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"
22.11.2018

Одеса – 2018

Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", 22.11.2018. – Одеса: НУ «ОМА», 2018. –248 с.

Матеріали публікуються згідно з поданими авторами оригіналами.

© Національний університет «Одеська морська академія», 2018

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ 6
Колегаєв М. О., Кардаш В.П. Підвищення ефективності системи внутрішнього забезпечення якості робіт здобувачів вищої освіти 6
СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ 8
Княжковський С. М., Половинка Е. М. Застосування горючих газів у якості палива в суднових двигунах 8
Рябоконь К.Ю., Половинка Е.М. Удосконалення процесу впроскування палива в суднових дизелях 13
Жуков П. О., Половинка Е.М. Удосконалення характеристик суднових дизелів на пускових режимах 20
Chichko K., Polovinka E. Analysis of fuel injection system`s operational characteristics of marine diesel engines 25
Когут К.В., Половинка Е.М. Зменшення вмісту сірки в складі палива шляхом ультразвукової обробки 32
Gutsal P.V., Veretennik O.M. Improving the properties of turbocharging for marine diesel engine 37
Nazarov Y., Veretennik O.M. Marine turbocharger efficiency increasing by means of modification of inlet vanes with variable geometry vanes on a different operation modes 41
Дмітрієв В.С., Веретенник О.М. Підвищення ефективності використання альтернативних палив у суднових дизелях 48
Афанасьєв В.О., Сагін С.В. Поновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів суднових дизелів 51
Каліновський В.В., Сагін С.В. Підвищення ефективності системи наддуву суднових дизелів 58
Гусєв К.А., Аболешкін С.Е. Поліпшення екологічних характеристик суднових дизельних установок 62
Чипіляга ***Є.Г.,*** *Аболешкін С. Є.* Поліпшення експлуатаційних параметрів суднових дизельних установок 67
Яковець П.Р., Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності та екологічних показників роботи суднових дизелів шляхом хімічної обробки палива 72
Мазур Б.В., Черныш И.И. Дослідження процесів розпилювання і впорскування палива в дизелях 78
Цхай О.М., Кардашев Д.Л. Аналіз розвитку крутильних коливань валопровода судна 86
Гріднєв К. А., Козьміних М. А. Підвищення енергоефективності теплообмінних апаратів 90
Данилов Н. С., Козьминих Н. А. Аналіз методів моделювання систем кондиціонування суднових приміщень 95

Міндов І.І., Козьміних М.А., Дулдієр О.П. Оцінка впливу характеристик розпиленого палива на енергоефективність суднових паливних пристроїв 104
Худенко Г.О., Радованов В.В., Плахотнюк Я.В., Кардаш В.П. Підвищення ефективності експлуатації суднових пристроїв морських суден 110
Пімонов О. П., Шевченко Д. С., Козицький С.В. Використання наноматеріалів для підвищення ефективності пар тертя у суднових механізмах 114
Дем'яненко І. А., Козицький С. В. Використання дисульфіду молібдену для зменшення зношування деталей суднових механізмів..... 118
Яжевський О. І., *Козицький С. В.* Застосування дилатантних рідин у демпферах крутильних коливань..... 121
Шліхта А. Н., Мисов В. Д., Захаріков В. О., Кардаш В. П. Підвищення енергоефективності робочого процесу суднового двигуна 7S50MC-C..... 124
Попов Д.Ю., Чепиль О. О., Ольшамовський В.С. Рекомендации по удосконаленню холодильної установки суднової системи комфортного кондиціонування повітря 129
Грєхов М.А., *Солодовніков В.Г.* Анализ методів очистки високовуглецевого палива від сірки 141

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ 144
Максимкін В. І., Онищенко О.А. Підвищення ефективності експлуатації суднових холодильних установок 144
Ревенок А. Ю., Онищенко О. А. Моделювання процесів у суднових холодильних установках методами електротеплових аналогій 147
Репуленко В.Л., Онищенко О.А. Підвищення безпеки експлуатації танкерів вантажними системами 152
Потелещенко О.А., Логішев І.В. Очищення нафтовмісних вод в суднової енергетичної установки кавітаційним способом 155
Погорельцев А.О., Логішев І.В. Підвищення якості очищення мастила в судновій дизельній установці 160
Решетіло І. А., Довиденко Ю. М. Аналіз недоліків сучасних лубрикаторних систем..... 165
Філіппов В.С., Довиденко Ю.М. Підвищення точності вимірювання параметрів робочого процесу суднового дизеля..... 170
Татаренко О.Ф., Калугін В. М. Розробка техніко-експлуатаційних заходів до сучасних дизелів при їх роботі в зонах екологічного контролю..... 176
Титоренко Є.Л., Калугін В.М. Підвищення ефективності експлуатації газотурбокомпресорів суднових дизелів за станом 183
Пушкаревський І.В., Небеснов В.В. Аналіз впливу умов експлуатації пропульсивного комплексу на надійність суднових дизелів 189
Омран Абу Яхія, Солодовников В.Г. Підвищення екологічної ефективності суден шляхом застосування альтернативних палив 194

Дубцов Є.Д., Корбан В.Х. Обґрунтування дистанційного радіометричного методу контролю екологічного стану навколишнього середовища за траєкторією судна 200
Цхомелідзе Г.С. , Корбан В.Х. Ефективне застосування робочої речовини дизеля на основі водню 205
Евсеєв М.Д., Лапшин А.С., Богач В.М. Особливості використання MS Excel для обробки експериментальних даних 208
Лапшин А.С., Евсеєв М.Д., Богач В.М. Визначення дійсного моменту подачі мастила в циліндри суднового двигуна 212
Горшков Е. А., Слободянюк І.М. Ремонт головок поршнів суднових дизелів методом плазмової наплавки порошків 216
Жупанов І. І., Слободянюк І.М. Дослідження зносів і пошкоджень втулок циліндрів і поршневих кілець 218
Никитюк С.Е.., Симків Я.О., Журавльов Ю.І. Шляхи підвищення відмовостійкої підшипників ковзання колінчастих валів суднових среднеоборотних дизелів 221
Бойко В.В., Журавльов Ю.І. Способи відновлення працездатності сполучень деталей суднових дизелів 226
Boshtan I. ,Sotnikov N., Lebedev B. Repair of parts of marine equipment with non-volatile soldering and welding tools 230
Гнатюк Б.І, Паладій О.М.., Мельник О.А. Особливості і технологія зварювання чавуну 233
АВТОМАТИЗАЦІЯ СЕУ 242
Федорова Ю.М.,, Очеретяний Ю.А. Використання ПЛК «Phoenix Contact» для моніторингу судової холодильної техніки 242

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ

УДК 629.123.56

Декан СМФ, проф. Колегаєв М. О., доц. Кардаш В.П.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності системи внутрішнього забезпечення якості робіт здобувачів вищої освіти

Повышение эффективности системы внутреннего обеспечения качества работ соискателей высшего образования

По результатам Восточноукраинского фонда социальных исследований, подавляющее большинство студентов, а конкретнее – более 90% использует плагиат в той или иной форме.

Списать или скопировать текст и выдать за свой – схема по которой учится немало современных студентов, нередко таким нехитрым способом «труда» пользуются и ученые. В тоже время, в Минобразования утверждают, что «присвоение» чужих текстов становится действительно масштабной проблемой украинского образования, с которой уже начинают бороться.

22 июля 2016 года правительство поддержало предложение Министерства образования и науки Украины о создании Национального **репозитария** академических текстов. Своего рода, это будет программное антиплагиатное обеспечение, сравнивающее один текст с другим.

«По экспертным оценкам, плагиат содержат как минимум 30% от общего количества докторских и кандидатских диссертаций, защищенных за период с1993 года по апрель 2017 года. Обладатели полученных за плагиат научных степеней, получая доплаты за них и ученые звания, занимая должности, которые бы они без этих степеней не имели права занимать, в этом году будут стоить государственному бюджету Украины свыше 4 миллиардов гривен», – сказано в обращении.

Авторы указывают на то, что неэкономические убытки от деятельности псевдонаучных корпораций еще более разрушительны. «Это коррупция, моральное растление студенческой молодежи, моральная и духовная деградация общества, катастрофическое снижение качества высшего (как следствие - и среднего) образования, фактическое отсутствие защиты прав интеллектуальной собственности. Все это приводит к вынужденному отъезду настоящих ученых за пределы Украины и замещению их во всех научных и образовательных учреждениях псевдоучеными, плагиаторами и фальсификаторами», – заявляет группа «Диссергейт».

По мнению инициаторов, данный негативный отбор ведет к деградации образования и науки, что уже в ближайшей перспективе может способствовать ослаблению технологической безопасности страны и снижению конкурентноспособности украинской экономики.

Новый Закон Украины «О высшем образовании» требует обязательной проверки диссертаций на плагиат. Для того, чтобы эффективно осуществлять такие проверки и нужен репозитарий. Репозитарий – это банк текстов,

хранилище или архив. То есть совокупность электронных вариантов текстов, защищенных диссертаций, кандидатских, докторских, магистерских и других работ. Система работает, сравнивая тексты. Чем больше текстов для сравнения – тем лучше. Кабинет министров усилил ответственность за нарушение академической добропорядочности, вплоть до лишения ученого звания.

По словам заместителя министра образования и науки Юрия Рашкевича, этого недостаточно – Украина должна обеспечить не только техническую проверку текста работ на плагиат, но и не допускать плагиат научных идей.

«Сегодня все университеты и научные учреждения в Украине имеют возможность подписать соглашения с компаниями, предоставляющими услугами проверки текста на наличие заимствования частей текста, и обеспечить своим аспирантам и докторантам проверку диссертационных работ на плагиат. Также группа экспертов разработала широкие рекомендации, которые могут быть использованы как модули для обучения, как основа спецкурсов по академическому письму. И сейчас мы дискутируем на тему, как перейти на другой уровень отслеживания академической добродетели – на уровень более глубокого анализа научного содержания работы. Однако борьба с плагиатом научных идей должна быть делом широкой научной общественности, и МОН как ни один другой орган никогда не сможет делать это самостоятельно», – отметил Юрий Рашкевич, заместитель министра образования и науки Украины.

В рамках пресс-конференции «Практические кейсы внедрения академической допропорядочности в украинских учебных заведениях» 13 ноября также было объявлено о старте #СтопПлагиат.

В Национальном университете «Одесская морская академия» разработано и утверждено решением Ученого Совета Университета протокол № 2 от 26 сентября 2018 года «Положення про систему запобігання та виявлення академічного плагіату у наукових працях працівників та здобувачів вищої освіти НУ «ОМА»», в котором п.5.6 обязывает деканам обеспечить предварительную проверку поданных к защите дипломных работ курсантов на наличие плагиата путем подачи проректору по научной работе заявления, в котором изложено перечень курсантов и названия их дипломных работ. Работы предоставляются на электронном носителе.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Про вищу освіту: Закон України за станом на на 1 січня 2018 р. /Відомості Верховної Ради, 2014, № 37-38, ст.2004.

2. Методичні рекомендації для закладів вищої освіти з підтримки принципів академічної доброчесності (розроблені у рамках Проекту сприянню академічної доброчесності в України- SAIUP за підтримкою Посольства США).- К.: Міністерство освіти і науки України, 2018.-33 с.

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ

УДК 621.431.7:662.76

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

Застосування горючих газів у якості палива в суднових двигунах

Вступ

В наш час головними проблемами є посилення норм, щодо шкідливих викидів у атмосферу та підвищення цін на пальне, особисто на дизельне пальне. Одною із альтернатив є застосування горючих газів у якості пального, а саме природного газу та синтез-газу.

Актуальність даної теми полягає у аналізі перспектив застосування горючих газів у якості пального, що відобразиться у майбутніх вигодах. Завдяки застосуванню суден з двопаливними двигунами зростає спектр можливостей, щодо вільних вантажоперевезень через райони з посиленими нормами викидів шкідливих газів у атмосферу. Також збільшиться моторесурс двигунів, що полягає у відсутності нагару, отже зносу, це також є одною із переваг газового пального. Адже присутня проблема, щодо зберігання та транспортування газу, а також додаткових витрат на модернізацію двигунів. Перевагами застосування горючих газів у якості палива є простота систем газоподачі та у відсутності необхідності у газо-підготовці, а також дешевизна газу відносно дизельного пального.

Природний газ може використовуватися у якості моторного палива двома способами. Один з них - використовувати його на двопаливному двигуні. В цьому випадку природний газ є основним паливом і запалюється запалювальним дизельним паливом [2]. На однопаливному двигуні, де у якості пального є природний газ, необхідні іскрові свічки для ініціації розпалу газу. Більш конкретно, щодо використання горючих газів у якості палива розглянуто у даній роботі.

Методика експериментального дослідження робочого процесу та вимірювальна апаратура

Одним із більш перспективних способів використання природного газу на судових двигунах у якості пального є використання двопаливних двигунів.

Було проведено дослідження у якому був використаний макет чотиритактного одноциліндрового двигуна з водяним охолодженням, з двома впускними і двома випускними клапанами, на рис. 1. (А).

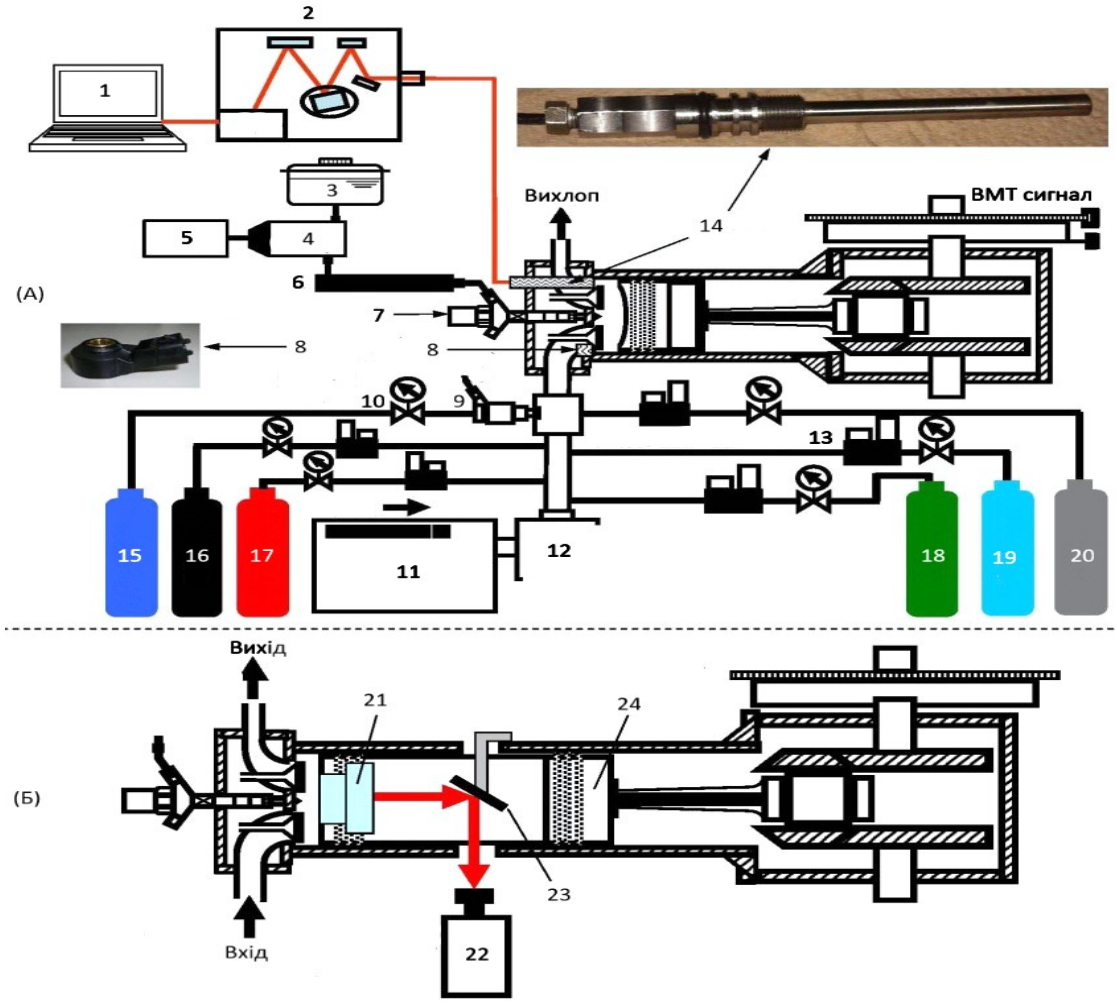


Рис. 1. Експериментальний макет двигуна. (А) стендовий двигун, (Б) оптичний двигун, де:

1 – комп’ютер; 2 – спектрометр; 3 – паливна цистерна дизельного пального; 4 – насос; 5 – електродвигун; 6 – спільна рейка (Common rail);
7 – паливний інжектор; 8 – датчик моменту детонації в двигуні; 9 – газовий інжектор; 10 – регулятор тиску; 11 – повітряний компресор; 12 - усереднювальних резервуар та витратомір; 13 - регулятор масового потоку; 14 – оптичний сенсор; 15 – резервуар природного газу; 16 – резервуар CO газу; 17 – резервуар водню (H2); 18 – резервуар вуглекислого газу (CO_2); 19 – резервуар кисню (O_2); 20 – резервуар азоту (N_2); 21 – сапфірове вікно; 22 – швидкісна камера; 23 – дзеркало; 24 - подовжений поршень.

На двигуні, рис. 1. (Б), було встановлено витягнутий циліндр і витягнутий поршень для візуалізації подій з подвійним паливом і для зйомки зображень згоряння в оптичному двигуні. Двигун, згаданий вище на рис.1. (А), був змінений, щоб полегшити експерименти з візуалізації [3].

