою інерцією, проте, незважаючи на те, що в роботах Участкіна П. В., Цветкова Ю. Н. приміщення розглядаються як об'єкти з зосередженими параметрами, вплив теплоакуючих здібностей стін, огорож, устаткування зазвичай не враховується. Саме тому моделювання приміщення за допомогою одного-двох аперіодичних ланок не може вважатися достовірним. У роботах Лисева В. І. враховуються динаміка зміни температури в приміщенні з урахуванням рішення рівняння теплопровідності, проте технічна реалізація результатів

ускладнена через громіздкість аналітичних виразів і їх неоднозначності. У роботах Щелкунова С. А. використана теорія теплової стійкості для побудови моделі приміщень, але тільки для деяких окремих випадків.

Обговорення результатів

На основі аналізу відомих джерел, присвячених вирішенню завдань моделювання СКП і різного виду елементів холодильних установок, можна виділити суттєві переваги програмної реалізації в об'єктно-орієнтованих середовищах імітаційного моделювання судових кондиціонуємих приміщень. Також слід вважати, що розроблена структурна схема елемента СКП або системи кондиціонування може бути з легкістю вбудована, наприклад, в імітаційну модель всієї судової системи охолодження і кондиціонування. Така інтеграція дозволить нескладними методами врахувати різні обурення, нелінійності, здійснювати моніторинг і діагностику [12], вводити будь-які алгоритми управління, дозволить модернізувати існуючу або спроектувати нову систему автоматизованого управління [13], здійснювати різноманітні оптимізаційні розрахунки, оцінити рівні енергоспоживання [14].

Висновки

В даний час практично відсутні математичні моделі судових СКП і судових кондиціонуємих приміщень, придатні для якісної оцінки процесів кондиціонування повітря, в тому числі оцінки процесів енергоспоживання, відносно простими засобами.

Аналіз відомих досліджень і рішень показує, що найбільш перспективний і зручний представлення математичних моделей судових СКП і судових приміщень, що кондиціонують здійснюється за допомогою структурних схем містять передавальні функції із зосередженими та / або розподіленими параметрами, причому частина передавальних функцій може містити дробові ступені.

Програмна реалізація структурних схем, наприклад, судових приміщень, що кондиціонуються, може здійснюватися в таких відомих системах моделювання, як Matlab, VisSim, LabVIEW і їм подібних об'єктно-орієнтованих середовищах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. Загоруйко, В. А. Судовая холодильная техника / В. А. Загоруйко, А. А. Голиков. – Київ: Наукова думка, 2000. – 608 с.
2. Лалаев, Г. Г. Судовые холодильные установки и системы кондиционирования / Г. Г. Лалаев. – М.: Транспорт, 1981. – 248 с.
3. Homod, R. Z. Review on the HVAC system modeling types and the shortcomings of their application / R. Z. Homod // Journal of Energy, vol. 2013, Article ID 768632, 10 p., 2013.
<http://dx.doi.org/10.1155/2013/768632>.
4. Novak, P. R. Simulation and analysis of a secondary HVAC system using MATLAB/SIMULINK platform / P. R. Novak, N. Mendes, G. H. C. Oliveira // In

Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, p.p. 387-392, November, 2004.

– doi: 10.1115/IMECE2004-59570.

5. Чумак, И. Г. Динамические режимы работы холодильных установок и аппаратов / И. Г. Чумак, А. И. Коханский. – М. : Машиностроение, 1978. – 191 с.

6. Оносовский, В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок: учеб. пособ / В. В. Оносовский. – Л.: Изд. Ленингр. университета, 1990, 208 с.

7. Wang, X. Modelling and experiment analysis of variable refrigerant flow air-conditioning systems / X. Wang, J. Xia, X. Zhang, S. Shiochi, C. Peng, Y. Jiang // In Proceedings of the IBPSA Conference on Building Simulation, p.p. 361-368, 2009.

http://www.ibpsa.org/proceedings/bs2009/bs09_0361_368.pdf.

8. Orosa, J. A. A new modelling methodology to control HVAC systems / J. A. Orosa // Expert Systems with Applications, vol. 38, № 4, p.p. 4505-4513, 2011.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.eswa.2010.09.124>

9. Ghiaus, C. Calculation of optimal thermal load of intermittently heated buildings / C. Ghiaus, I. Hazyuk. // Energy and Buildings, vol. 42, № 8, p.p. 1248-1258, 2010.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.02.017>.

10. Wang, J. Analytical design of decoupling control for variable-air-volume air-conditioning system / J. Wang, C. Zhang, Y. Jing // In Proceedings of the IEEE Conference on Digital Object Identifier, p.p. 630-635, 2008.

– doi: [10.1109/ICCIS.2008.4670836](https://doi.org/10.1109/ICCIS.2008.4670836).

11. Mendes, N. A new mathematical method to solve highly coupled equations of heat and mass transfer in porous media / N. Mendes, P. C. Philippi, R. Lamberts // International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, № 3, p.p. 509-518, 2001.

[http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00172-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00172-7).

12. Концепция системы компьютерного мониторинга и технической диагностики рефрижераторной холодильной установки судна / Ю. А. Очеретяный, В. И. Живица, В. Н. Белый и др. // Судовые энергетические установки, 2011. – № 28. – С. 5-11.

http://www.nbuu.gov.ua/old_jrn/natural/seu/2011_28/28_04.pdf.

13. Онищенко, О. А. Двухканальная система управления малыми холодильными установками / О. А. Онищенко // Электротехнические и компьютерные системы, 2012. – № 5. – С. 37-42.

<http://etks.opu.ua/?fetch=articles&with=info&id=21814>.

14. Онищенко, О. А. Оценка энергетических затрат на выработку холода бытовым холодильным прибором / О. А. Онищенко // Вісник КДПУ ім. Михайла Остроградського, 2007. – №3. – С. 44-48.

[http://www.kdu.edu.ua/statti/2007-3\(44\)/106.pdf](http://www.kdu.edu.ua/statti/2007-3(44)/106.pdf).