Результати дослідження

Завдяки сапфірове вікну, що було встановлено на верхній частині витягнутого поршня. Тимчасові та просторові події видимого полум'я були досліджені шляхом придбання кількох зображень на цикл з MEMRECAM fx-K5, високошвидкісною цифровою камерою з частотою кадрів 8000 кадрів в секунду в комбінації з 45^0 дзеркалом, розташованим всередині витягнутого поршня. Когенератор валу двигуна та генератор затримки були використані

для реалізації синхронізації камер-двигуна [3]. Результати дослідження зображені на рис. 2.

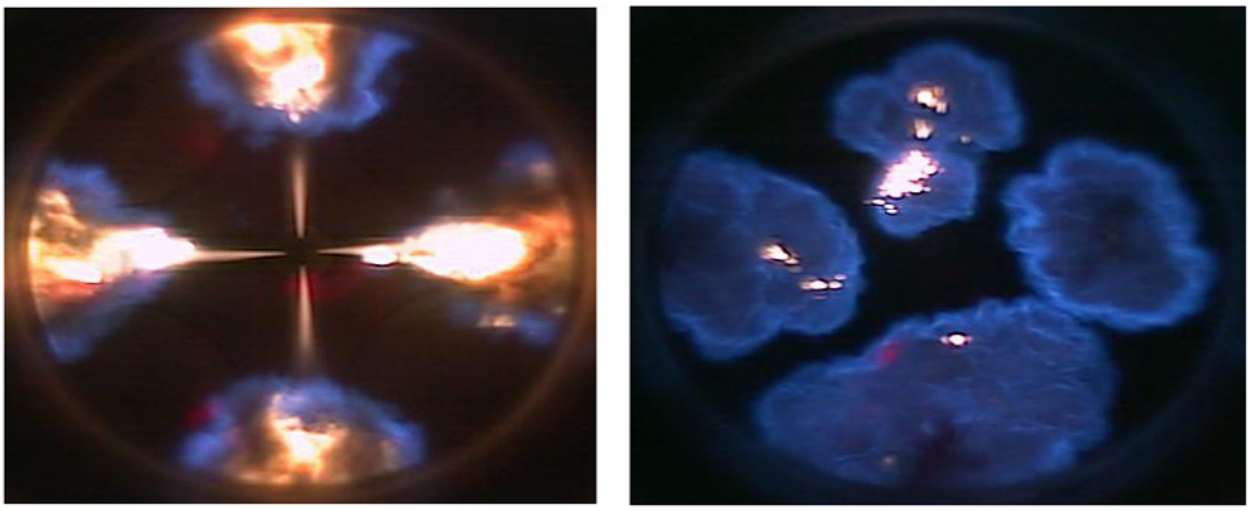


Рис. 2. Двопаливне згоряння синтез-газу з різними кількостями введеного дизельного палива (А) 10 мг і (В) 2 мг

На рис. 2 показано вплив запального дизельного палива на спалювання синтез-газу, як основного палива. Відмінне розділення дизельно-газового полум'я з попередньо змішаним полум'ям синтез-газу спостерігається при введенні більшої кількості дизельного палива, що дорівнює 10 мг. Суміш горить лише тоді, коли присутній необхідний кисень. Як результат, швидкість полум'я обмежена швидкістю дифузії. Для, добре, змішаної суміші синтез-газу, полум'я не обмежується швидкістю дифузії, а швидкість горіння суміші набагато швидше, ніж у дизельно-повітряної суміші. Коли вводять лише 2 мг дизельного палива, паливо випаровується і змішується з окислювачем набагато швидше, забезпечуючи розподілені центри запалення в циліндрі для синтез-газової суміші, яка спалюється у вигляді полум'я, що поширюється у бік стінки циліндра [3].

В результаті експерименту була знайдена концепція згорання змішаної суміші на рис. 3.

На рис. 5 показано, що для циклу з іскровим займанням показник ОН * при 310 нм різко підвищився при куті 6 град. пістя ВМТ , а потім знижувався при куті 9 град. після ВМТ. Кут 6 град. після ВМТ відповідає часу максимальної швидкості підвищення тиску, а кут 9 град. після ВМТ відповідає часу, коли швидкість підвищення тиску поступово зменшується. Перш ніж стабілізувати полум'я, що поширює природний газ (1-го ступеня горіння), швидке самозаймання відбувається в декількох місцях. Темп зростання ядра викидів у кінцевій точці займання газу набагато швидше, ніж при поширенні полум'я.

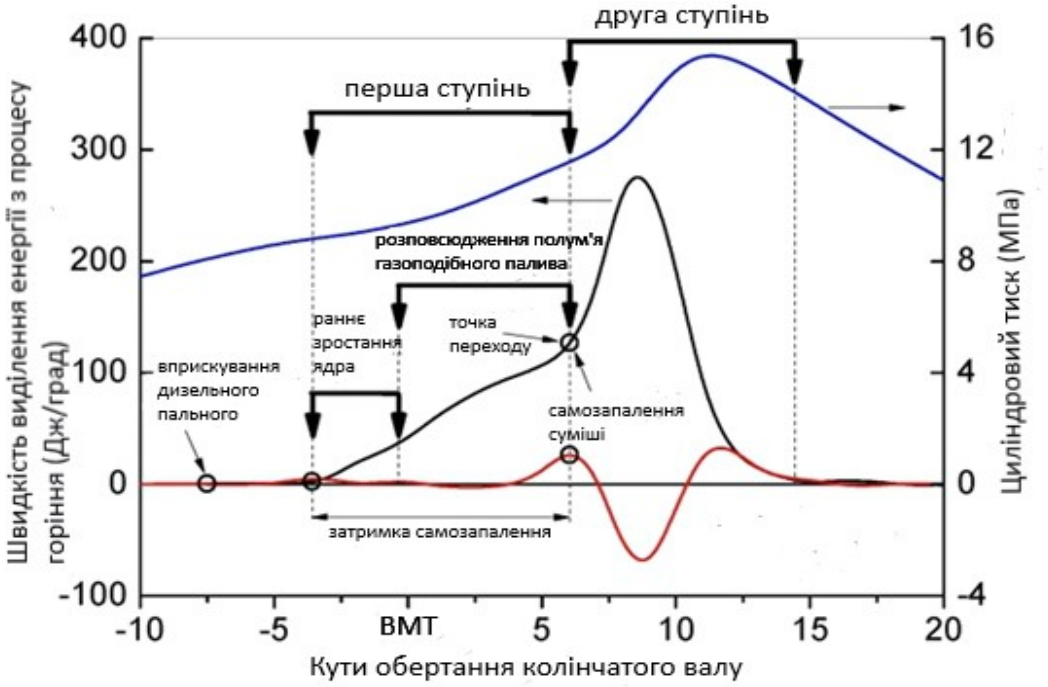


Рис. 3. Концепція згорання змішаної суміші

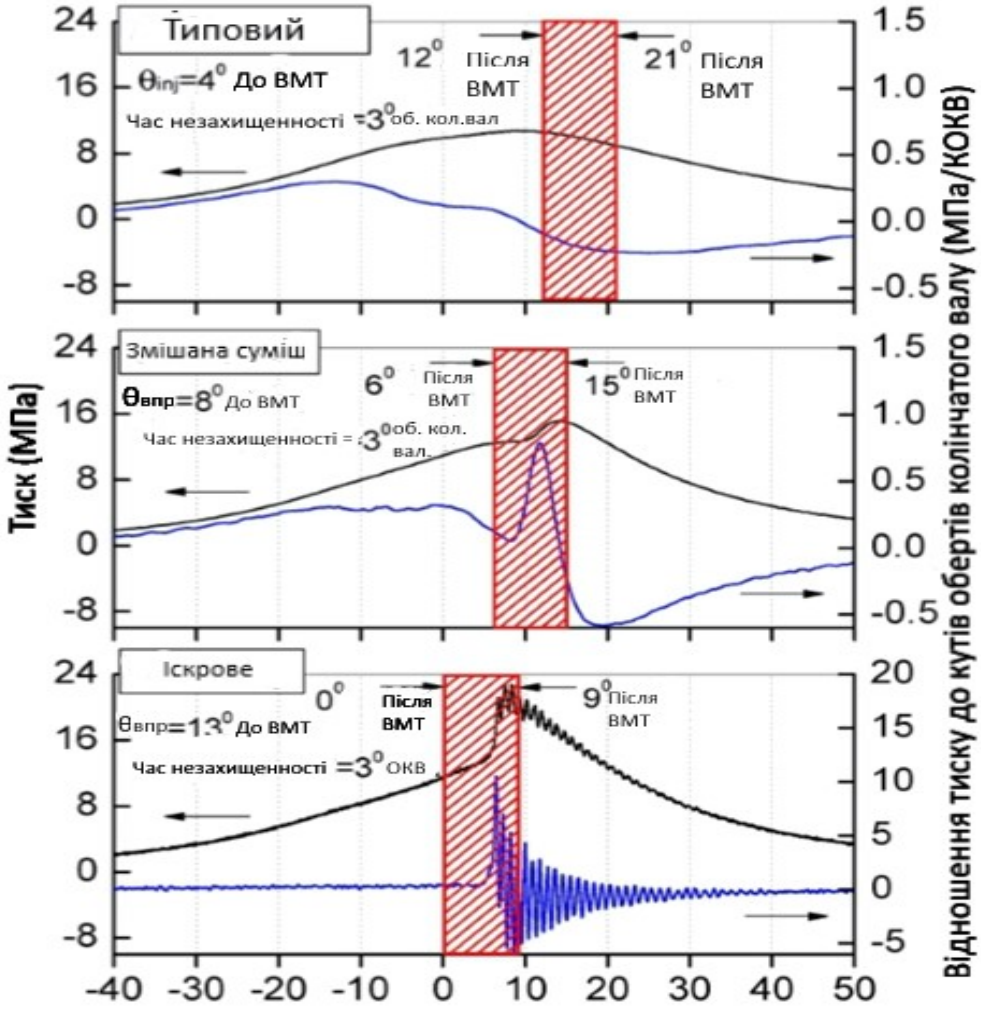


Рис. 4. Тиск в циліндрі та швидкість підйому тиску

Результати спектрального аналізу зображені на рис. 4 та рис. 5.

Різке збільшення викидів OH * пов'язане з різким підвищенням тиску та температури у кінцевій точці займання газу. Повідомляється, що концентрація радикалів OH * показує сильну температурну залежність в області термічного запалювання. Теплове запалення - це реакції воднево-кисневої системи, і перетворення CO в CO2 за допомогою OH * відбувається одночасно з реакціями воднево-кисневої системи. Було зазначено, що інтенсивність викидів OH * при самозайманні показує таку саму тенденцію, як і співвідношення між виникненням автозаймання і інтенсивністю іскрового займання. З іншого боку, показники OH * при займанні змішаної суміші у кінцевій точці звймання газу при кутах 12 град. та 15 град. після ВМТ мають однакову величину. Кут 12 град. пістя ВМТ відповідає часу максимального збільшення тиску, а кут 15 град. після ВМТ відповідає часу після піку швидкості підвищення тиску. Причиною такої ж величини в OH * є те, що максимальна швидкість підйому тиску нижча, ніж у випадку іскрового займання. Швидкість росту ядра викидів у кінцевій точці займання газу порівнянна з рівнем розповсюдження полум'я. Суміш у кінцевій точці займання газу постійно реагує зі стійким викидом OH * [3].

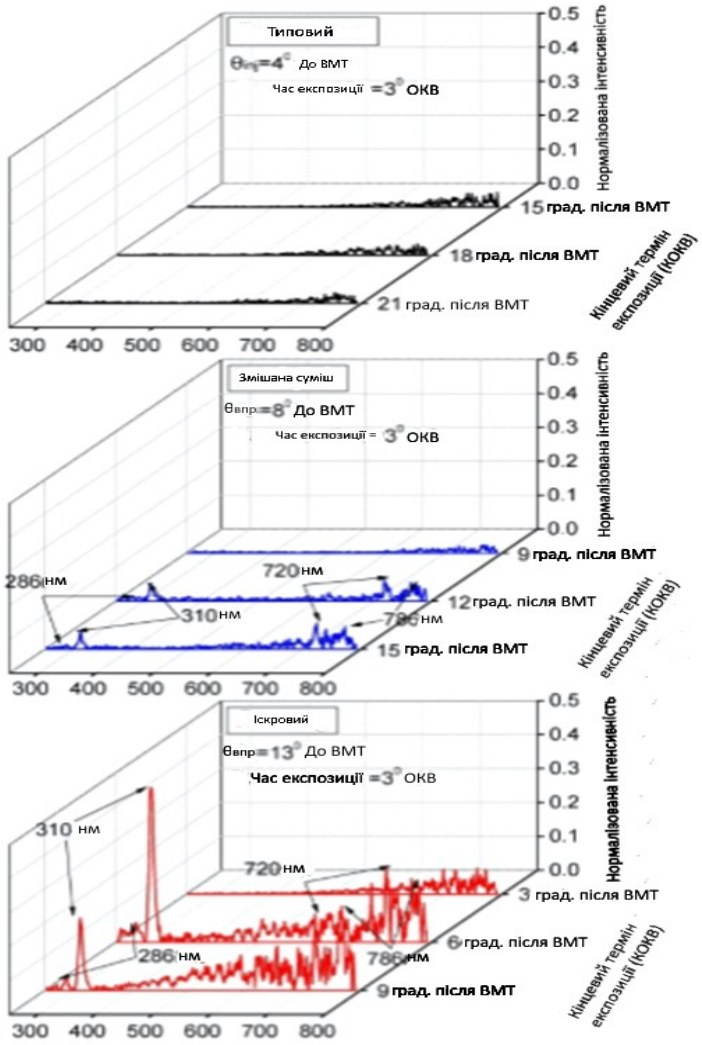


Рис. 5. Детальні спектри в області кінцевої точки займання газу

Висновки

Застосування горючих газів у якості палива на суднових двигунах - одне з найактуальніших рішень відносно проблеми швідливих викидів у атмосферу.

Переваги горючих газів у якості палива відносно моторного та дизельного палив: дешевизна; простота систем; немає необхідності у підготовці газу, що у свою чергу підвищує оперативність; підвищення моторесурсу двигуна, завдяки мінімізації нагару, а також зносу. Однак є недоліки, такі як: необхідність використовувати додаткові витрати для установки газової системи, а також модернізації головного двигуна; проблема зі збереженням та транспортуванням.

Розглянутий дослід показав, що для раціонального використання горючих газів у якості палива необхідно дотримуватися точних залежностей від кількості, тиску та типу горючих газів відносно кількості і тиску запального дизельного пального та повітря. Також важливим фактором є конструктивна особливість та тип двигуна.

Ураховуючи переваги та недоліки використання горючих газів у якості палива на судових двигунах можна зробити остаточний висновок, що двопаливні двигуни - найперспективніші двигуни, які є на наш час.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Shilling NZ, Lee DT. (2003).
   IGCC-Clean power generation alternative for solid fuels: GE Power Systems. PowerGenAsia.
2. Haeng Muk Cho and Bang-Quan H. (2009).
   Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas Engine under Different Operating Conditions
   Korean Society of Environmental Engineers. H Chapter №2.
3. Ulugbek Azimov, Eiji Tomita and Nobuyuki Kawahara.
   Combustion and Exhaust Emission Characteristics of Diesel Micro-Pilot Ignited Dual-Fuel Engine
   http://dx.doi.org/10.5772/54613

УДК 629.436

Рябоконь К.Ю., кер.проф. Половинка Е.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення процесу впроскування палива в суднових дизелях

Основними факторами, що впливають на процес тепловиділення в двигуні, є характеристики процесу подачі та впроскування палива в камеру згоряння і якість сумішоутворення.

Двигунобудівники давно прагнули до створення такої системи управління двигунами, яка забезпечила б гнучкість в управлінні подачею палива і фазами газорозподілу. Це дозволило б їх оптимізувати стосовно кожного конкретного режиму роботи з метою досягнення високої економічності в широкому діапазоні навантажень і швидкостей, зниження емісії шкідливих складових вихлопу і ін.

У зв'язку з цим вдосконаленням у розвитку процесів впроскування палива в даний час приділяється значна увага. Поряд з удосконаленням традиційних систем подачі палива з'явився цілий ряд принципово нових схем організації уприскування палива в камеру згоряння, до числа яких можна віднести системи упорскування з гідравлічним приводом плунжера паливного насоса високого тиску (ПНВТ) і акумуляторні системи упорскування, які отримали узагальнену назву Common Rail.

Значний прорив у вдосконаленні паливних систем суднових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ) пов'язаний з розвитком електроніки і мікропроцесорної техніки. Це, в свою чергу, призвело до підвищення їх паливної економічності, зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами, а поєднання функції управління з функцією діагностики двигуна електронною системою управління дозволило значно підвищити надійність паливних систем і дизелів в цілому.

Експериментальне дослідження та реєстрація вимірів процесів впорскування палива.

Для вимірювання тиску при дослідженні паливної апаратури дизелів використовують датчики різних типів і конструкцій. До датчиків, що застосовуються при дослідженнях магістралей низького тиску, особливих вимог не висувають, тому тут можуть бути використані будь-які наявні перетворювачі тиску.

До датчиків, що встановлюються у систему високого тиску, крім розглянутих вище вимог до частотній характеристиці, пред'являється друга дуже важлива і жорстка вимога - про мінімальний власний обсяг датчика. Це пов'язано з тим, що власний обсяг датчика збільшує обсяг трубопроводу високого тиску, який істотно впливає на закономірності процесу подачі палива. Третьою вимогою є висока міцність датчика, що дозволяє йому сприймати дуже високі (до кількох сотень і навіть тисяч атмосфер) тиску, характерні для процесу безкомпресорної подачі палива.

Незалежно від типу використовуваного в датчику перетворювача, конструктивне виконання всіх датчиків високого тиску майже однаково. Найбільшого поширення набули тензометричні, ємнісні і п'єзоелектричні датчики.

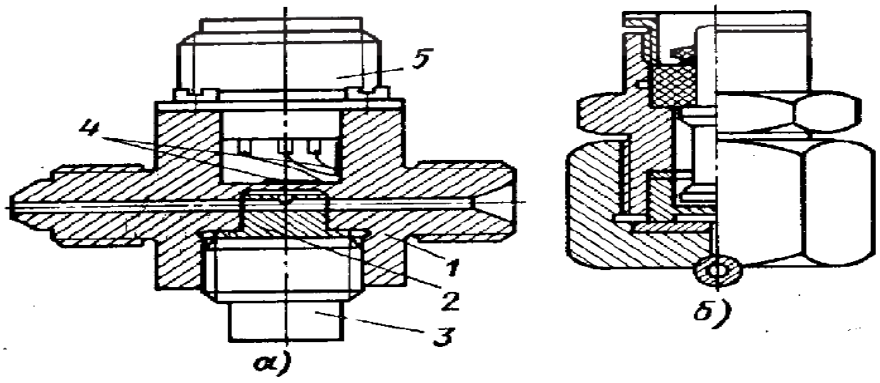


Рис. 1 Датчики високого тиску для індиціювання тисків в нагнітальному трубопроводі паливної апаратури:
а—тензометричний; б — фірми «Діза Електроніка»

Датчики реєстрації переміщення деталей паливної апаратури

Найбільшого поширення набули індуктивні датчики переміщення, які використовуються з серійної тензометричної апаратурою; рідше застосовуються ємкісні, фотоелектричні і тензометричні датчики.

Приклад конструкції ємнісного датчика для визначення величини підйому голки форсунки наведено на рис. 1.1а. Відмінною особливістю датчиків цього типу є простота і мінімальні габаритні розміри. Застосування фотоелектричних датчиків для цього нераціонально, так як при інших рівних умовах вони значно складніше конструктивно.

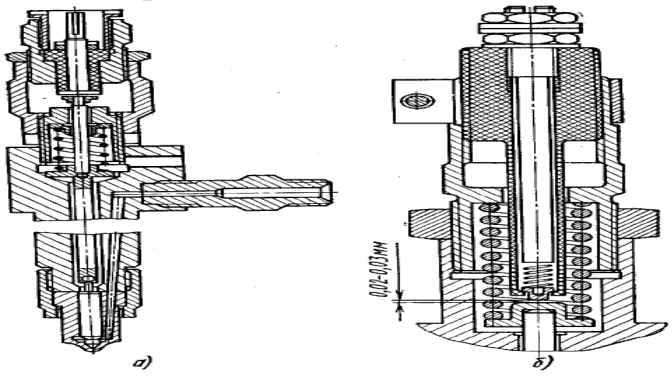


Рис. 1.1 Датчики переміщення голки форсунки
а – ємнісний, б – контактний

Деяке застосування при випробуваннях паливної апаратури знаходять контактні датчики підйому голки форсунки (рис. 1.1б). Вони реєструють (з деякою похибкой) тільки початок і кінець уприскування. Особливо зручні ці датчики для безпосереднього нанесення відповідних відміток на індикаторну діаграму при індиціювання двигуна індикатором МАІ-2. Таким чином, наприклад, легко визначається період затримки самозаймання.

При дуже малому діаметрі соплових отворів далекобійність факела зменшується, а дрібні краплі, володіючи малим імпульсом, швидко втрачають свою швидкість і концентруються навколо розпилювача, де для повного згоряння палива недостатньо повітря. У той же час на периферії камери залишається повітря, не залучене в процес згоряння. Ситуація ускладнюється ще й тим, що збільшення конусності факелів розпилювання від декількох периферійних отворів веде до взаємопроникнення аерозолю

одного факела в інший (рис. 1.2а). У результаті формуються зони надзвичайно збагачені паливом, ефективне згорання в яких просто неможливо. Поява зон перекриття факелів може бути викликано і рухливістю заряду в камері згоряння, особливо при нецентральному розташуванні форсунок. У зв'язку з цим при оптимізації процесів сумішоутворення необхідно враховувати вплив на цей процес ступеня і характеру турбулізації повітряного заряду в камері згоряння.

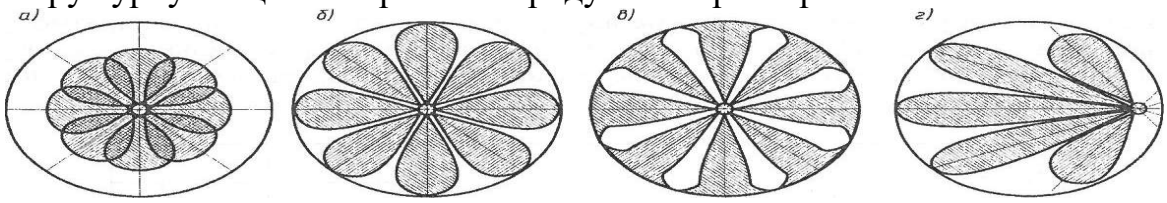


Рис. 1.2 - Розподіл факелів розпилювання залежно від діаметрів отворів розпилювача: а - накладення факелів при збільшених кутах конусності; б - оптимальний розподіл факелів по об'єму камери згоряння; в - натікання факелів на стінки гільзи циліндра; г - використання соплових отворів з різним діаметром при периферійному розташуванні форсунки

Можливість регулювати за допомогою діаметра отвору конусність і далекобійність факела розпилювання палива особливо цінна при доведенні процесу сумішоутворення у двигунів з периферійним розташуванням форсунок. Найчастіше для рівномірного покриття аерозолем обсягу камери згоряння в розпилювачі таких двигунів використовують соплові отвори різного діаметра (рис. 1.2г).

Дисперсність розпилювання, необхідна для забезпечення якісного згоряння палива в дизелі, досягається при швидкості витікання палива з сопла w = 250 ... 400 м / с, яка залежить переважно від тиску перед розпилювачем $\rho_ф$.

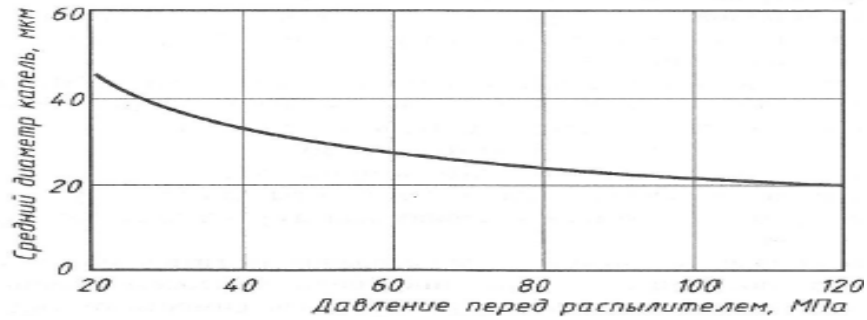


Рис 1.3 - Вплив тиску впорскування на d_{32} крапель аерозолю легкого палива (d_p-0,4 мм; p_a = 25 кг / м3; s = 120 мм)

Для якісного розпилювання важких палив тиск впорскування має бути досить великим (вище 60 МПа), що пов'язано з більш високою в'язкістю.

У даний час акумуляторна система впорскування палива використовується на малооборотних дизелях серії RT-flex, вироблених фірмою Wärtsilä, яка успадкувала розробки фірми Sulzer, яка випустила перший двигун даної серії в 2001 році. Система була спроектована для роботи на важкому залишковому паливі HFO відповідно до специфікації ISO DIN 8217 (в'язкість до 700 сСт при 50°С) при температурі до 150°С.

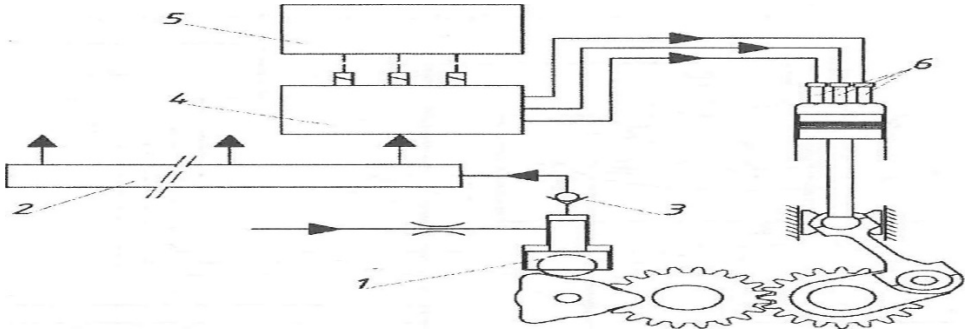


Рис. 1.4 - Схема акумуляторної системи впорскування двигунів серії RT-flex фірми Wärtsilä: 1 - ПНВТ; 2 - акумулятор тиску; 3 - зворотній клапан; 4 - блок керування подачею палива; 5 - мікропроцесорний контролер WECS-9500; 6 – форсунки

Паливо під тиском 100 МПа через безповоротний клапан надходить в акумулятор великого обсягу, який представляє собою товстостінну трубу, простягнуту вздовж усього двигуна. Управління подачею палива здійснюється встановленим на кожному циліндрі блоком управління уприскуванням, на який надходять сигнали від мікропроцесорного блоку WECS 9500. Під дією цих сигналів швидкодіючі керуючі клапана відкривають або закривають доступ палива до стандартних паливних форсунок, які здійснюють впорскування палива в камеру згоряння двигуна.

Великий об’єм головного акумулятора дозволяє забезпечити досить стабільний тиск на протязі всього впорскування навіть без використання газових або пружиних компенсаторів тиску.

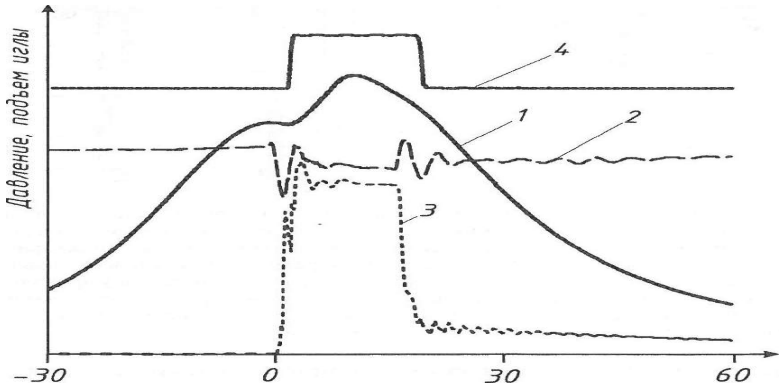


Рис. 1.5 - Процес впорскування палива акумуляторною системою подачі палива дизеля серії RT-flex. 1 - крива тиску в циліндрі; 2 - тиск в головному акумуляторі; 3 - тиск перед розпилювачем; 4 - підйом голки форсунки

Принцип визначення витрати палива заснований на фіксації переміщення спеціального вимірювального поршня, розташованого в корпусі блоку управління.

Акумуляторна система подачі палива фірми MAN виконана за модульною схемою, що дозволяє використовувати її на різних моделях двигунів без істотних змін в конструкції окремих елементів.

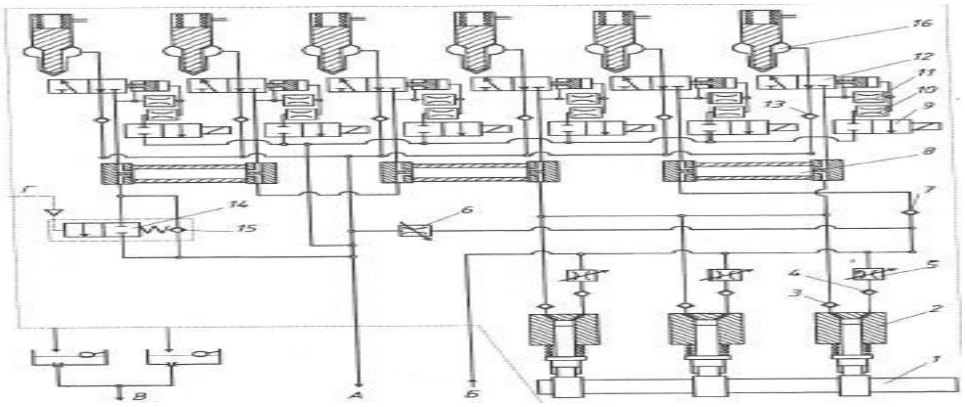


Рис 1.6 - Гідравлічна схема акумуляторної паливної системи середньооборотних двигунів фірми MAN.

На схемі позначені наступні вузли паливної системи: 1 - вал приводу насосів; 2 - паливні насоси високого тиску; 3 - нагнітальний клапан; 4 - всмоктувальний клапан; 5 - дросель регулювання подачі; 6 - дросель для підтримки перепаду тисків; 7 - зворотний клапан збільшення витрати при промиванні системи; 8 - акумулятор; 9 - пусковий клапан з електромагнітним приводом; 10 - дросель пускового клапана; 11 - дросель головного клапана управління подачею; 12 - головний клапан управління подачею; 13 - зворотний клапан зливний порожнини; 14 - клапан прокачування системи і аварійного скидання тиску; 15 - клапан-обмежувач високого тиску; 16 - форсунка. А - підведення палива; Б - злив палива; В - збір протікання; Г-підведення керуючого повітря

Ретельний підбір і калібрування всіх елементів системи дозволили домогтися значних успіхів у організації робочого процесу двигуна.

На рис. 1.17 видно, що тиск перед форсункою дуже швидко наростає до максимуму і протягом всього впорскування мало змінюється.

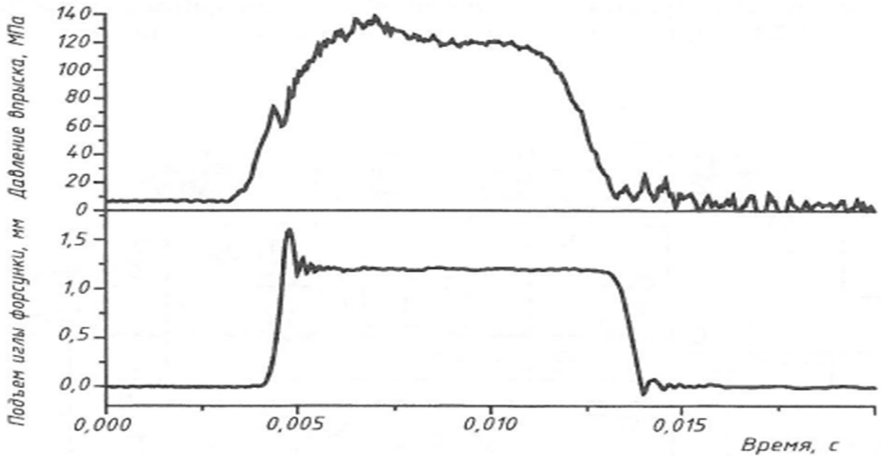


Рис. 1.7 - Осцилограми зміни тиску палива перед форсункою і крива підйому голки форсунки

Підбір окремих параметрів і алгоритмів керування дозволяє не тільки змінювати початок і кінець подачі палива, а й впливати на характер протікання кривої подачі, включаючи багатоступінчастий уприскування палива.

Фахівці фірми вважають, що розроблена ними система здатна виконати не тільки існуючі, а й перспективні норми по обмеженням викидів шкідливих речовин.

В результаті дослідження з літератури та її аналізу встановлено:

1. Акумуляторна система забезпечує гнучке регулювання закону подачі і кількості палива, що впорскується, відповідно до заданого режиму швидкості та навантаження дизеля;
2. Займання і згоряння перших порцій призводить до того, що подальше паливо, незважаючи на гіршу якість розпилювання, надходить в середу з підвищеною температурою і тиском, в якій вже є осередки відкритого полум'я. Це сприяє швидкому випаровуванню наступних порцій палива та інтенсивному згорянню;
3. Наявність передвпорскування створює умови для більш м'якого і повного згоряння, так як основна подача відбувається в момент, коли в циліндрі з'являється полум'я від згоряє попередньо поданої порції палива. Тому займання основної маси відбувається практично миттєво і процес згоряння йде зі значно меншими швидкостями;
4. Зниження викидів NO_x у атмосферу у 2.5 разів та зменшення робочого тиску у циліндрі на більше ніж 22% при переході двигуна з режиму максимальної економічності на режим максимальної екологічності досягається завдяки відсутності в акумуляторних системах жорсткого алгоритму керування законом впорскування.
5. Для зниження димності вихлопу деякі виробники вдаються до подачі невеликої додаткової порції палива в кінці згоряння, коли основна подача вже завершилася. Від згоряння свіжої порції палива інтенсифікуються процеси догоряння залишкових частинок вільного вуглецю і тим самим зменшує їх вміст у відпрацьованих газах..

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Білоусов Є. В. Паливні системи сучасних суднових дизелів : навчальний посібник / Є. В. Білоусов. - Херсон : ХДМА, 2014.-268 с.
2. ДЕСТ 15888-90 (ISO 7876/1-84). Апаратура дизелів паливна. Терміни та визначення. - введ. 01.01.92 - М. : ИПК. Видавництво стандартів, 1992.- 12 с.
3. Гаврилов Б.Г. Хімізм предзапальних процесів у двигунах. Л.: вид. Ленінградського університета, 1970.- 181 с.
4. Возницький І.В. Паливна апаратура суднових дизелів: конструкція, перевірка стану та регулювання. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2005 - 134 с.
5. MAN B&W New HFO Common Rail System for Medium speed Diesel Engines - Kyoto/Japan: CIMAC Congress, 2004 - 12p.
6. MAN B&W S60MC-C7 Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke En¬gines. MAN Diesel a member of the MAN Group. - 2009. - 399 p.