Bibliography (transliterated)

1. Zagoruyko, V. A. Sudovaya holodilnaya tehnika / V. A. Zagoruyko, A. A. Golikov. – Kiyiv: Naukova dumka, 2000. – 608 s.
2. Lalaev, G. G. Sudovye holodilnyie ustanovki i sistemyi konditsionirovaniya / G. G. Lalaev. – M.: Transport, 1981. – 248 s.
3. Homod, R. Z. Review on the HVAC system modeling types and the shortcomings of their application / R. Z. Homod // Journal of Energy, vol. 2013, Article ID 768632, 10 p., 2013.
<http://dx.doi.org/10.1155/2013/768632>.
4. Novak, P. R. Simulation and analysis of a secondary HVAC system using MATLAB/SIMULINK platform / P. R. Novak, N. Mendes, G. H. C. Oliveira // In Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, p.p. 387-392, November, 2004.
– doi: 10.1115/IMECE2004-59570.
5. Chumak, I. G. Dinamicheskie rezhimy raboty holodilnyih ustanovok i apparatov / I. G. Chumak, A. I. Kohanskiy. – M. : Mashinostroenie, 1978. – 191 s.
6. Onosovskiy, V. V. Modelirovanie i optimizatsiya holodilnyih ustanovok: ucheb. posob / V. V. Onosovskiy. – L.: Izd. Leningr. universiteta, 1990, 208 s.
7. Wang, X. Modelling and experiment analysis of variable refrigerant flow air-conditioning systems / X. Wang, J. Xia, X. Zhang, S. Shiochi, C. Peng, Y. Jiang // In Proceedings of the IBPSA Conference on Building Simulation, p.p. 361-368, 2009.
http://www.ibpsa.org/proceedings/bs2009/bs09_0361_368.pdf.
8. Orosa, J. A. A new modelling methodology to control HVAC systems / J. A. Orosa // Expert Systems with Applications, vol. 38, № 4, p.p. 4505-4513, 2011.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.eswa.2010.09.124>
9. Ghiaus, C. Calculation of optimal thermal load of intermittently heated buildings / C. Ghiaus, I. Hazyuk. // Energy and Buildings, vol. 42, № 8, p.p. 1248-1258, 2010.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.02.017>.
10. Wang, J. Analytical design of decoupling control for variable-air-volume air-conditioning system / J. Wang, C. Zhang, Y. Jing // In Proceedings of the IEEE Conference on Digital Object Identifier, p.p. 630-635, 2008.
– doi: [10.1109/ICCIS.2008.4670836](https://doi.org/10.1109/ICCIS.2008.4670836).
11. Mendes, N. A new mathematical method to solve highly coupled equations of heat and mass transfer in porous media / N. Mendes, P. C. Philippi, R. Lamberts // International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, № 3, p.p. 509-518, 2001.
[http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00172-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00172-7).
12. Kontseptsiya sistemyi kompyuternogo monitoringa i tehnikeskoy diagnostiki refrizheratornoy holodilnoy ustanovki sudna /

Yu. A. Ocheretyanyiy, V. I. Zhivitsa, V. N. Belyiy i dr. // Sudovye energeticheskie ustanovki, 2011. – № 28. – S. 5-11.

http://www.nbu.gov.ua/old_jrn/natural/seu/2011_28/28_04.pdf.

13. Onischenko, O. A. Dvukanalnaya sistema upravleniya malyimi holodilnyimi ustanovkami / O. A. Onischenko // Elektrotehnicheskie i kompyuternye sistemy, 2012. – № 5. – S. 37-42.

<http://etks.opu.ua/?fetch=articles&with=info&id=21814>.

14. Onischenko, O. A. Otsenka energeticheskikh zatrat na vyirabotku holoda byitovym holodilnym priborom / O. A. Onischenko // VIsnik KDPU im. Mikhayla Ostrogradskogo, 2007. – №3. – S. 44-48.

[http://www.kdu.edu.ua/statti/2007-3\(44\)/106.pdf](http://www.kdu.edu.ua/statti/2007-3(44)/106.pdf).

УДК 629.12.565.3

Ждеров О.Д., кер. доц. Козьмініх М.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення надійності холодильної установки рефрижераторного контейнеру за рахунок використання навантаженого резерву

Вибір напрямку досліджень обумовлен передусім стійкою тенденцією зростання морських контейнерних перевезень, у тому числі і рефрижераторних контейнерів. Водночас, питання надійності холодильного обладнання в умовах морського судна залишається на одному з найважливіших місць. Оскільки відмова холодильної установки в період знаходження на борту судна може викликати псування вантажу і спричинити штрафні санкції до перевізника.

В якості об'єкту визначеного для детального розгляду обрано питання технічного стану холодильної установки. Головне призначення холодильної установки рефрижераторного контейнеру полягає у забезпеченні та підтримці необхідного температурного режиму у вантажному об'ємі, при цьому температура залежить від виду вантажу, що перевозиться та зовнішніх умов.

Обираючи обладнання необхідно визначити в якості базового експлуатаційного режиму режим що відповідає найбільш низькій температурі об'єкту, і з урахуванням того, що в рефконтейнерах використовуються повітряні конденсатори, найвищої температури навколишнього повітря. Враховуючи наявність різних схем і конструктивних рішень холодильних установок рефрижераторних контейнерів, зупинитися на аналізі найбільш поширених 3-х схемах, таких як MITSUBISHI, TRANSICOLD і THERMOKING.

Особливості згаданих конструкцій можливо проаналізувати за допомогою наведених нижче малюнків.