УДК 621.431.7-57

Жуков П. О., кер.проф. Половинка Е.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення характеристик суднових дизелів на пускових режимах

Вступ

В наш час головними проблемами є удосконалення характеристик суднових дизелів на пускових режимах, для найбільш ефективного пуску , оптимальної циклової подачі палива, кута випередження та підігріву повітря у впускному трубопроводі.

Система пуску двигунів внутрішнього згоряння є однією з головних на сучасному транспортному засобі. Ускладнений пуск двигуна в складних кліматичних умовах створює не просто незручність, але і обумовлює підвищений знос ДВС, зниження експлуатаційних можливостей транспортного засобу, а іноді безпосередньо пов'язаний з проблемою забезпечення безпеки.

У даній темі було розглянуто ці проблеми , а також аналіз кожної з них , та запропоновано інші методи ефективного пуску .

1. Експериментальне визначення оптимальної циклової подачі палива для пускових режимів

Експериментальне дослідження пускових якостей дизеля з паливним насосом високого тиску дозволяє відтворити різну цикловую подачу палива від 25 мг / цикл до 110 мг / цикл дозволив побудувати пускову характеристику, яка показує вплив на тривалість пуску циклової подачі палива і оптимальне її значення, відповідна мінімальної тривалості пуску.

За результатами експериментальних досліджень, виконаних при температурі навколишнього середовища 273 К, в порівнянні, з результатами теоретичних досліджень випаровування палива в камері згоряння в режимі пуску малорозмірного дизеля і розрахункових значень коефіцієнта надлишку повітря по випарувалася частини палива (AI).

В результаті в режимі холодного пуску малорозмірного дизеля випаровується тільки 32% циклової подачі палива і внаслідок дефіциту парів палива коефіцієнт надлишку повітря AI виявляється на рівні 2,5.

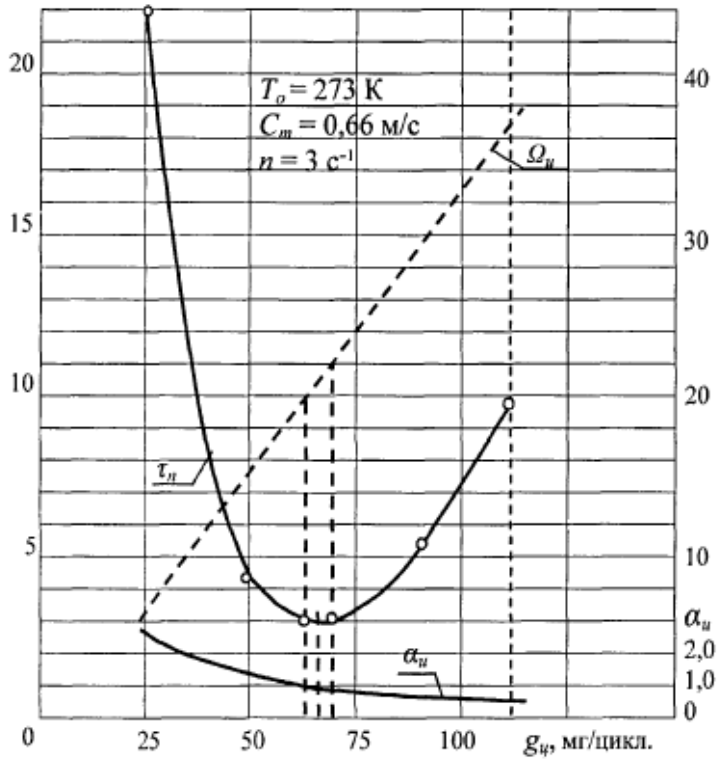


Рис. 1 - Вплив циклової подачі палива на тривалість пуску (Тпус.). Кількість випаровуваного палива (Qu) і коефіцієнт надлишку повітря (AI).

Бідна горюча суміш згорає "мляво", згоряння зміщується далеко за ВМТ, а дизель розвиває меншу індикаторну потужність і повільніше розганяється на спалахи. При збільшенні Gц до 60-65 мг / цикл кількість дрібних крапель (dk < 25мк) в паливних факелах збільшується, що сприяє зростанню кількості парів палива і тим самим знижує коефіцієнт надлишку повітря до au = 0,9-1,1, а горюча суміш виявляється стехіометричного складу або дуже близькою до неї. Такі суміші, за даними роботи мають найбільшу швидкість згоряння в умовах характерних пусковим режимам, що дозволяє спалити більшу кількість палива поблизу ВМТ на ході розширення і тим самим збільшити індикаторну потужність пускових циклів і тим самим скоротити тривалість пуску в 6 разів.

У першому випадку, паливо розпилюється в камері в поршні трьома паливними факелами розпилювача РД 3х0,3х120 °, в яких дрібних крапель більше, ніж у другому випадку, де паливний факел створюється штифтовим розпилювачем РШ 6х25 °.

Необхідно відзначити, що серійні паливні насоси допускають збільшення циклової подачі палива тільки до 35 мг / цикл, що пояснюється відсутністю пускового збагачувача на насосі і малою продуктивністю секцій із заводською регулюванням. [5]

2. Дослідження впливу кута випередження подачі палива на пускові якості

Момент подачі палива, як відомо, має суттєвий вплив, як на період затримки запалення палива в циліндрі, так і на початок згоряння палива за ВМТ і внаслідок зазначених обставин на розвиток робочого процесу при пуску. Для з'ясування можливості поліпшення пускових якостей дизелів розглянутого типу і встановлення раціональних меж зміни кута випередження подачі палива в режимі пуску були здійснені його пуски на різних кутах випередження подачі палива з фіксацією тривалості пуску, тобто tпуск. = F (Q).

Отримана крива залежності часу пуску від величини кута випередження подачі палива має явно виражений мінімум. При видаленні від оптимального значення кута тривалості пуску дизеля різко зростає. При цьому збільшення кута підвищує час пуску більш різко, ніж зменшення. Так, при температурі 273 К найменша тривалість пуску рівна 9,0 с забезпечується при вугіллі випередження подачі палива 17-20 ° ККВ до ВМТ. Зменшення кута з 17 ° до 10 ° тобто на 7 ° збільшує тривалість пуску до 20 с. або в 2,2 рази, а збільшення кута з 20 ° до 27 °, тобто на 7 ° підвищує тривалість пуску до 30 с. або в 3,3 рази.

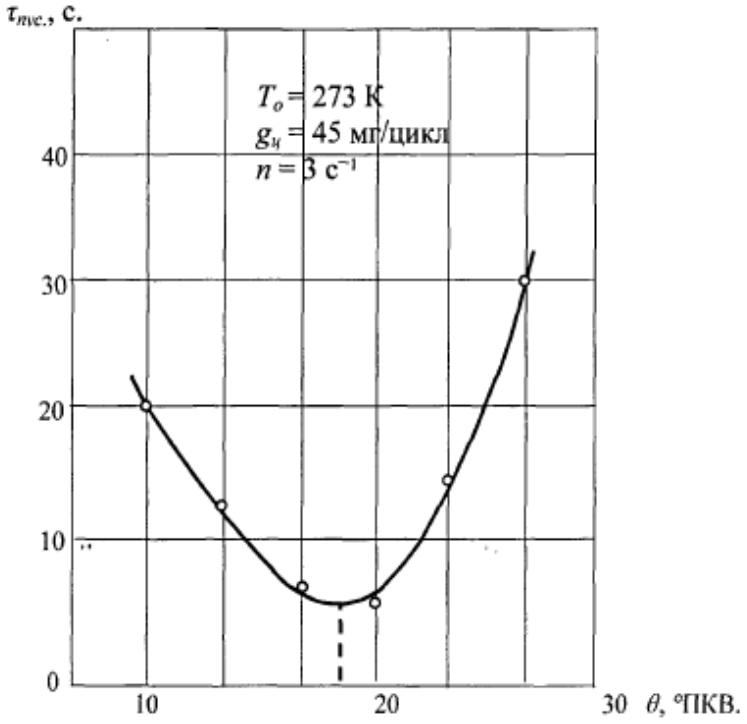


Рис. 2 - Вплив кута випередження подачі палива на тривалість пуску.

При відхиленні установочного кута від оптимального 17-20 ° тривалість пуску збільшується, що пояснюється зниженням кількості палива, що спалюється і несвоєчасним згорянням його, внаслідок чого відзначається зниження індикаторної потужності пускових циклів.

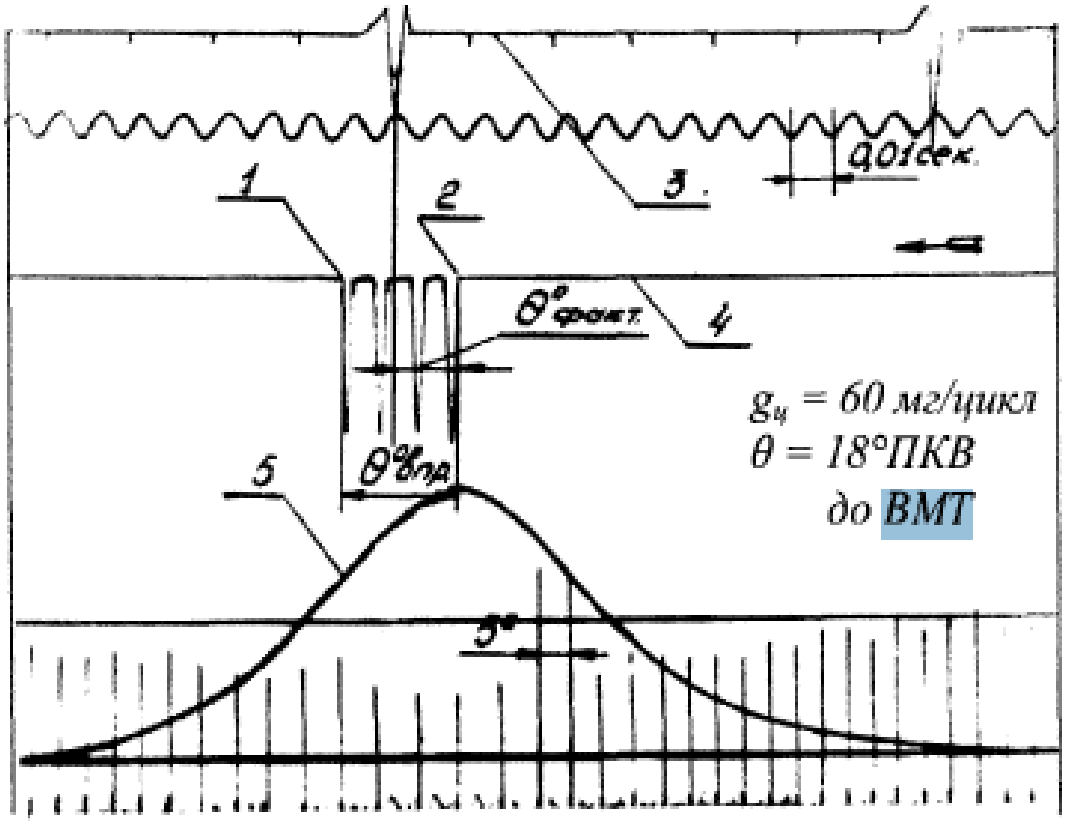


Рис. 3 - Осцилограма знята для визначення фактичного кута випередження подачі палива.
1 - кінець впорскування; 2 - початок впорскування; 3 - позначки ВМТ і НМТ; 4 - нульова лінія тиску датчика підйому голки форсунки; 5 - тиск в камері згоряння.

У зв'язку з цим і відсутністю допоміжних засобів полегшення займання палива для випередження подачі палива доводиться встановлювати, для дизеля з циліндричною камерою в поршні, компромісний кут випередження впорскування палива. Останній, доводиться встановлювати виходячи з отримання прийнятних значень періоду затримки запалення г, і тривалості розгону дизеля на спалахи. [6]

3. Дослідження впливу підігріву повітря у впускному трубопроводі на пускові якості дизеля

Для дизелів малої потужності характерні обставини які обумовлюють необхідність забезпечення їх пуску при температурах до 258 К:

У зв'язку з цим для дизелів Ч8,5 / 11 і Ч9,5 / 11 з циліндричною камерою в поршні бажано знайти технічне рішення для забезпечення їх пуску при температурах вище 258 К без використання пусковий рідини "Холод Д-40".

Опір, яке вони можуть створити на впуску в режимі пуску і при роботі на номінальних і пайових навантаженнях, здатних знижувати їх ефективність для малорозмірних дизелів.

У зв'язку з цим було виконано дослідження впливу підігріву повітря на впуску знімними електричними спіралями, встановленими на стиках головки циліндра і впускних патрубків.

При установці спіралі в усмоктувальний патрубок необхідно виключити зіткнення ниток спіралі з корпусом. В іншому випадку в момент включення виникає замикання і спіраль виготовлена з дроту високого омічного опору марки Х20Н80 діаметром 3 мм вийде з ладу.

Аналіз даних наведених на малюнках 4 і 5 показує, що при температурі навколишнього середовища 258 К температура в камері згоряння в наприкінці такту стиснення в режимі пуску не перевищує 600-605 К (крива 3 на малюнку 14), що на 15-20 ° менше мінімальної температури, при якій ще забезпечується самозаймання палива в камері згоряння і пуск дизеля.

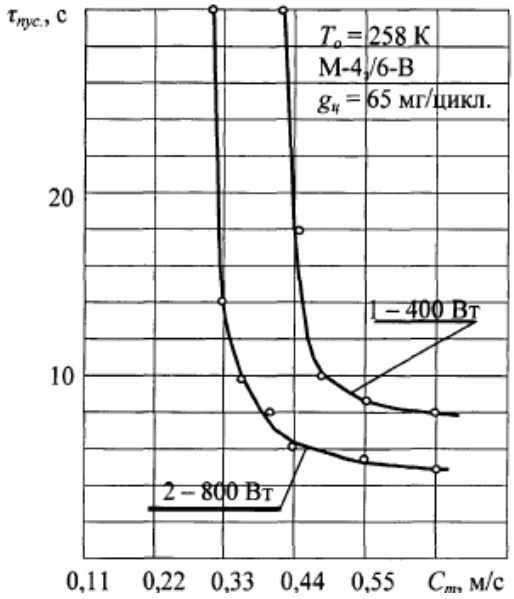


Рис. 4 - Пускові характеристики дизеля 4Ч8,5 / 11.

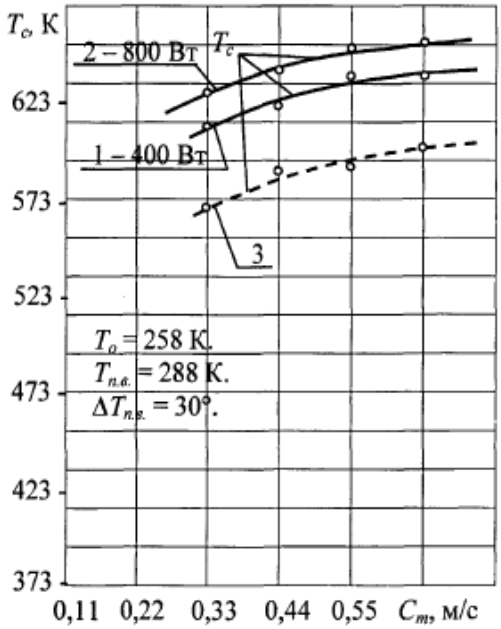


Рис. 5 - Зміна Тс в залежності від Cm при використанні електроспіралі.

Використання електроспіралі потужністю 400 Вт дозволяє збільшити температуру повітря на впуску на 25 °, а електроспіралі потужністю 800 Вт на 35 °. В середньому температура повітря на впуску збільшується на дельтаТп.в. = 30 °, що дозволяє збільшити температуру в камері згоряння в кінці такту стиснення до 623-653 К. При цьому, як показали досліди, збільшення температури повітря на впуску на 1 ° дозволяє підвищити температуру в кінці такту стиснення на 1,33-1, 75 °.

Таким чином, для забезпечення надійного пуску малорозмірних дизелів 48,5 / 11 і 49,5 / 11 з циліндричною камерою в поршні при температурах навколишнього середовища до 258 К можна рекомендувати комплексне застосування малов'язкого моторного масла типу М-4з / 6-В і електроспіраллю підігріву повітря на впуску потужністю від 400 до 800 пн. [7]

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Дадилов А. С. Средства облегчения пуска судовых малоразмерных дизелей//Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. Прил. Ml 1. 2006. - С. 44-46.

2. Аливагабов М. М. Исследование пусковых качеств и рабочего процесса малоразмерного дизеля типа 48,5/11 для спасательных шлюпок - Автореф. дис. канд. техн. наук. -Л.: 1975.

3. Дадилов А. С. Аливагабов М. М., Масуев М.А., Устаров Р. М. Совершенствование пусковых качеств малоразмерных дизелей типа 48,5/11//Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. Прил. №11. 2006.-С.46-51.

4. Дадилов А. С. Влияние подогрева воздуха во впускном трубопроводе на пусковые качества СМД с цилиндрической камерой в поршне//ХУ111 Интернет-конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения: Материалы конференции, 27-29 декабря 2006 г.. Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, 2006. - С. 61.

5. Дадилов А. С. Экспериментальное определение оптимальиой цикловой подачи топлива для пусковых режимов. С. 95-99

6. Дадилов А. С. Исследование влияния угла опережения подачи топлива на пусковые качества. С. 99-102

7. Дадилов А. С. Исследование влияиия подогрева воздуха во впускном трубопроводе на пусковые качества дизеля. С. 111-115

УДК 621.431.7.03-047.44

Chichko K., Polovinka E.
National University “Odesa Maritime Academy”, Ukraine

Analysis of fuel injection system`s operational characteristics of marine diesel engines

Introduction

Exhaust gas emissions from maritime diesel engines have been legislated the first time by the IMO (International Maritime Organisation) in 2000 [1]. With a share of 95%, diesel engines are by far the leading propulsion sources of merchant ships bigger than 100 BRT [2]. Until 2000 these engines were optimized only regarding their fuel consumption resulting in efficiencies of 50% and more for large two stroke engines. This induces low soot emissions but very high NOx emissions. Ship engines are considered to produce up to 18% of the global NOx emissions [2].

Thereon, the IMO limited the NOx output per kWh depending on engine speed since the year 2000 as seen in Figure 1. Following emission legislation steps (IMO TIER 2 and TIER 3) will come into action in 2011 and 2016 implying a further drastic reduction of NOx emissions. Whereas IMO TIER 3 may only be achieved by exhaust gas treatment systems, TIER 2 seams to be attainable by the applica-

tion of engine internal measures. These measures commonly imply an extended Miller-cycle, improved turbo charging and charge air cooling as well as the use of modern flexible injection systems such as the common-rail system. Exhaust gas recirculation, known from automotive and industrial engines, is not possible since marine fuels contain typically 0.5-5% sulphur which causes corrosion of engine internal parts by sulphurous acid. Engine manufacturers are currently working on the development and application of flexible common-rail injection systems which are principally similar to those known from the automotive sector. Here, the injection systems capability to cope with marine fuels is the major challenge, i.e. viscosity, temperature and abrasive acting components.

1. Test facility

For the tests a high pressure, high temperature pressurized research chamber is used which is especially adapted for the usage of injectors from marine diesel engines. The chamber is designed to cope with temperatures of up to 900 K and pressures of 60 bar. Under cold conditions air densities as they are found in the whole working range of marine diesel engines can be reached. Under hot conditions engine part load can be simulated which is a very sensitive operating point since it is the dominating driving scheme in costal regions and harbors especially during manoeuvring. Temperatures and pressures are achieved by means of an external compressor and several heating units in the supply lines as well as in the chamber. There are four flanges mounted to the chamber, three containing windows and the fourth carrying the injector. When observing fuel jets from marine engine injectors it is necessary to optically access a large jet length, i.e. due to the huge piston (bowl) diameters. That is why the injector nozzle tip is positioned at top centre of the windows, thus allowing the analyses of a single jet at a length of up to 130 mm. Typically, all other fuel jets accept the one analysed are deviated by means of a guiding metal sheet in order to obtain undisturbed access to the jet of interest. Figure 1 shows a picture and a drawing of the chamber design indicating the injector and fuel jet position.

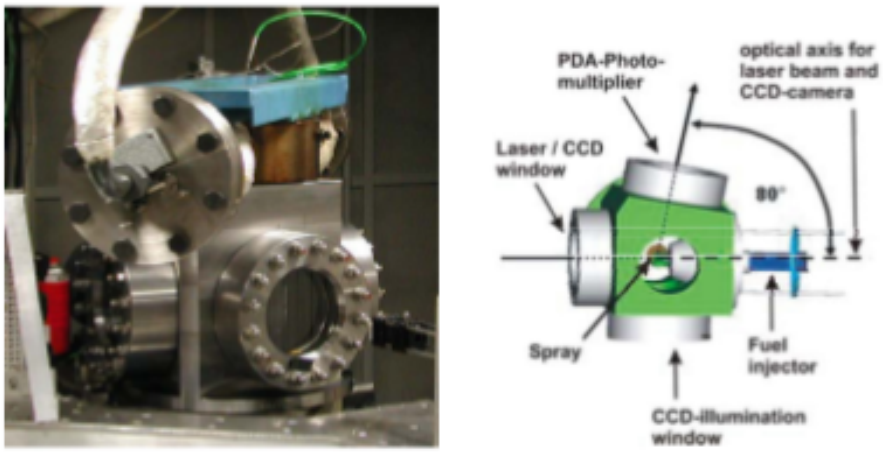


Figure 1. Picture and drawing of research injection chamber

The tests presented here have been performed at temperatures of 293 K to 650 K and pressures of up to 50 bar under cold and 26 bar under hot conditions. Temperatures and pressures of medium speed engines under full load conditions are

typically much higher but the scope of the ongoing project is first of all to investigate the potential of modern fuel injection systems to reduce emissions at part load conditions. An abatement of soot emissions at this load point is highly desired. During experiments sprays were analysed regarding their macroscopic and microscopic characteristics using optical measurement techniques, such as Phase Doppler Anemometry (PDA), Scatter light and a combined Schlieren/Scatter light method.

2. Measurement results

Table 1 presents the physical properties viscosity, density and surface tension of the three different fuels used for the investigation of macroscopic and microscopic spray parameters. The fuels are diesel test fluid, a fuel water emulsion (FWE 18) and a heavy fuel oil. The fuel water emulsion consists, of diesel and 18% water. FWE do have the potential to significantly reduce the NOx emissions since the evaporation enthalpy of the water reduces combustion temperatures and thus thermal NOx. However FWE often issues considerable damages to injection system components which cause only a small number of practical applications. The HFO used can be referred to a fairly low viscosity type.

Table 1: Physical properties of test fuels used for experiments

Properties	Temperature	Diesel Test Fluid	Fuel Water Emulsion 18%	Heavy Fuel Oil
Viscosity[mm^2/s]	25º C	3.4	5.9	89.5
	60º C	1.9	2.98	18.8
	82º C	-	-	9.6
Density[kg/m^3]	25º C	826.5	855.4	927.5
	60º C	796.9	831.6	901.1
Refractive index	25º C	1.458	1.45	1.69
	60º C	1.458	1.438	1.69

Macroscopic spray parameters

Macroscopic spray parameters include spray penetration length, spray cone angle and spray volume. These parameters are typically used in order to characterise primary and secondary brake-up, air entrainment and spray wall impingement. All parameters are of significant importance regarding the emission generation during combustion process. The results presented in this chapter are obtained at a chamber temperature of 298 K using the 8-hole (cylindrical) injector with a nozzle hole diameter of 0.27 mm. The time axis notation in all charts is referred to start of injection. Injection of a constant fuel volume. Figure 2 shows spray length, spray cone angle and spray volume at different rail pressures at a chamber pressure of 14 bar. The injection quantity is kept constant at a value of 228 mm^3/str which complies with 10% propeller load of the related engine. This implies reduced injection durations at increased rail pressures.

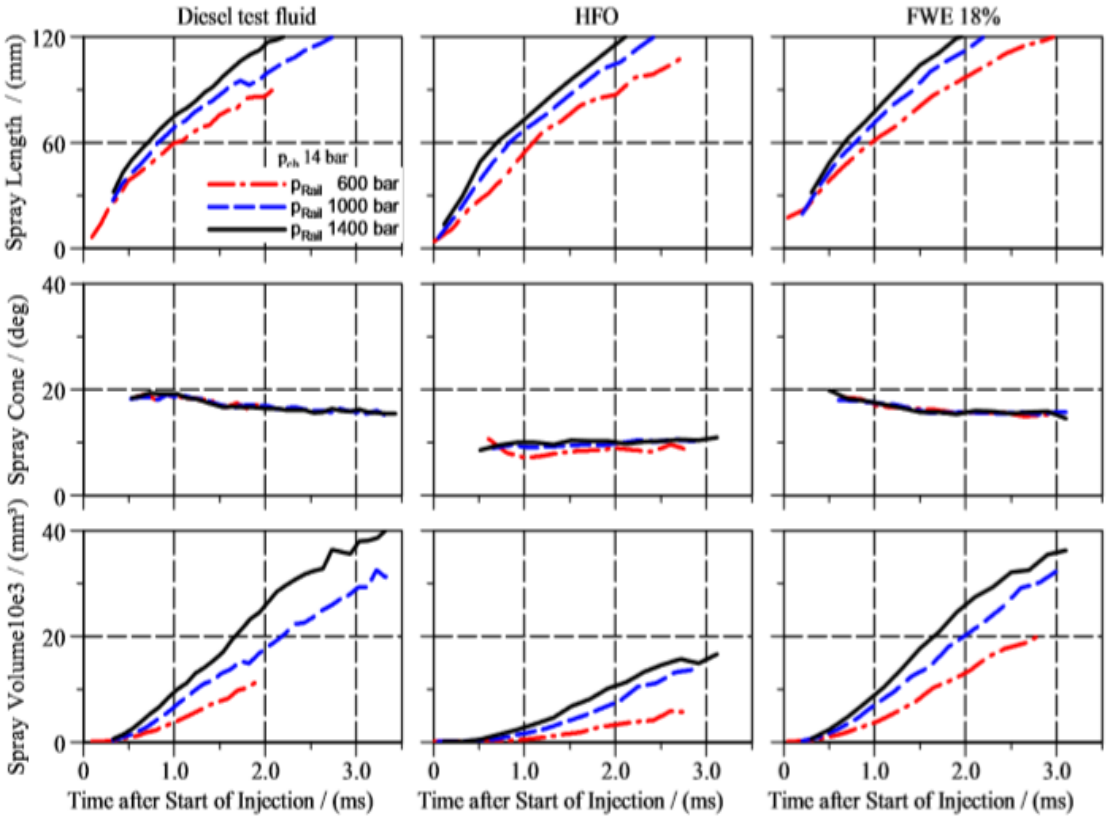


Figure 2. Macroscopic spray parameter for different fuels at 14 bar chamber pressure

Combined Schlieren/Scatter light measurements

In order to evaluate penetration lengths of liquid and gas phase some Schlieren/scatter light measurements have been carried out with diesel fuel. The tests were performed using injector #2 which contains 12 hydro erosive chamfered cylindrical nozzle holes with a diameter of 0.47 mm each. Chamber pressure and temperature were set to 26 bar and 650 K respectively. Even though typical compression temperatures of medium speed diesel engines are slightly higher these conditions can be referred to part load and transient engine operation at which, generally, elevated soot emissions are to be expected. Figure 10 presents the spray penetration lengths of liquid and vapour fuel phase at 600 bar, 1000 bar and 1400 bar and a constant injector activation duration of 1000 µs. This duration may be referred to low idle or potential pre-injection quantities. For longer injection durations no relaxation in liquid fuel penetration lengths was recognised within the optically accessible spray length.

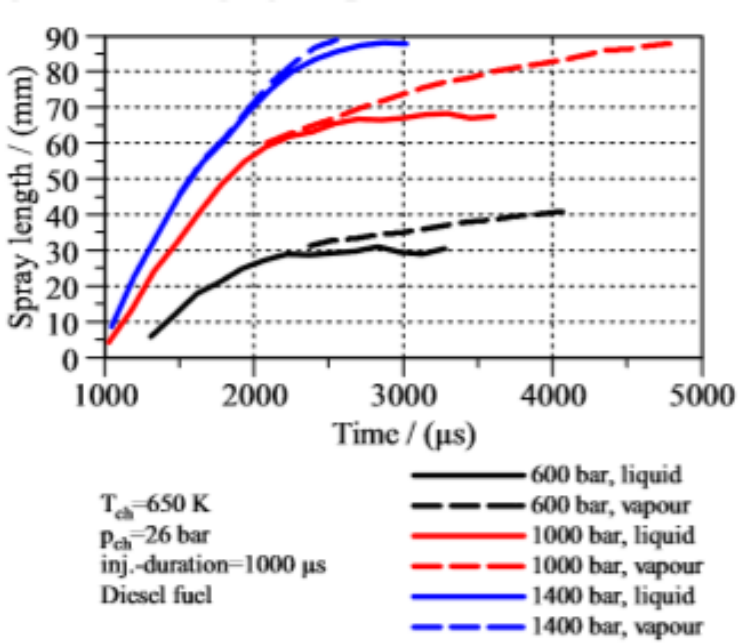


Figure 3. Spray penetration of liquid and vapour fuel phase for different rail pressures under hot atmospheric conditions, diesel fuel

Microscopic spray parameters

Droplet size and velocity measurements have been carried out using diesel test fluid, heavy fuel oil and a fuel water emulsion (FWE 18). The injector applied corresponds to the Injector #1 (8 holes, dno=0.27 mm). The chamber temperature was set to 298 K for all PDA-measurements. The results presented were measured 50 mm and 70 mm downstream the nozzle exit which corresponds to 185 and 260 nozzle diameters.

Within the measurement campaign data has been acquired at 14 bar, 35 bar and 50 bar. However only at 14 bar an acceptable signal to noise ratio could be achieved. Due to an improved brake-up at raised chamber pressure there is almost always more than one droplet in the measuring volume and the light path making an analysis of the data difficult. Scatter plots of droplet velocity at the 50 mm horizon are shown in Figure 7 for diesel test fluid, FWE 18% and HFO. The main part of the droplets passes in the time interval of 1 ms to 4 ms. Because of a very high droplet density during this period multiple bursts are generated and superimposed making the extraction of single droplet data impossible. Consequently, validated data during this period is rarer than outside. As a matter of fact, this problem even increases at raised rail pressures. The results presented in Figure 4 show detected droplet velocities over the complete time interval at a rail pressure of 1000 bar, a chamber pressuree of 14 bar and a distance of 50 mm form the nozzle exit. It can be seen that the number of detected droplets is higher for FWE 18% and even more for HFO compared to diesel test fluid.

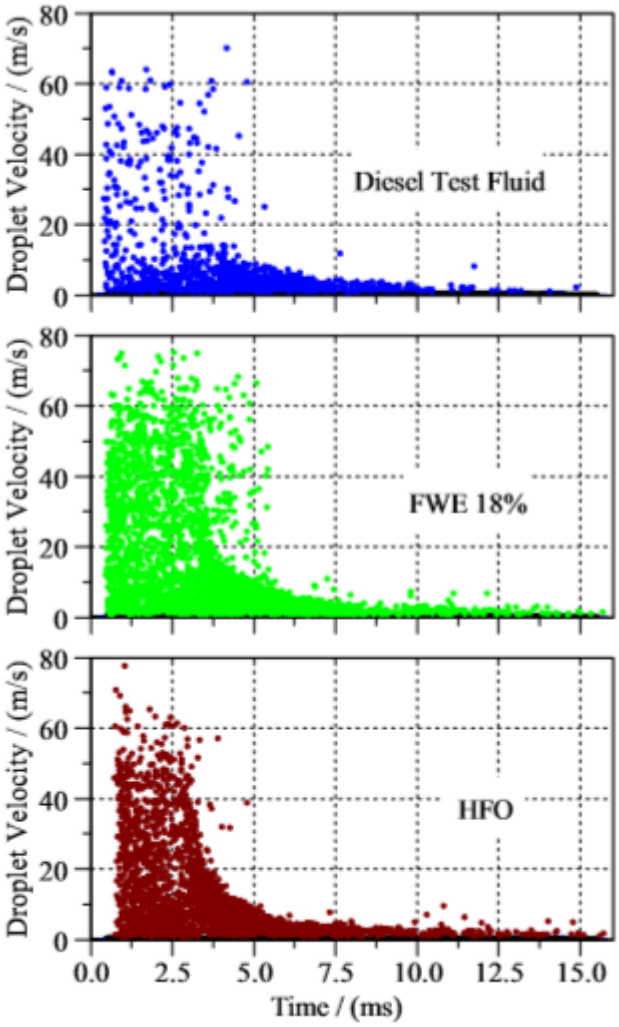


Figure 4. Droplet velocities at 50 mm horizon, 14 bar chamber pressure, 1000 bar rail pressure for different fuels

3. Conclusions

The impact of typical marine fuels on fuel injection sprays of medium speed engines has been investigated. Modern, recently developed heavy fuel capable common-rail injection systems were used. The results clearly show a fuel dependency of macroscopic and microscopic spray properties. In comparison to diesel test fluid, larger sauter mean diameters have been detected for FWE 18% and especially HFO. Spray cone angles are smallest for HFO whereas penetration lengths are largest. For diesel test fluid it is the other way around. Both observations coincide with the theory where higher viscosity does cause larger droplets. As a consequence, less momentum is transferred to the surrounding gas issuing larger penetration lengths and smaller spray cone angles. The investigations have one more time shown that PDAmeasurements of fuel injection sprays are still a borderline case and commonly restricted to regions of low droplet densities. It was observed that FWE 18% and HFO even lead to higher droplet detection rates which are probably caused by larger droplets and a less dense spray when referring to diesel test fluid. The specific Schlieren/scatter light set-up proved to work properly even though only low load conditions are observed yet. Measurements

under hot conditions at two low load points showed that spray penetration length may differ remarkably depending on the fuel type even though the system settings are the same. Based on the results presented in this paper it has to be concluded that changing the fuel of a medium speed diesel engine from distillate fuel to HFO does affect the injection spray characteristic and that the engine out emissions significantly. It is therefore required to consider a fuel specific engine calibration when minimum emission levels are to be achieved. More investigations including high viscosity HFO are still needed in order to understand the fuel air mixing and emission generation. Additionally, precise data for the development and improvement of simulation tools is demanded.