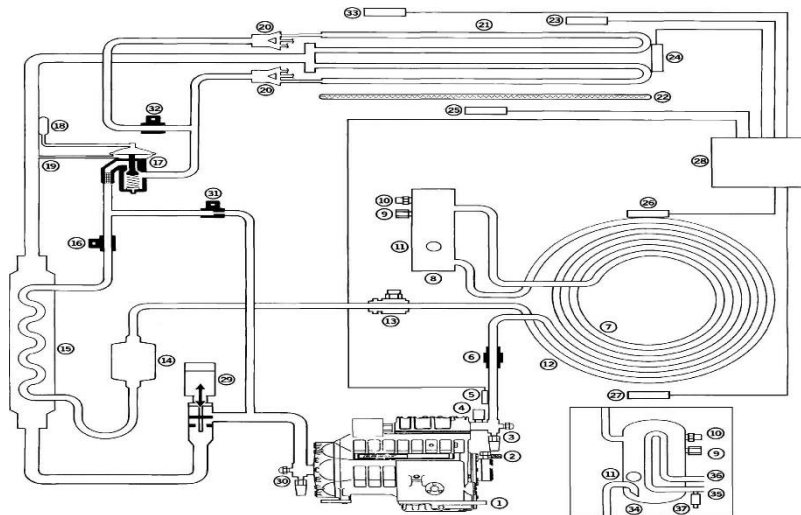


Рис. 1. Принципова схема установки Thermo King

Компоненти системи охолодження:

1 - компресор; 2 - лінія наповнення/зливу масла; 3 - нагнітальний вентиль; 4 - реле високого тиску; 5 - температурний датчик лінії нагнітання компресора; 6- контрольний вентиль конденсатора; 7 - теплообмінник конденсатора; 8 - ресивер; 9 - плавкий запобіжник (високий тиск); 10 - роз'їм для обслуговування ресивера; 11 - оглядове скло; 12 – переохолоджувач конденсатора; 13 - вентиль на рідинній лінії; 14 - осушувач (фільтр-осушувач); 15 - теплообмінник; 16 - соленоїдний вентиль; 17 – розширювальний клапан (трв); 18 - чутливий елемент трв; 19 - зрівняльна лінія; 20 – дистриб'ютор; 21 - котушки випарника; 22 електричні обігрівачі; 23 - датчик поворотного повітря; 24 - датчик розморожування; 25 - датчик припливного повітря; 26 – датчик конденсатора; 27 - датчик навколишнього середовища; 28 - мр-3000 контролер; 29 - kvq-вентиль (регулятор тиску випарника); 30 – всмоктуючий вентиль; 31 - вентиль рідкого упорскування; 32 – осушувальний електромагнітний клапан; 33 - датчик вологості; 34 - конденсатор-ресивер з водним охолодженням; 35 - муфта подачі води; 36 - муфта виходу води; 37 - реле тиску води.

Виключно позитивними сторони цієї схеми:

- передова конструкція холодильної системи;
- контролер, що дозволяє зручно регулювати необхідні параметри;
- опціональне наявність функціональних елементів системи, що дозволяють безпечно і безперебійно оперувати системою.

Як переваги конструктивно-схемного рішення запропонованого фірмою Mitsubishi можуть бути поіменовані такі:

- установка має передові і загальноприйняті методи регулювання холодопродуктивності;
- можливість регулювання енергоспоживання є вагомим аргументом з точки зору економії;
- застосування електронного дросельного вентиля веде до підвищення точності регулювання.

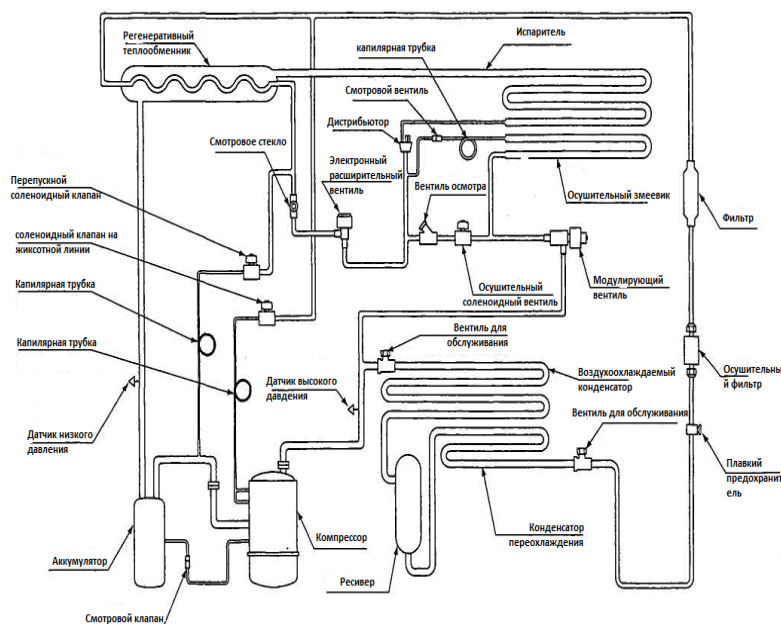


Рис. 2. Принципова схема холодильної установки Mitsubishi.

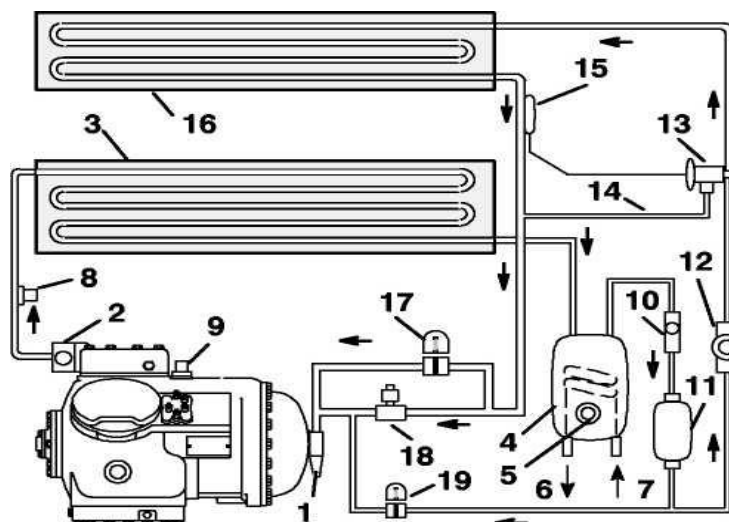


Рис. 3. Схема установки Carrier transicold

Складові установки Carrier transicold: 1 - всмоктующий вентиль; 2 - нагнетательный вентиль; 3 - конденсатор с повітряним охолодженням; 4 - конденсатор с водяним охолодженням (або ресивер); 5 - оглядовое стекло; 6 - выход воды; 7 - вход воды; 8 - запобіжний вентиль (сторона високого тиску); 9 - запобіжний вентиль (сторона низького тиску); 10 - клапан рідинної лінії; 11 - фільтр-осушувач; 12 - індикатор вологості-рідина; 13 - розширювальний вентиль; 14 - урівнює лінія; 15 - чутливий елемент; 16 - випарник; 17 - всмоктующий електромагнітний вентиль; 18 - модулирующий електромагнітний вентиль; 19 - гасящий вентиль (електромагнітний або термостатичний).