REFERENCES

1. International Maritime Organisation, MP/CONF. 3/35, Annex "Technical code on Control of Emission of Nitrogen Oxides from Marine Diesel Engines", October 1997
2. Köhler, H.: "NOX-Emissionen aus der zivilen Schifffahrt", MTZ 12/2003, S. 1040 ff
3. Steernberg, K.; Forget, S.: "The effects of a changing oil industry on marine fuel quality and how new and old analytical techniques can be used to ensure predictable performance in marine diesel engines", paper no. 198, CIMAC congress, Vienna, 2007
4. Jorach, R.: "Common-Rail Injection Systems for Marine Applications – Status, Trends and Technological Strategies", Proceedings of the Motor Ship Conference 2002, Hamburg
5. Hopp, M.: "Untersuchung des Einspritzverhaltens und des thermischen Motorprozesses bei Verwendung von Rapsöl und Rapsmethylester in einem Common-RailDieselmotor", Dissertation, University of Rostock, 2005
6. Blessing, M.: "Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme", dissertation, University of Stuttgart, 2004
7. Pauer, T.: "Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung – Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und entflammung", dissertation, University of Stuttgart, 2001
8. Wirth, R.: "Entwicklung von kombinativen optischen Messtechniken zur Untersuchung der Strahlausbreitung, Gemischbildung und Zündung unter dieselmotorischen Temperaturen und Drücken", dissertation, University of Stuttgart, 1997
9. Pahomov U.: Marine energy plants with diesel engines. M.:TransLit, 2007 – 528 p.
10. Fuel and fuel systems of marine diesel engines/ Pahomov U., Korobkov U., Dmitrievsky E., Vasilyev G. – M.:RKosult, 2004. – 496 p.

УДК 629.436

Когут К.В., кер.проф.Половинка Е.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Зменшення вмісту сірки в складі палива шляхом ультразвукової обробки

Анотація. У даній статті розглянуті негативні ефекти сірковмісних палив. Розглянуто основні вимоги до вмісту сірки в паливі. Далі показані існуючі методи очищення палива від сірки. Детально в статті розглядається метод ультразвукової кавітації очищення палива. Вказане основне завдання щодо ультразвукової кавітаційної обробки. Висвітлені методи дослідження ультразвукової кавітаційної обробки. Перераховано критерії, що характеризують оптимальний вибір частоти ультразвукової обробки. Показана експериментальна установка і методика експерименту. В кінці статті показані результати для випробуваного образка палива у вигляді графічної залежності. На графічній залежності показана оптимальна частота ультразвукової обробки.

Abstract. In the article considered negative effects of sulfur containing fuel oils. Considered basic regulations about sulfur containing in fuel oils. Farther shown an existing sulfur cleaning methods. In the details considered cavitation ultrasonic treatment. Pointed out the main purpose of the research. Highlighted the research methods of cavitation ultrasonic treatment. Listed criteria characterizing optimal choice of ultrasonic treatment frequency. Shown experimental installation and research methodology. At the end shown the results for the fuel oil trial sample as a graphical dependency. On the graphical dependency shown optimal ultrasonic wave frequency.

На даний момент, як правило, на судах застосовуються високосірчисті сорти палива. Очевидно це пов'язано з економічним аспектом. Але за підвищення економічності потрібно розплачуватися підвищеним зносом паливної апаратури, двигуна і погіршенням екології навколишнього середовища.

Конвенцією MARPOL в додатку VI «Правила запобігання забруднення атмосфери» встановлена допустима межа вмісту сірки. На даний момент вона становить не більше 3,5% від загальної маси, але до 2020 року це значення опуститься до 0,5%. А в деяких зонах, наприклад узбережжі США, заборонено використовувати сірчисте паливо, і погрожує кримінальною відповідальністю. Така турбота про екологію заслуговує повагу, але це викликає економічні та технологічні проблеми для судноплавних компаній. Ці проблеми підкреслюють актуальність пошуку рішення.

Зниження вмісту сірки в паливі може вирішити дану проблему. Здебільшого цей процес є турботою обробки палива в берегових умови, але як показує практика: паливо все ще містить значну кількість сірки. Що і спонукає до пошуку рішення в суднових умовах.

Розглянемо які методи очистки палива існують [1].

Тонке очищення. Не використовують з важкими сортами палива, через занадто малого розміру сірковмісних компонентів.

Гідроочистка. Суть методу полягає у видаленні сірковмісних компонентів разом з водою при обробці. Але як з'ясувалося даний метод є економічно невигідним

В результаті адсорбційного видалення. сполуки сірки перетворюються в H_2S каталітичним відновленням водню або ж в елементарну сірку і / або SO_x селективним (виборчим) каталітичним окисленням, з подальшою їх адсорбцією.

У даній роботі увага націлена на ультразвукову кавітаційну обробку палива. Даний спосіб десульфуризації легкореалізуємий і досить ефективний, що підігріває інтерес до його вдосконалення.

Рядом досліджень встановлено, що ультразвукові коливання здатні змінювати агрегатний стан палива, диспергировати, емульгувати його, змінювати швидкість дифузії, кристалізації і розчинення речовин, активізувати реакції, інтенсифікувати технологічні процеси.

Головним завданням ультразвукової кавітаційної обробки палива є знаходження та підтримка оптимальної частоти акустичного хвилі, що сприяє утворенню і збільшенню кількості кавітаційних бульбашок, що в свою чергу призводить до поліпшення фізико-хімічних показників палива. Дане завдання можна вирішити експериментальним шляхом. Але розберемося, для початку в базових речах.

Загалом методи дослідження кавітації можуть бути розділені на прямі і непрямі методи. Пройдемося по ним. До прямих відносять:

- візуальний метод передбачає отримання зорових даних за допомогою фотоапаратури;
- акустичний метод має на увазі вимір акустичної хвилі в результаті вибуху бульбашок.

До непрямих відносять:

- механічний метод визначається за допомогою ерозії поверхні, через визначення втрат ваги
- хімічний. Включає дослідження зміни маси, концентрації або обсягу хімічних реагентів за рахунок звукохімічниї реакцій в кавітаційному полі
- гідродинамічний метод проводиться через зміну гідродинамічних параметрів потоку рідини, пов'язаних з інтенсивністю кавітації

Якщо більш детально проаналізувати процес ультразвукової кавітаційної обробки, можна виявити додаткові позитивні чинники, пов'язані з паливом. Сюди можна віднести:

- суміш виходить більш стабільною
- процес згоряння відбувається швидше
- зниження втрат горючої суміші

Для того щоб провести дослідження потрібно поставити певні критерії, які будуть відповідати оптимальному вибору. В даному експерименті вони звучать так:

- зниження сірчистих компонентів в паливі
- зниження сірчистих компонентів у вихлопі

Експериментальна установка (рис. 1.1) була розташовувана в автономному хімічному шафі, при цьому протягом усього експерименту циркуляція повітряних потоків в ньому не проводилася. У пробі палива, на яке проводилася ультразвукова кавітаційна обробка, визначався зміст сірчистих домішок. З цією метою виконувався аналіз спектрів горіння палива. За допомогою плазмової спектрофотометрії визначалися лінійчаті спектри поглинання сірки, як однієї зі складових палива. Знаючи первинний зміст сірчистих сполук в паливі, за інтенсивністю даних спектрів можливо визначити зміну кількості сірчистих домішок в паливі після його ультразвукової обробки[3].

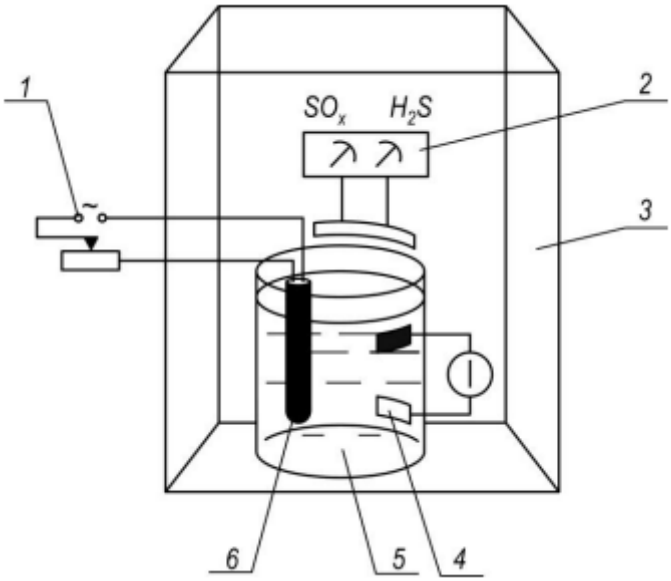


Рис. 1.1. Схема експериментальної установки для визначення структурної зміни палива при ультразвукової обробці. 1 - ультразвуковий генератор; 2 - портативний газоаналізатор Dräger X-am 2000 (Німеччина); 3 - автономний хімічна шафа; 4 - температурний датчик; 5 - скляна ємність з досліджуваним паливом; 6 - магнітострикційний випромінювач ультразвуковий установки [3]

Як ультразвуковий генератор використовувався модульний генератор багатофазного ультразвукового поля УЗГ-5-М з фазовою корекцією і магнітострикційним випромінювачем. Генератор складається з декількох силових осередків УЗГ-5 і загальної системи управління. Система дозволяє регулювати різницю фаз вихідної напруги осередків, домагаючись необхідного розподілу картини ультразвукового поля. При синфазній роботі генератор дозволяє набрати модульно будь-яку потужність в діапазоні 20 ... 5000 Вт, а також забезпечити вихідну частоту ультразвукового сигналу в діапазоні 7 ... 30 кГц з точність завдання частоти до 1 Гц [3].

Потужність ультразвукового генератора Nуз дозволяє оцінити величину амплітуди ультразвукової звукової хвилі «а». Згідно виразу для вектора Умова-Пойтинга [2]

$$N_{уз} = \frac{1}{2}\rho\omega^2 \nu a^2,$$

де

ρ – щільність палива, кг/м^3

$\omega = 2\pi\nu_{уз}$ – частота ультразвукового сигналу;

ν – швидкість поширення ультразвукової хвилі, м / с (в разі поширення ультразвукової хвилі в паливі ν=1000 м/с);

а - амплітуда ультразвукової хвилі, м

З попереднього рівняння можна визначити рівняння ультразвукової хвилі:

$$a = \frac{1}{2\pi\nu_{уз}}\sqrt{\frac{2N_{уз}}{\rho\nu}}.$$

Досліджувана порція палива містилася в скляну ємність і піддавалася ультразвукової обробки при різній частоті генерованого звукового сигналу. У ємності з паливом знаходився температурний датчик, який дозволяв контролювати рівень температури, що, згодом, дозволяло визначати енергію, поглинену паливом при ультразвукової обробки, а також уникати перегріву палива до температур, близьких до температури самозаймання його парів. Безпосередньо над ємністю з паливом розміщувався портативний газоаналізатор Dräger X-am 2000 (виробництва Німеччини), за допомогою якого визначалася концентрація сульфіду водню H_2S і оксидів сірки SO_x в виділяються з палива газах[3].

Результат експерименту можна побачити в таблиці 1.1

Таблиця 1.1. Діапазон значень амплітуди ультразвукової хвилі «а», мкм, в залежності від потужності ультразвукового генератора $N_{вуз}$ і частоти ультразвукового сигналу $\nu_{вуз}$ для палива HFO380 [3]

		Частота ультразвукового сигналу, $\nu_{вуз}$, кГц					
		20	22	24	26	28	30
Потужність генератора ультразвуку,	1000	0,393	0,357	0,328	0,302	0,281	0,262
	2000	0,556	0,506	0,463	0,428	0,397	0,371
	3000	0,681	0,619	0,568	0,524	0,486	0,454
	4000	0,786	0,715	0,655	0,605	0,562	0,524
	5000	0,879	0,799	0,733	0,676	0,628	0,586

Зміна змісту сірчистих домішок в різних паливах S в залежності від частоти ультразвукового сигналу $\nu_{вуз}$ представлена масивом кривих на рис. 1.2, а. Залежність змісту сульфіду водню H_2S в парах різних палив над його поверхнею у функції від частоти генерованого звуку показано на рис. 1.2, б.

Обидві залежності мають яскраво виражений екстремум, відповідний певній частоті звукового сигналу[3].

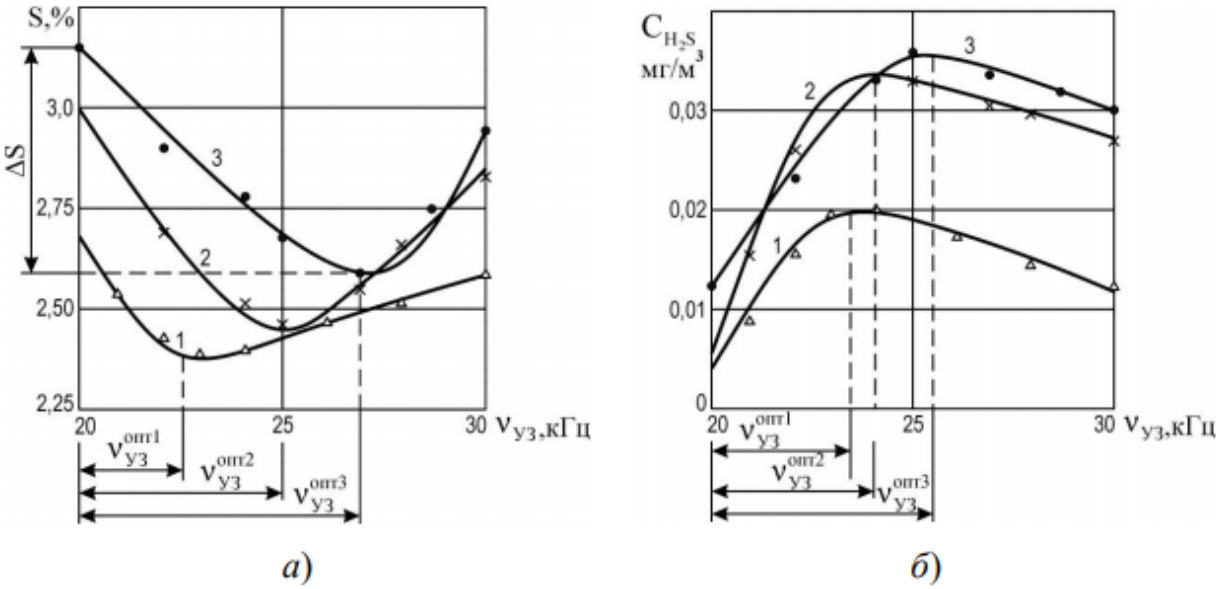


Рис. 1.2. Зміна змісту сірчистих домішок в паливі S (а) і концентрації сульфіду водню C_{H2S} в парах палива (б) для палив з різним вмістом сірки (1 – S=2,7 %, 2 – S=3,0 %, 3 – S=3,2 %) в залежності від частоти ультразвукового сигналу $\nu_{УЗ}$ [3]

Поєднання даних залежностей на одній координатної сітки дозволяє визначити діапазон частот, що забезпечують максимальне зниження сірчистих домішок в паливі та максимальну кількість сірководню в парах палива, рис. 1.3 [3].

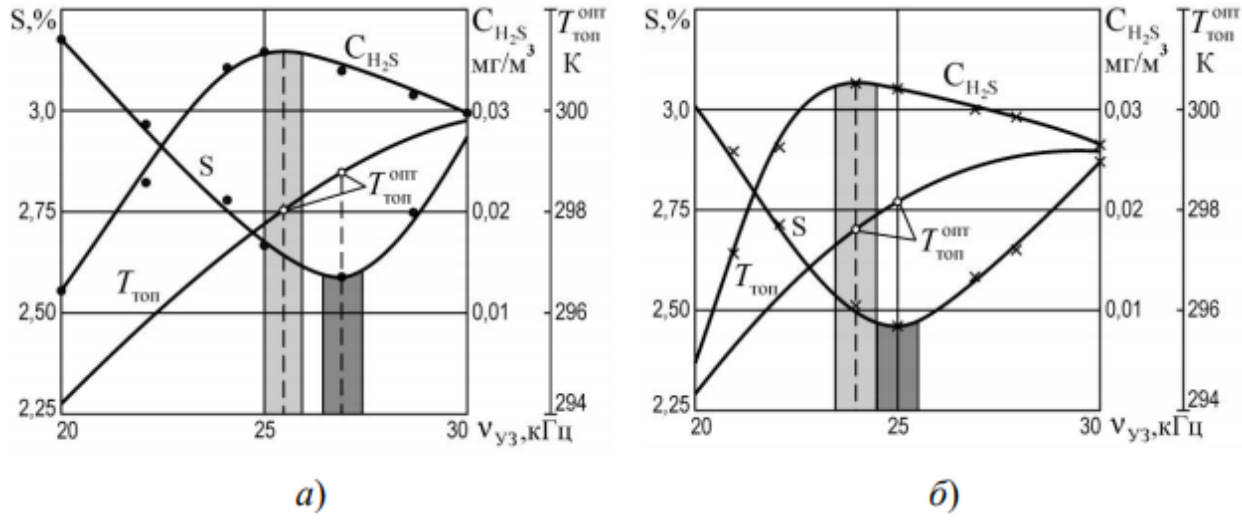


Рис. 1.3. Зміна змісту сірчистих домішок в паливі S, концентрації сульфіду водню C_{H2S} в парах палива і температури палива $T_{топ}$ в залежності від частоти ультразвукового сигналу $\nu_{УЗ}$:
а) паливо HFO380 (S=3,2 %); б) паливо HFO180 (S=3,0 %) [3]

Висновки

Показником, що комплексно характеризує експлуатаційні характеристики палива і впливає на енергетичні параметри і технічні характеристики суднового СОД, є вміст сірчистих домішок в паливі. Визначено, що оптимальним способом десульфуризації палива в умовах морського судна є його ультразвукова обробка.