До достоинств розглянутої схеми можна віднести:

- традиційну і просту в обслуговуванні схему холодильної машини,
- гнучку систему настройки регульованих параметрів.

До недоліків:

- відсутність очевидних переваг над установками того ж типу та вартості.

Суднові холодильні установки різного призначення в даний час експлуатуються велику частину часу без безпосереднього втручання оператора. Вна-

слідок чого кваліфіковане технічне обслуговування стає можливим тільки при заході судна в порт має відповідну технічну базу і фахівців, у зв'язку з цим питання надійності судових холодильних установок та систем охолодження продовжують залишатися актуальними. Одночасно необхідно враховувати особливі вимоги до надійності цих об'єктів, зумовлені специфікою умов експлуатації.

Під надійністю слід розуміти властивість об'єкта зберігати в часі працездатність в заданих умовах застосування, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування називають.

Для визначення надійності об'єктів необхідно розглянути кількісні характеристики цієї властивості, які називають показниками надійності. Для холодильного обладнання вибирають показники надійності характеризують три властивості - безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність.

Оскільки на судову холодильну установку, як правило, діють недетерміновані фактори, то і стан її буде невизначеним.

При вирішенні завдань забезпечення надійності складних систем, що складаються з великої кількості ланок, коли кожна ланка може мати відмінну від сусідніх схему і властивості, процедура розрахунку показників надійності досить складна. Як правило, реальна система має таку структуру сполуки та взаємодії елементів, яка не може бути зведена ні до паралельно-послідовною, ні до послідовно-паралельної схемами для яких розроблено принципи розрахунку показників, що визначають надійність.

У зв'язку з цим при вирішенні задач надійності в складних системах доцільно використовувати логіко-імовірнісний розрахунок за допомогою дерева відмов. Розглянутий метод заснований на логіко-ймовірнісній моделі причинно-наслідкових зв'язків відмов системи з відмовами її елементів та іншими подіями (впливами).

При аналізі виникнення відмов, дерево відмов складається з послідовностей і комбінацій порушень і несправностей і являє собою багаторівневу графологічну структуру причинних взаємозв'язків, отриманих в результаті простежування небезпечних ситуацій у зворотньому порядку. Доцільно виділяти складові частини системи (вузли холодильної установки) ймовірність безвідмовної роботи яких нижче ніж в інших і, розглядаючи їх більш детально, визначати період нормальної роботи для всієї установки.

У розглянутому способі реалізований дедуктивний метод (причини-наслідку), що наділяє метод самими серйозними можливостями по пошуку кореневих причин відмови системи, так як дає наочну і докладну схему взаємозв'язків елементів і подій, які впливають на їх надійність.

При використанні дерева відмов слід враховувати, що воно являє собою схему булевої логіки, на якій показують тільки два стани: Робочий і відмова, важко врахувати стан часткової відмови, оскільки при використанні методу вважають, що система знаходиться або в справному стані, або у стані відмови.

До головних частин холодильної установки рефрижераторного контейнера відносяться:

- компресора ;
- Повітряний конденсатор;
- Повітроохолоджувач;
- Регенеративний теплообмінник (РТО);
- Ресивер – водяний конденсатор;
- Терморегулюючий вентиль (ТРВ);
- «Регулюючі клапана» ;
- Мікропроцесор;
- Фільтр – осушувач.

Зі всіх вузлів холодильної установки рефрижераторного контейнера найчастіші відмови пов'язані з виходом з ладу компресора. Середній робочий час складає 50%. Статистичні данні що наведені у відкритих джерелах дозволяють визначити наступні середні значення основних показників надійності холодильних компресорів:

- параметр потоку відмов λ , 1/рік – 0,015;
- середній час відновлення $t_{в}$, год – 20;
- інтенсивність відновлення μ , 1/год - $5 \cdot 10^{-2}$.

Вони найбільш критичні, у порівнянні з іншими елементами холодильної установки.

Виходячи із цього можливо зробити висновок, що у першу чергу потрібно забезпечити підтримку температурного режиму в вантажному об'ємі контейнеру під час ремонту. Для цього можливо запропонувати схему, що передбачає підключення компресора від сусіднього контейнера, яка наведена на рис. 4.

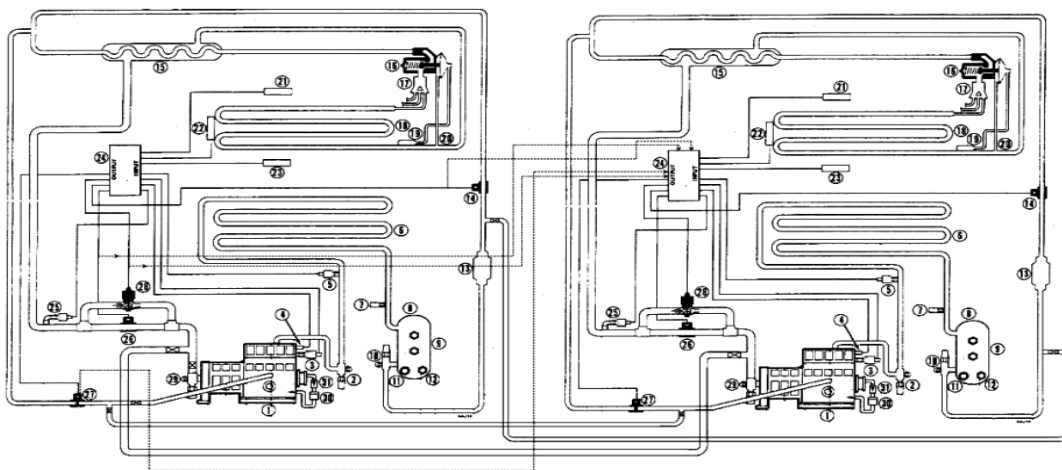


Рис. 4. Схема підключення компресора від сусіднього контейнера.

На ній показані: компресор; повітряний конденсатор; повітроохолоджувач; регенеративний теплообмінник (РТО); ресивер – водяний конденсатор; терморегулюючий вентиль (ТРВ); «регулюючі клапана» ; мікропроцесор; фільтр – осушувач. Для цього робимо врізки, приєднуємо кабельне керу-

вання, об'єднуючи обидві холодильні установки, перевіряємо надійність вузлів.