Експериментально встановлено, що процес десульфуризації палива за допомогою ультразвукової обробки супроводжується виділенням сульфіду водню H_2S в складі газової фази, що утворюється над поверхнею палива. Концентрація H_2S в складі газової фази для палива з вихідним вмістом сірчистий домішок до 3,5% не перевищує 0,04 мг / м3, що дозволяє застосовувати блок ультразвукової обробки палива в складі суднових систем паливопідготовки

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Камкин С.В., Возницкий И.В., Большаков В.Ф. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок: Учеб. для вузов - М.: Транспорт, 1996. - 432с.
2. Курс загальної фізики : підручник у 6 т. / за загал. ред. В. А. Сминтини. – Одеса : Астропринт, 2011. – Т. 2 : С. В. Козицький, Д. Д. Полищук. Механіка. – Одеса : Астропринт, 201. – 472 с.
3. Солодоніков В.Г. Удосконалення систем паливопідготовки суднових середньообертових дизелів шляхом зниження концентрації компонентів, що містять сірку – Одеса, 200с

UDC 621.436.052

Gutsal P.V., Veretennik O.M.
National University "Odessa Maritime Academy"

Improving the properties of turbocharging for marine diesel engine

Pressure charging allows to increase power output of marine diesel engine by increasing mass of air supplied in cylinders during suction stroke . This allows to increase amount of fuel injected and burnt in combustion chamber per cycle without changing swept volume of cylinder and size of the engine .[1] In case of turbocharging engine is supplied with scavenge air from one or more turbochargers, depending on the engine type and layout. The engine exhaust gas drives the turbine wheel of the turbocharger and, through a common shaft, the turbine wheel drives the compressor wheel. The compressor draws air from the engine room, through the air filters. From the compressor outlet, the air passes through the charging air pipe to the charging air cooler where the air is cooled down. The air cooler incorporates a water mist catcher, which is designed to separate condensate from the air. When the air has passed the water mist catcher, it is pressed into the

scavenge air receiver through non-return valves. The non-return valves open by pressure from the turbocharger. From the scavenge air receiver, the air flows to the cylinder through the scavenge air ports when the piston is in the bottom position. [2]

There are two types of turbocharging technics – constant pressure and pulse pressure turbocharging. In constant-pressure turbocharging exhaust manifolds from all cylinders are connected to a common large chamber with volume sufficiently large to damp the pressure pulses coming from each cylinder. Thus pressure in the exhaust manifold is almost constant. If these pulses are not fully damped they could destruct the scavenging of another cylinder. In pulse turbocharging, connection between each cylinder of the engine and the turbine is made by narrow pipes, so that kinetic energy of the gases is transmitted to the turbine in the form of pressure pulses. [3]

During the starting of the engine, and when the engine is running at low load, the turbocharger is not able to supply enough air. In these cases a pressure switch automatically starts the auxiliary blowers. When the auxiliary blowers are operating, they draw air from the engine room through the turbochargers air filter and compressor side. The engine is provided with two or more auxiliary blowers. The suction sides are connected to the space after the water mist catcher. The discharge sides are connected to the scavenge air receiver. Separate non-return valves are installed at the suction side or discharge side of the auxiliary blowers, in order to prevent reversed air flow.[2]

One of the promising directions for modern and future development for constant pressure turbocharging for main two stroke engine is Parallel Sequential Turbocharging. It features two turbochargers , on of which is cut out during low load . During partial load the limited amount of exhaust gas available will be directed into the bigger turbocharger, resulting in higher production of boost air due to higher efficiency of turbine compared with conventional parallel turbocharging. When engine load is increased beyond certain point, second smaller turbocharger is phased in .

ABB Turbocharging announces its latest technology development, the Flexible integrated Turbocharging System for Two-Stroke Engines (FiTS2) at Marintec China, December 2017. The new sequential turbocharging system allows maximum fuel savings for two-stroke engines at part and low load, and at the same time maintains the flexibility to go to full engine output immediately. This offers significant long-term economic benefits for vessel operators and charterers with potential for fuel savings of up to three percent, depending on load profile. FiTS2 is the result of ABB’s continued commitment to reduce fuel consumption and emissions. It has been developed in close collaboration with low-speed two-stroke engine designer, Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD), which has developed a special tuning for FiTS2. NOx emissions from engines fitted with FiTS2 will also remain within IMO Tier II limits. Additional abatement technologies like SCR or EGR can be used to comply with IMO Tier III NOx emissions and will not greatly affect the system while still delivering fuel saving benefits .

Past high fuel prices and low vessel demand led to an increase in 'slow steaming' for very large cargo ships, resulting at times in operation outside of original design parameters and therefore causing increased maintenance and repair costs. Typical fuel bills for such vessels have been cited by McKinsey & Co* as "the largest cost item for shipping lines" and "often exceeding 40 percent of all costs" despite current lower oil prices.[4]

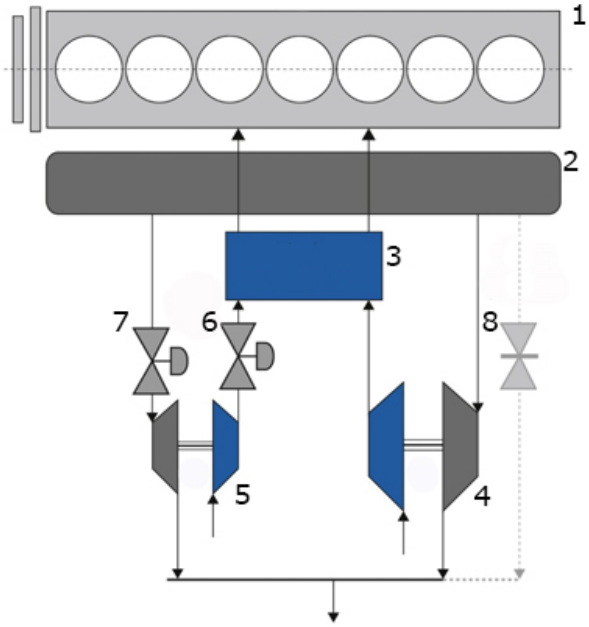


Figure 1.Lay out of Exhaust Gas and Scavenge Air System of Fits2 . [5]
1- two stroke main engine , 2- exhaust gas receiver, 3- scavenging receiver, 4 – First turbocharger A275-L, 5 – Second turbocharger A265-L ,
6- switch on/off valve from compressor to receiver ,
7-switch on/off valve from exhaust gas receiver ,
8 – exhaust gas bypass valve .

Figure 1 shows the lay out of the Exhaust Gas and Scavenge Air System with installed parallel sequential turbocharging . During low and partial load up to 0.45 from nominal load Second turbocharger A265-L (5) is cut out from the system by switch on/off valves (6 and 7) , thus leaving only first turbocharger A275-L (4) in operation .This reduces total operational hours for second turbocharger throughout its service life , reducing costs for maintenance . Also , figure 2 shows relations between specific fuel oil consumptions from engine load ,where load is given in percent from nominal load Nном , and g stands for Brake specific fuel consumption of same conventional system during lowest stable operational conditions of engine . Curve 1 and Curve 2 show conventional turbocharging employment and Fits2 respectively , and using Fits2 during partial load engine achieves fuel economy by decreases specific fuel consumption up to 6 g/kW*h.

Also FiTS2 has been engineered to deliver additional fuel savings through a lower auxiliary blower switch-off point. Conventionally, this is at 35 percent of engine load. FiTS2 introduces it at 25 percent. Reducing the need to use auxiliary blowers in slow-steaming conditions means fewer operational hours, with lower maintenance costs. Configurations of system are optimized for sequential turbo-

charging (engines with 2 or 3 turbochargers) and Engine Control System automatically switches turbocharger cut out valves under engine load .[6]

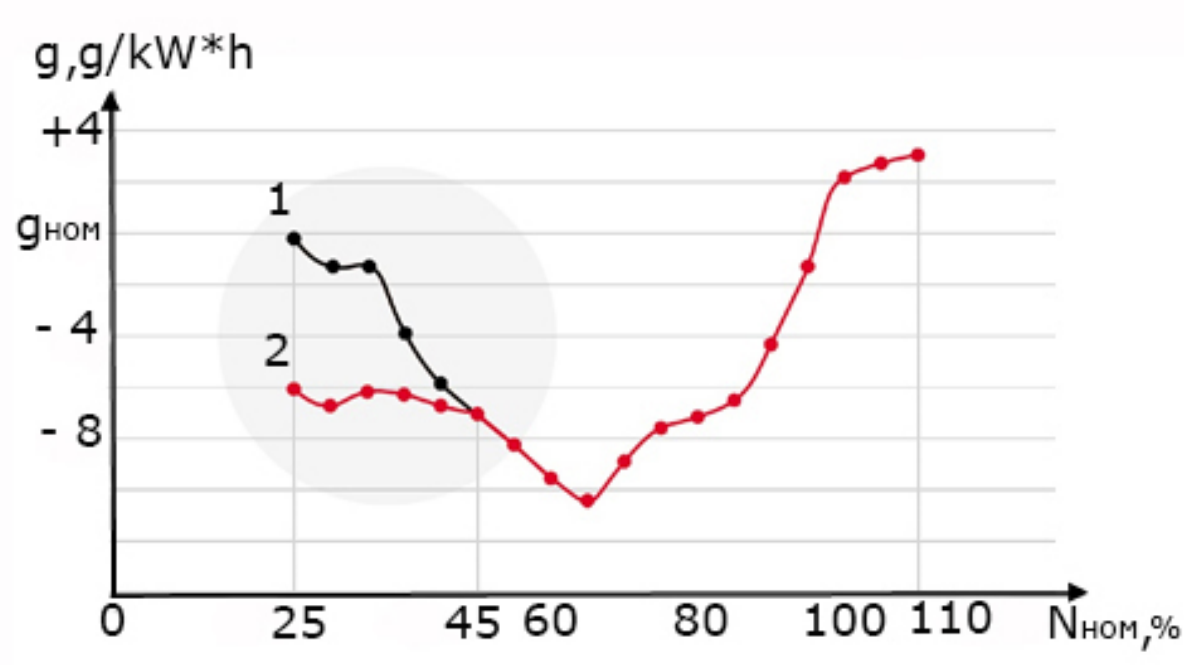


Figure 2. Relation between Engine Load and Brake specific fuel oil consumption.[6]
1- curve of BSFC when both turbochargers are in operation during partial load . 2- curve when during partial load only first turbocharger in operation.

In conclusion , according to ABB Group data that they provided during partial load of main engine , vessel with Fits2 system installed will be more efficient due to lower fuel consumption , saving 3% of fuel per hour at 25% from nominal load of main engine . This does not include saving on electricity ,due to the lower auxiliary blower switching off point at 25 % from nominal load of main engine. Also due to the fact that second turbine is phased in after reaching approximately 45% of load , this reduces cost on its maintenance . Difference in price between conventional constant pressure turbocharging and parallel sequential turbocharging is insignificant in comparison to the overall savings of money during the operational lifetime of main engine . All those benefits make parallel sequential turbocharging worth installing .

REFERENCES

1.Theory of turbocharging
https://forum.ih8mud.com/attachments/21761_02a-pdf.323780
2. HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES CO., LTD . The Diesel Engine YZJ2015-1200(6S70ME-C) Electronic instruction Manual. Volume 2 . page 229-321.
3.https://www.andreadd.it/appunti/polimi/ingegneria/corsi/en_mec_aes/ing_meccanica/anno5/internal_combustion_engines/appunti/13-Turbocharging.pdf
4. ABB Turbo Systems Ltd. 2018 http://www.abb.com/cawp/seitp202/5b0ef019705f09e6c12581ed005af993.aspx
5. Mirine insight abb.com https://www.marineinsight.com/shipping-news/abb-launches-sequential-turbocharging-system/

6. FiTS2: ABB's Flexible integrated Turbocharging System for large two-stroke engines .2018
http://search.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=9AKK107046A6357&LanguageCode=en&DocumentPartId=&Action=Launch

UDC 621.431.7.052:621.515.5-843.8

Nazarov Y., Veretennik O.M.
NATIONAL UNIVERSITY "ODESSA MARITIME ACADEMY"

Marine turbocharger efficiency increasing by means of modification of inlet vanes with variable geometry vanes on a different operation modes

1.Introduction

Turbochargers are used throughout the marine industry as they can improve the performance of the internal combustion engine (IR) without the need to increase its cylinder capacity. The use of such a mechanical device allows engine manufacturers to use smaller engines, a phenomenon often called "engine reduction". Historically, turbochargers were often used to increase the capacity of an already powerful engine. But over time, the number of ships with increasing cargo capacity increases due to the needs of the economic plan. Today the emphasis is on providing a feasibility study on the production economy and environmental issues. It is for these reasons that turbochargers are becoming increasingly popular and more and more modified. The purpose of this study is to provide an overview of the methods used in turbochargers to increase engine power and reduce emissions. In this project, I will describe a new version of the Variable geometry turbine, which is already popular today in modern turbochargers, will be discussed in more details.

So, in this article i will take into account a turbocharger type TCA 55 with a special system VTA(variable turbine area), that increase the efficiency of the power plant and reduce the NO_x and CO_2 emission in comparison with original fixed type turbochargers. The conventional marine turbochargers have a general problem with turbo lag and low revolutions of the turbocharger on a lower load of main engine. As result we can see a lot of soot inside the cylinder and poor quality of fuel injection valve, poor mixture of fuel without full charge of air etc. Also It goes without saying, that the phenomenon of overspeed for turbocharger no less important. The VTA turbochargers more reliable for surging in comparison with classic conventional turbines. Lets describe these thesiss and analyse more fully in a scientific language.

2. Theoretical review

Limitations of fixed geometry turbochargers[4]

Downsizing engines may mean lighter, smaller and more compact powertrains, but there are limitations for turbocharging in these cases. To date, turbocharging has been far more commonly used in compression ignition engines (CI). Spark ignition (SI) engines are difficult to match with turbochargers due to the wider speed

range and need to carefully control ignition timing to avoid knock. SI engines oftenoperate at reduced compression ratios in order to prevent pre-ignition and limit knock; this makes fuel efficiency savings harder to achieve using a turbocharging. CI engines also face difficulties in matching turbochargers and engines, particularly for transient response.

The most wide recognised problem with fixed geometry devices is turbocharger lag; the poor transient response of the turbocharger at low engine loads. Fig. 1 shows the major contributors to turbocharger lag for a SI engine. The biggest contributor is the rotating inertia of the turbine; this is due to the airflow not being sufficient to spool up the turbine rotor to higher speeds, a problem that is directly addressed by variable geometry systems. Analysis of Newton's second law of motion for rotational systems suggests reducing the rotor size and mass will reduce turbocharger lag.

In addition to the rotor size, another important parameter of turbocharger design that affects turbocharger lag and over-boosting is the aspect ratio (AR). This is the ratio of cross sectional area of the volute divided by the distance from the center of this cross sectional area to the geometric center of the volute. A small AR show that the velocity of the exhaust gas is increased and, therefore, a greater kinetic energy is available to the turbine rotor. Variable geometry devices in essence manipulate the AR value by altering the cross sectional area of the volute in order to increase air velocity at low engine speeds. Fig. 2 shows a typical curve of turbine pressure ratio versus mass flow; the ideal relationship between these variables would be linear, but this is not possible with a fixed geometry turbocharger (fixed AR). To achieve a more linear relationship the cross sectional area of the turbine can be altered with a VGT for different load conditions. In summary, fixed geometry turbochargers are installed with a fixed AR for a specific engine condition; for other engine conditions the system's efficiency is limited. VGT technology allows the performance of the turbocharger to be optimised across the whole engine range [1]

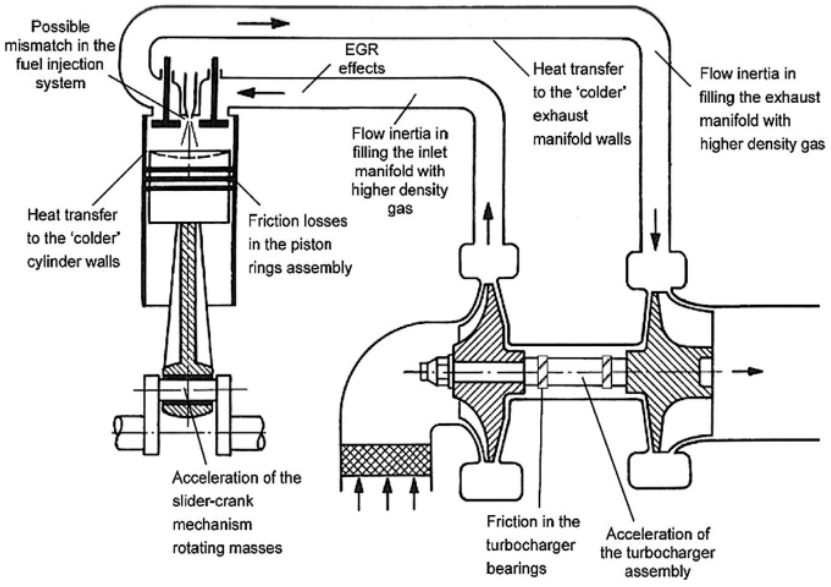


Fig. 1 A presentation of the major contribution to the system delay during transient response of a turbocharged engine

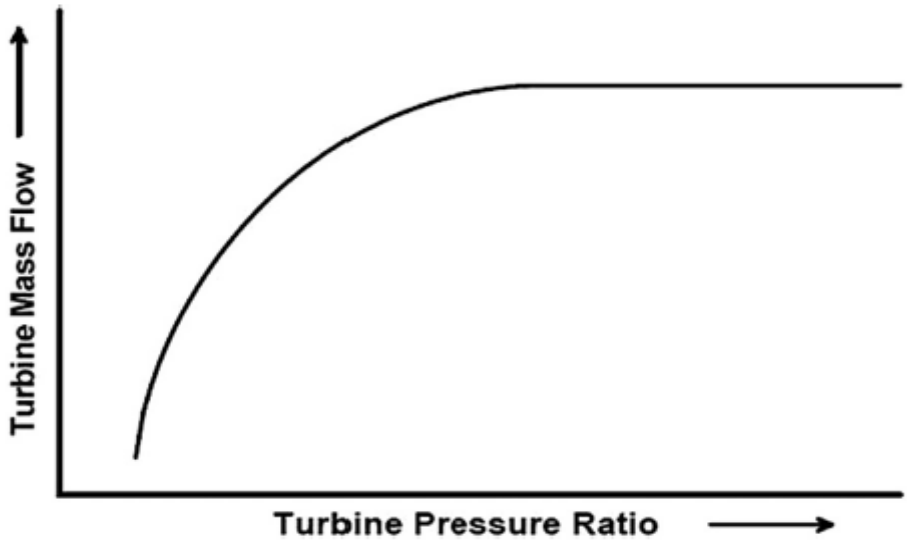


Fig.2 Typical pressure ratio vs. mass flow curve for a FGT

Operating principles of VGTs

VGT devices are designed to increase boost pressure at low speeds, reduce response times, increase available torque, decrease the boost at high engine speeds to prevent over-boosting, reduce engine emissions, improve fuel economy and increase the overall turbocharger operating range. There are a number of different mechanical systems that are used to manipulate the AR value. All technologies however share the common goal of using a nozzle-like system, or other movable components, to provide a variable cross sectional area. At low engine speeds the basic principle of most turbine systems is to narrow the inlet area to the rotor (reduced AR) such that air velocity is increased. Contrary, the passage is opened at higher loads. These positions are controlled by the ECU (Engine Control Unit) which is programmed to set the nozzle geometry to achieve optimal performance at any given engine condition . In simple terms, VGT(variable geometry turbine) systems have the ability to adjust flow conditions of the turbine without altering the moment of inertia.