Таким чином можливо запропонувати введення у суднову систему охолодження рефрижераторного контейнеру ланки навантаженого резерву, як одного із заходів підвищення надійності як самої системи так і її окремих елементів.

Ланка навантаженого резерву дає змогу забезпечити збереження потрібної якості вантажу, що транспортується в контейнері.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Межгосударственный стандарт ГОСТ 27.301-95. Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения.
2. Танирбергенова А.А. Расчет надежности многоэлементных систем. - Сб. Трудов Кар.ГТХ, 2011, с.с. 83-85.
3. Военный справочник по стандартизации США MIL-HDBK-472. Прогнозирование ремонтпригодности.
4. Козьминых Н.А., Андрианов Д.В. Методы оценки надежности судовых холодильных установок в процессе эксплуатации. Научно-технический сборник "Судовые энергетические установки", вып. 28, Одесса 2011
5. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем., Москва 1980

УДК 621.564.3:629.5

Гузько І.І. кер. доц. Кардаш В.П.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення довговічності судових холодильних машин.

Синтетичні холодильні агенти - незначна частина вироблених в світі хімічних сполук. На піку свого розквіту в 1986 році в світі виробляли 1 млн. 300 тис. тонн хладагентів - галогенопохідних граничних вуглеводнів.

Ці речовини часто називають фреони за фірмовим названням першого синтезованого в 1928 році холодоагенту - фреону 12 - дихлордифторметану. В останні роки холодоагенти позначають як F-гази, або як CFC-, HCFC- і HFC- холодоагенти. Тут С - атом вуглецю, F- атом фтору, H-атом водню, Cl- атом хлору в аббревіатурі CFC. Відповідно до класифікації ICO, холодоагенти ідентифікують першою літерою англійського слова Refrigerant і відповідним числом. Наприклад, фреон 12 - холодоагент R12, вода - холодоагент R718, аміак - холодоагент R717, пропан - R290.

Аміаку виробляють приблизно 140 млн. тонн за рік, хоча в холодильній техніці використовують близько 500 тис. тон аміаку за рік. Вуглеводневої сировини в світі виробляють ще більше.

1970 р. - перший Усесвітній геофізичний рік планети. Проводилися комплексні заміри температур, тиску, вологості, хмарності, магнітних полів, інших параметрів на континентах планети та склад верхніх шарів атмосфери. До загального здивування, в стратосфері виявили молекули тріхлормонофторметану - фреону 11. Молекула фреону 11 - важча за повітря (її маса 137,37 кг / кмоль) і, природно, загадкою стало, як вона могла «залетіти» в настільки високі дали. Інформація зацікавила не тільки вчених. У штаті Орегон (США) буквально на наступний рік після опублікування складу проб атмосфери заборонили використання фреонів 11 і 12 в якості пропелентів. У свою чергу хіміки з Берклі (США) в 1974р. висловили припущення, що молекули R11 і R12 небезпечні для озону, що утворює своєрідний пояс, що захищає Землю від жорсткого ультрафіолетового випромінювання з довжиною хвилі менше 300 нм. За гіпотезою М. Моліна і Ф. Роуленда, під дією жорсткого ультрафіолету атом хлору відділяється від молекули фреона і, опинившись на волі, з'єднується з молекулою озону. В результаті молекула озону руйнується, утворюючи окис хлору і чистий кисень.

Гіпотізу М. Моліна і Ф. Роуленда згадали ще раз в 1985 році після публікації в журналі «Nature» статті Дж. Формана в спостереженнях за атмосферою Землі з 1970 по 1984 рік в районі англійської Антарктичної станції «Халлі-Бей». Метеозонди підтвердили присутність окису хлору і відзначили зниження концентрації озону над Антарктикою майже на 30%. Подібний феномен преса охрестила «озоною дірою», а міжнародні організації 22 березня 1985 року у Вені прийняли Конвенцію про охорону озонового шару. У вересні 1987 року в Монреалі під егідою ООН пройшла конференція повноважних представників держав, що підписали Конвенцію, яка прийняла «Монреальський протокол про речовини, що руйнують Озоновий шар». У «Пріложенні А» до Протоколу до групи I озононебезпечних речовин віднесені фреони 11, 12, 113, 114 і 115, а в групу II - більш небезпечні речовини, так звані бромовані фреони (Галоген) 1211, 1301, 2402, молекули яких включають ще більш агресивний для озону атом бром. Монреальський протокол прийняли 16 вересня 1987 року.

1.ХФВ (CFC) - хлорфторвуглеці, які володіють високим потенціалом руйнування озонового шару (Ozon Depleting Potention - ODP). Іноді використовують термін - потенціал виснаження озону. Холодильні агенти цієї групи R11, R12, R13, R500, R502, R503 мають $ODP > 0,05$. Озоноруйнуючих здатність R11 була прийнята за одиницею - $ODP_{R11} = 1$.

2.ГХФВ (HCFC) - гідрохлорфторвуглеці, в молекулах, яких присутній водень. У цих речовин характерно менший час існування в атмосфері в порівнянні з ХФУ і, як наслідок, вони роблять менший вплив на руйнування озонового шару ($ODP < 0,05$). Деякі багатокomпонентні робочі тіла, які пропонують в якості альтернативи ХФВ містять в своєму складі ГХФВ, наприклад, R22.

3.ГФВ (HFC) - гідрофторвуглеці. Ці речовини не містять хлору, а складаються з атомів вуглецю, водню та фтору. Вони не руйнують озоновий шар

(ODP = 0) і мають короткий період життя в атмосфері. ГФВ вважаються довгостроковими альтернативними заміниками ХФВ і ГХФВ в холодильних системах. Прикладами таких холодоагентів є R134A, R125, R152A та ін. У листопаді 1992 р. в Копенгагені на черговій зустріч країн-учасниць Монреальського Протоколу була прийнята жорсткіша редакція цього документа. Більш того, на нараді підкреслювалося, що альтернативні (з точки зору впливу на озоновий шар Землі) холодильні агенти повинні мати незначний вплив і на парниковий ефект, а саме холодильне обладнання має бути більш енергетично ефективним, ніж існуюче. Тим самим проблема переведення холодильного устаткування на альтернативні холодильні агенти набула принципово нові відтінки.

Щоб продовжити експлуатацію існуючих суднових холодильних установок, що працюють на CFC холодильних агентах, з мінімальними витратами необхідно перезаправити їх альтернативними холодильними агентами, що дозволить переобладнати ці установки з мінімальними доопрацюваннями і продовжити експлуатацію існуючих суднових холодильних установок з мінімальними витратами.

На відміну від CFC (R12, R22, R502...), нові холодоагенти HFC не містять хлору. Вони мають нульовий потенціал руйнування озону. Вони розглядаються як остаточні і повинні будуть використовуватися як в установках, що знов розробляються, так і в тих, що діють. На сьогодні йдеться, головним чином, про наступні області використання:

- R134 повинен остаточно замінити R12 в області високих і середніх температур;

- R404A, R507A повинен остаточно замінити R22, R502 в області середніх і низьких температур;

- R407C, R410A стають лідерами в області систем кондиціювання повітря.

Використання холодоагентів HFC породжує окремі проблеми при збірці установок і їх обслуговуванні. Більшість цих проблем існують з холодоагентами, але самою природою HFC вони посилилися. Перш за все ці проблеми пов'язані з використанням масел для холодильних систем.

Масло в холодильних системах займає спеціальне місце в технології отримання низьких температур. Очікувана довговічність компресорів холодильних машин і установок безпосередньо пов'язана з високою якістю використовуваних масел. Взаємодія з різними речовинами, і особливо екстремально високі і екстремально низькі температури в різних елементах холодної установки обумовлюють дуже специфічні вимоги, що пред'являються для масел холодильних систем.

Основна функція компресорного мастила полягає в зниженні сили тертя між елементами, що рухаються в механізмах холодної установки, ущільненні хлипаків і, в деяких випадках, ущільненні контактних кілець. Крім того, масло повинне відводити тепло тертя від гарячих вузлів компресора і сприяти ущільненню камер стискування і хлипаків. Дуже важливо щоб холодне масло, що досягає холодних секцій контуру у вигляді масляної

пари або масляного туману або в результаті розбризкування, за будь-яких умов експлуатації поверталось в компресор за допомогою додаткових обладнань - масловіддільника або з потоком холодоагенту. Використовувані до теперішнього часу масла з холодильними агентами CFC (R12, R502...) і HCFC (R22...) абсолютно несумісні з альтернативними HFC холодоагентами. При змішуванні мінерального масла з синтетичним відбувається реакція в результаті якої утворюється гель, що закупорює канали при поданні масла в пари тертя. Тому, компресори, які призначені для роботи з новими холодоагентами HFC, заправляються маслом, сумісним з холодильними агентами, що заправляється.

Касифікація масел для холодильних установок:

1. Мінеральні масла: нафтові і парафінові.
2. Синтетичні масла: алкибензольні (А); поліалкілгліколі (ПАГ); поліолефірні (ПОЕ); поліальфаолефінові (ПФО) та ін.
3. Напівсинтетичні масла: суміші алкилбензольного і мінерального масла (А/М).

Найбільш використовувані типи масла:

- мінеральні - є змішуваними (повністю розчинними) з R12, застосовуються з холодоагентами груп ХФВ, ГХФВ - R12, R22, R 500, R502 і так далі;
- алкилбензольні масла (А) - використовуються в холодильній промисловості 25 років, термвсно стабільні, добре змішуються з холодильними агентами груп ХФВ, ГХФВ.
- поліолефірні масла (ПОЕ) рекомендуються для установок з холодоагентами групи ГФУ - R134, R 407C, R410A, R404A;
- поліалкілглікольні масла (ПАГ) широко використовуються в мобільних установках з хладогентом R134A.

Переваги синтетичних масел в порівнянні з мінеральними:

- кращі змащувальні якості;
- вище термічна стабільність і стійкість в суміші з холодильними агентами;
- менша агресивність по відношенню до конструкційних матеріалів.

Недоліки:

- відносно висока вартість;
- значна гігроскопічна і виборча агресивність по відношенню до окремих матеріалів.

Полеолефіри - хімічні речовини, отримані зі спирту і органічних кислот.

Ефірні масла надзвичайно гігроскопічні. Наприклад, вони дуже швидко насичуються вологою. Для зволоження масла досить потримати відкритою каністру впродовж 15-20 хвилин. Тому, кількість води, яка потрапляє в контур одночасно з маслом, може виявитися дуже великою. Оскільки суміш ефір+HFC+вода може утворювати у край агресивну і небезпечну фторводородну кислоту, що в свою чергу пред'являє особливі вимоги до герметичності холодильних систем і дотримання максимальної обережності по частині

обезводнення при усіх роботах, пов'язаних з розкриттям холодильного контуру.

Кращим методом видалення вологи з холодильних систем, у разі попадання її в холодильний контур, являється вакуумування усієї системи не нижчим азотом (не менше 3 разів) і підігріванням системи до 30-40 °С. Операції по вакууманню повинні робитися особливо ретельно, а використовувані фільтри-осушувачі повинні мати максимально можливу продуктивність (переважно, з антикислотою функцією), щоб понизити до мінімуму небезпеку виходу з ладу компресора.

Ефірні масла не допускають змішування. Деякі ефірні масла містять антиокислювальні, противспінюючі та протизносні добавки, які покращують характеристики масел. Проте природа цих добавок у різних виробників неоднакова, що може привести до несумісності масел між собою. Крім того, при змішуванні масел результуюча в'язкість суміші стає непрогнозованою, що може нанести збиток процесу змашування компресора. Таким чином слід уникати змішування двох різноособистих ефірних масел. Небезпека чого з'являється, головним чином, при доливі масла в холодильну систему, навіть якщо ця небезпека незначна.

Проте головна проблема полягає в тому, що ефірні масла дуже швидко перестають змішуватися з HFC у присутності масла іншого сімейства, що ускладнить повернення масла в компресор з охолоджувальних приладів. Фільтр-осушувач має бути спеціальної моделі HFC з набагато дрібнішими осередками і, бажано, щоб він виконував ще функцію антикислотних фільтрів.

Використання холодоагентів категорії HFC (R134a, R404A, R507A, R410A...) в новостворюваних установках вимагає дотримання чисельних обережностей і породжує деякі проблеми. Зміна CFC на HFC в існуючій установці є складною операцією, викликаною необхідністю видалення з контуру діючого агента (для чого знадобиться декілька дуже ретельних промивань контуру), встановити комплектуючі, призначені для роботи на HFC. Можливо необхідно буде замінити ТРВ, фільтр-осушувач, оглядове скло, а іноді поміняти компресор.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бибкин Б.С., Стефанчук Е.Е., Ковтунов В.И. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе М. «Колос», 2009. 159 с.
2. Бриганти А. Руководство по техническому обслуживанию холодильных установок и установок для кондиционирования воздуха, - М.Евро климат. 2004. С 218-221.
3. Котзаогланиан П. Пособие для ремонтника. Справочное руководство по монтажу, эксплуатации, обслуживанию и ремонту современного оборудования холодильных установок и систем кондиционирования. Перевод с французского В.Б. Сапожникова. - М.; Эдем, 2007. 846 с.
4. Цветков О.Б. Холодильные агенты. СПб., СПбГУНиПТ, 2004, 216 с.

Шерстяников К.А., кер. доц. Кардаш В.П.
Національний університет «Одеська морська академія»

Управління процесами тертя в суднових допоміжних механізмах

До недоліків суднових допоміжних механізмів (СДМ) існуючих конструкцій слід віднести той фактор, що енергетичне обладнання, якими вони оснащені є потужними місцевими джерелами шуму і вібрації. Слід також зазначити, що всі СДМ, як правило, жорстко з'єднані з елементами набору корпусу судна і, таким чином, сприяють зростанню загального рівня шуму і вібрації. Схеми компонування і встановлення СДМ показують, що в основному вони згруповані в носовій і кормовій частині судна, що обумовлює виникнення додаткового навантаження на вузли СДМ в залежності від крену, диференту і місця розташування СДМ щодо центра ваги судна.

Ці процеси відображаються, на контактуючих поверхнях елементів і від їх інтенсивності залежить надійність і довговічність роботи СДМ.

Підвищення ефективності вузлів тертя елементів СДМ здійснюється при використанні нових теорій, матеріалів і технологій.

Несуча спроможність вузлів тертя визначається такими факторами як: питомий тиск на площу контакту, мінімальна товщина масляної плівки між виступаючими гребнями шорсткості поверхонь деталей, що труться, в'язкість масла, а також залежить від форми входних поверхонь, що утворюють мастильний зазор. Оскільки навантаження на робочі поверхні; тертя має динамічний характер, це призводить до зменшення масляного шару і, як наслідок, виходу з ладу вузлів тертя. Тому треба шукати нові способи підвищення здатності навантаження вузлів, зокрема віддалення однієї поверхні від іншої, що збільшує не тільки товщину масляної плівки, але і її реологічну характеристику мастильного матеріалу.

Термін служби СДМ досить високий і досягає 20 – 40 тис.г роботи без розробки протягом п'яти і більше років. Надійність СДМ в значній мірі залежить від стану підшипникових вузлів, в яких зазвичай використовуються підшипники кочення.

Таким чином, контроль за інтенсивністю протікання процесів на робочих поверхнях і управління цими процесами в період експлуатації СДМ дозволить підвищити надійність їх роботи.

У роботах, виконаних у Одеській національній морській академії під керівництвом С.А. Ханмамедова була запропонована жидкокристалічна модель мастильного шару. Управління структурою мастильного шару в підшипникових елементах дозволить забезпечити працездатність цих вузлів в діапазоні швидкостей від нуля і до десяти метрів за сек. Вперше було виміряно розклинюючий тиск в мастильних матеріалах на конструкційних матеріалах використовуваних в СДМ.

Вибір необхідного типорозміру підшипника зазвичай проводиться за спрощеною схемою оціночних розрахунків: обчислюється еквівалентне навантаження попередньо обраного типу підшипника. Довговічність визначається виходячи з контактної витривалості робочих поверхонь підшипника. Вихід з ладу підшипника з причин, які не мають відношення до контактної втоми, розрахунку, як правило, не піддаються.

Надійність підшипникового вузла визначається його безпекою та довговічністю.

Економічним показником надійності може служити сума витрат, пов'язаних з виготовленням і експлуатацією СДМ, віднесена до тривалості його експлуатації:

$$K_3 = \frac{Q_n + Q_3}{T_3},$$

Де K_3 – економічний показник надійності, усл. ед./г

Q_n – вартість виготовлення нового механізму, усл. ед

Q_3 – підсумкові витрати на експлуатацію, ремонт і обслуговування механізму, усл. ед

T_3 – період експлуатації механізму

У більшості випадків з точки зору вигідно використовувати більш надійний виріб, навіть в тих випадках, якщо до нього не пред'являються високі вимоги безпеки за умовами експлуатації, тобто експлуатаційна складова витрат має зазвичай значну величину.

Широкий діапазон умов і режимів експлуатації, а також варіація початкових показників якості механізму призводить до значної дисперсії в швидкостях, втрати ним працездатності і відповідно досягнення механізмом граничного стану.

В даний час один ефективних способів для підвищення зносостійкості вузлів тертя є нанесення на поверхню деталей тонкої молекулярної захисної плівки, організованої в результаті хімічного або адгезійного зв'язку. Присутність в зоні тертя такої плівки істотно змінює протікання ній триботехнічних процесів.

Основними механізмами впливу тонкої плівки можна вважати наступне:

- Створюється позитивний градієнт механічних властивостей по товщині плівки, зрушення матеріалу в плівці відбувається з невеликим опором;
- Змінюється характер змочування і розтікання мастильних матеріалів;
- Більшість неметалевих покриттів, що представляють собою складні органічні сполуки, є орієнтантами мастильного матеріалу, упорядковують і створюють структуру в змащувальному матеріалі.

Дослідження кінетики мастильного шару, вимірювання товщини плівки, висадженої на поверхні сталі ШХ-15, приводилися еліпсометричним методом [1].

Нанесення такого покриття призводить до зміни енергетичних характеристик поверхні, що підтверджують шляхом вимірювання роботи виходу електрона з металу.

Величина роботи виходу електрона є однією з фундаментальних характеристик фізико-хімічних властивостей металів. Цю величину широко використовують при вивченні явищ адсорбції і десорбції.

Для визначення енергетичних характеристик поверхні металів здійснювався вимір крайового кута змочування. Методом крайового кута змочування поверхнева енергія матеріалу визначається за вимірюваннями розтікання розтікання краплі мастила з відомою поверхневою енергією.

Внутрішня межа шару відповідає початку зміни структури рідини в об'ємі. Прагнення поверхні зменшити свою енергію обумовлює і прагнення до зниження поверхневого натягу. Тверді тіла, як правило, зменшують свою поверхневу енергію за рахунок цієї складові завдяки адсорбції інших речовин. До цього здатні і рідини, на поверхні яких, завдяки прагненню зменшити поверхневу енергію, відбувається, крім того, певне орієнтування молекул.

Слід зазначити, що на характер контакту двох тіл і виникнення фрикційних зв'язків впливає не тільки мікрорельєф, а й тонкий (субмікро) рельєф, пов'язаний з виникненням, розвитком і взаємодією дислокацій. Відповідно до уявлень фізики твердого тіла поверхня реального кристалічного тіла являє собою складну систему блоків і виходів окремих груп дислокацій.

Одним з показників зносу, відповідно до загального принципу підходу що до оцінки ступеня зношування є:

Інтенсивність зношування $I_h = dh/dS$ (мкм/м) – відношення величини зносу до відносного шляху тертя на якому відбувалося зношування.

До теперішнього часу немає єдиного підходу у визначенні енергетичних витрат на подолання сил опору в ланках СДМ. Всі дослідники показують, що енергетичні витрати у вузлах ланок СДМ в значній мірі залежить від витрат на подолання сил тертя. У цих же дослідженнях показано, що процес тертя реалізується в змащувальному шарі вузлів СДМ товщина яких коливається від кількох мономолекулярних шарів до 20 мкм. При цьому пристінковий масляний шар – епітропний рідкий кристал.

При аналізі поведінки мастильних матеріалів виявляється фізична нелінійність коефіцієнта в'язкості, звертає на себе увагу той факт, що всі вони є дисперсними системами, коефіцієнт в'язкості зменшується з ростом швидкості зсуву.

Таким чином, відкривається можливість зменшення витрат на тертя впливом на дисперсну систему, що дозволяє зменшити величину напруги зсуву, тобто скоротити енергетичні витрати на подолання сил опору.

Як показують дослідження проведені в НУ «ОМА» (Поповський Ю.М., Ханмамедов С.А.) величина розклинюючого тиску залежить в значній мірі від структурної складової $P_s(h)$, величиною якої можливо управляти шляхом нанесення орієнтанта структури мастильного матеріалу на робочку поверхню зони тертя. [3]

Величина сили тертя може бути знижена за рахунок застосування сучасних технологій управління процесами тертя на робочих поверхнях деталей СДМ.

Використання орієтанта структури мастильного матеріалу дозволяє знизити інтенсивність зношування. Абсолютне значення зниження інтенсивності зношування залежить від типу застосованого орієтанта і технології його нанесення.

Застосування фторорганічних сполук в якості орієтанта структури мастильного матеріалу вузлів СДМ вирішує два завдання:

Підвищує несучу здатність мастильного шару за рахунок того, що деякі фотографічні сполуки є орієтантами, що упорядковують структуру мастила і є бар'єрним покриттям, яке утримує мастильний матеріал в зоні тертя і тим самим покращує умови роботи вузлів, що труться на пускових і перехідних режимах роботи СДМ.

Найбільш ефективно в даний час використовувати покриття для підшипників кочення, оскільки технологія обробки їх досить проста.

Підвищення довговічності вузлів СДМ досягається зменшенням їх інтенсивності зношування. Так при досягненні інтенсивності зношування $I_h = 10^{-12}$ можливо отримання СДМ, яке не потребуватиме ремонту протягом усього життєвого циклу судна.

Для цього в вихідних вузлах необхідно реалізувати в пристінному мастильному шарі гомеотропну структуру мастильного матеріалу. Для реалізації гомеотропної структури пристінного шару мастильного матеріалу обрано орієтант: СФК-180-05. Це високомолекулярне фтористе з'єднання розчинене у хладоні R-113. Має в'язкість $\nu = 800$ сСт, щільність $1,9150$ г/см³, коефіцієнт переломлення $n = 1,3054$.

Створення плівки орієтанта на попередньо знежиреній поверхні деталей СДМ відбувається безпосередньо шляхом занурення деталі в розчин названого орієтанта в хладоні на 3хвилини. Після закінчення зазначеного часу, деталь витягувалась з розчину і сушилась в повітряному середовищі при температурі 18-25 °С. Через 10 хвилин на робочу поверхню наносився базовий мастильний матеріал і деталь надходила на збірку вихідного вузла [4, 5].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ханмамедов С. А., Заблоцкий, Поповський К). М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со «смазочной способностью» // Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. Калинин: КГУ. 1989. С. 49-57.
2. Поповський Ю. М., Ханмамедов С. А., Сагин С. В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовая энергетика: научн. техн. сб. Одесса: 0 . 1994. Л93.С. 26-27.
3. Дерягин Б. В. , Поповський ю. М. Жидкокристаллическое состояние граничных слоев некоторых полярных жидкостей // Колоид. Журн. 1982. Т. 44. Ж9 5. С. 863-870.

4. Кардаш В. П. Ханмамедов С. А. Повышение эффективности эксплуатации судовых устройств // Судові енергетичні установки: навч. - техн. сб. Одеса: О . 2007. Вип.. 18. С. 70-77.
5. Кардаш В. П., Худенко Г. О. Підвищення ефективності експлуатації судових пристроїв морських суден // Судові енергетичні установки: навч. - техн. сб. Одеса: ОУ ОМАН . 2018. Вип.. 38. С. 98-100

Матеріали
науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт",
18.11.2020.

Підписано до друку 5.12.2018. Формат 60×84/16.
Обл.-вид. арк. 9,85. Тираж 100. Зам. № И14-12-29.

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