The performance of a turbocharger is commonly described by nondimensional mass flow rate and speed, which can be plotted against expansion ratio in the case of the turbine. The flow range of a radial flow turbine (ṁ T /p) is limited at high pressure ratios by the choking of flow. The minimum area possible (A*) for the nozzle section of the turbine can be defined (in case of an isentropic process with a perfect gas) as shown in the next equation

$$\frac{A_{in}}{A^*} = \frac{1}{M}\left[\frac{1+\frac{1}{2}(\gamma-1)*M^2}{\frac{1}{2}(\gamma+1)}\right]^{\frac{(0.5)*(\gamma+1)}{\gamma-1}}$$

The area of the nozzle throat is a limiting factor in the performance

of a turbocharger; many variable geometry turbocharger concepts allows for the alteration of this area. The effective area depends on the height of the passage

(which can be altered in a sliding vane system) and the angle of the vanes (which can be altered in a pivoting vane system). In a vaneless system, the effective area depends on the exducer area and gas angle, this can be manipulated by changing the cross sectional area of the scroll. Fig. 3 shows the effect of a VGT in comparison to a fixed geometry device during acceleration. The solid lines on the graphs indicate a steeper curve in all three cases; VGT offers improved turbocharger rotational speed, engine speed and boost pressure than a regular turbocharger. It can also required at around 3 s that the nozzle is opened to reduce boost pressure and therefore prevent over-boosting; a wastegate is not needed and therefore there is no associated throttling loss.

The peak efficiency of a VGT is often lower than a FGT equivalent, partially due to leakage in the turbine casing and around the mountings of moving components . The peak efficiency drops significantly when the nozzle is moved from its optimal position, refer to Fig. 4. Despite this the overall efficiency of a VGT is greater than that of a FGT due to the wider operating range .

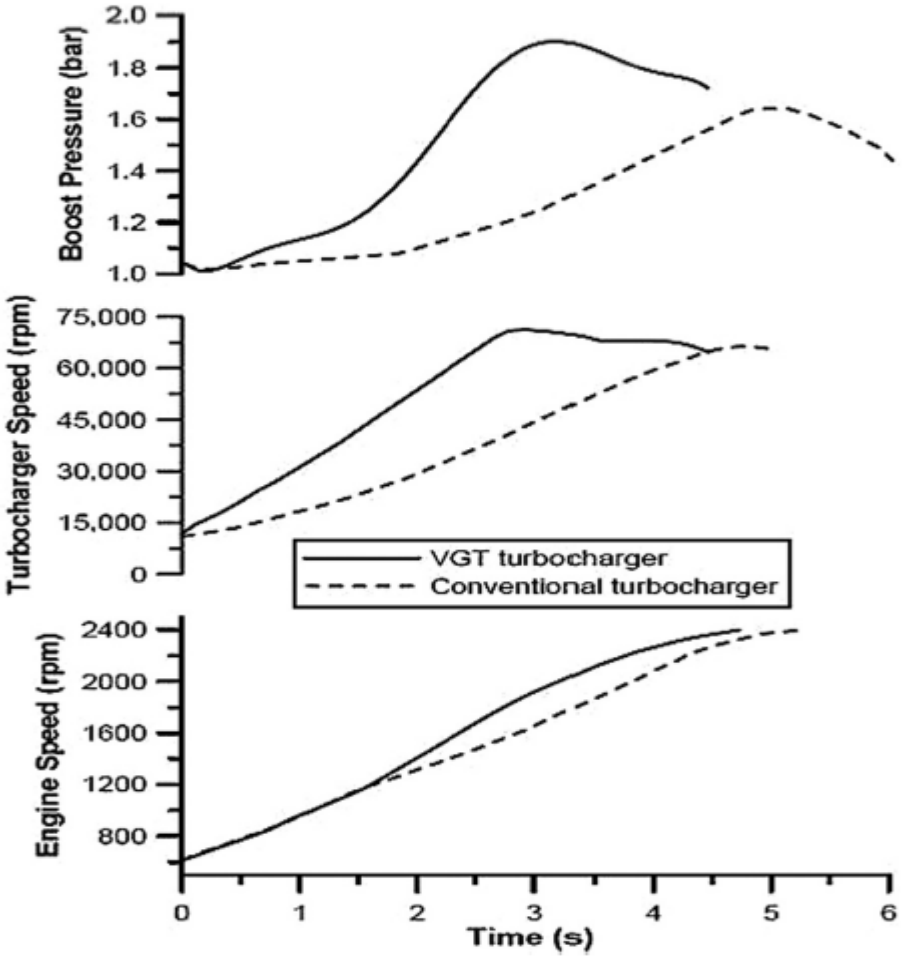


Fig.3 Comparison of FGT and VGT

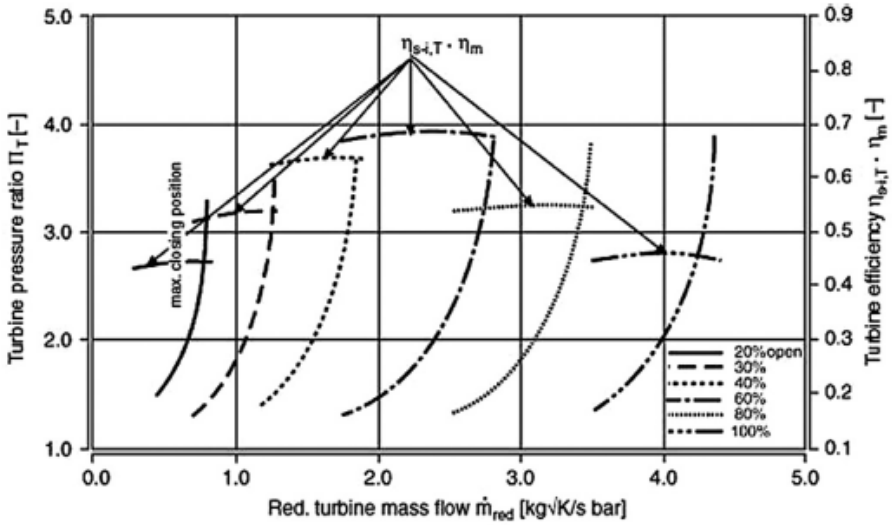


Fig.4 Turbine pressure ratio, mass flow and efficiency for different nozzle position

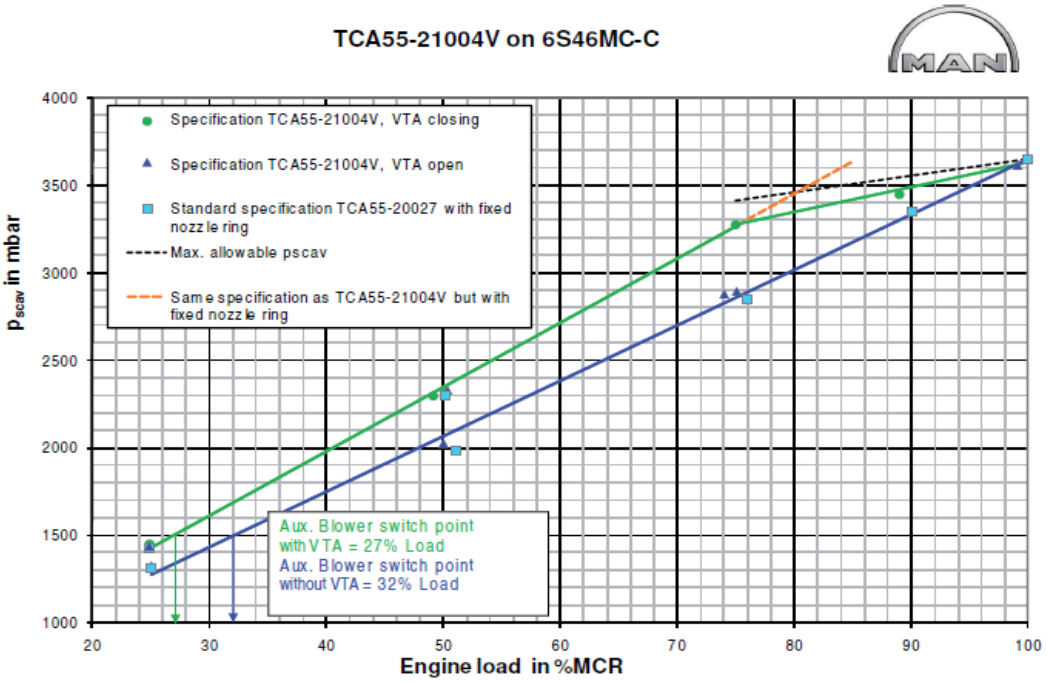
The real marine VTA turbocharger today available in a market in the catalog of MAN B&W seria TCA. Our turbocharger TCA55 will be investigated on a main engine MAN B&W 6S46MC-C, that was chosen from the list of other models(figure5).

Technical data Application ranges TCA

Turbine type	Max. supercharged engine output [kW]			Mass [kg]
	2-stroke engines (le=9* kg/kWh)	4-stroke engines (le=6,5* kg/kWh)	Max. permissible speed	
TCA33		5,400	27,800	1,140
TCA44	7,000	7,900	22,700	1,970
TCA55	9,600	10,400	20,000	3,290
TCA66	14,000	14,800	16,900	5,510
TCA77	20,000	21,000	14,200	9,250
TCA88	30,000	30,000	12,000	15,790

Fig.5

In the next picture I want to show the characteristics of a scavenge air pressure in a low load of engine compare with classic fixed geometry turbocharger and turbocharging efficiency with VTA system during the engine load in comparison with FGT(figure 6,7).[3]

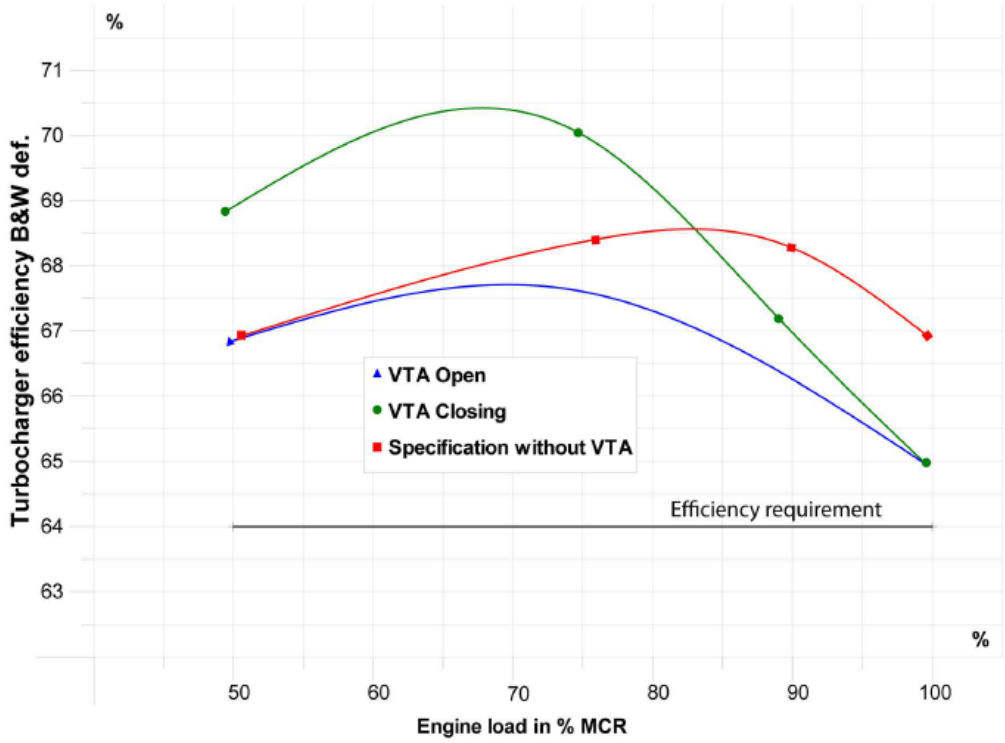


p_{scav} *Scavenge air pressure*
MCR Maximum Continuous Rating

Figure 2: Increased scavenge air pressure with TCA55-21V on 6S46MC-C TIER I

Fig. 6 Increased scavenge air pressure with TCA55-21V on 6s46MC-C

Increased
turbocharger efficiency



MCR Maximum Continuous Rating

Figure 3: Turbocharger efficiencies with TCA55-21V on 6S46MC-C engine

Fig. 7 Turbocharger efficiencies with TCA55-21V on 6S46MC-C engine

Also the fuel oil consumption reduces[2] as shown in the next figure 8.

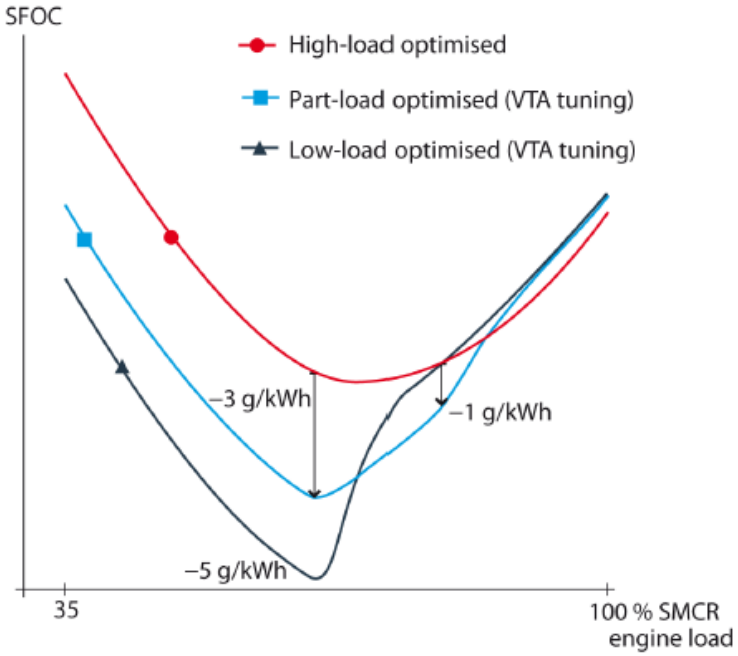


Figure 6: Reduction of the specific fuel consumption SFOC of ME/ME-C engines by means of VTA

Fig. 8 Reduction of the specific fuel consumption SFOC of ME/ME-C engines by means of VTA

Conclusion

The present paper has discussed the current and short term future application of variable geometry systems for application in turbocharger compressors and turbines. From the review, the following conclusions were obtained:

1. VTA are a popular technology, whose development and increased usage is driven by the tightening of worldwide emissions regulations[6].
2. There is a cost penalty in choosing a VTA above a FGT, but it comes with many performance improvements. The various technologies discussed can provide improved fuel efficiency, quick response, emissions and torque characteristics.
3. The two key VG technologies for turbochargers are sliding and pivoting vane systems. Both are suitable for connected with EGR systems.
4. The method of actuating VGT devices is shifting further towards electrical and hydraulic variants which allow finer control than pneumatic.
5. VG systems will continue to play an important role in future energy recovery and boosting applications for internal combustion engines[5].

.

REFERENCES

1. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review

Adam J. Feneleya, Apostolos Pesiridisa, Amin Mahmoudzadeh Andwaria/1364-0321/ Crown Copyright © 2016 Published by Elsevier Ltd/journal homepage: www.elsevier.com/locate/rser

2. Development of Variable Geometry Turbocharger
Contributes to Improvement of Gasoline Engine Fuel Economy/
Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 53 No. 3 (September 2016)

3. VTA project guide Variable turbine area for TCA turbochargers(2013)/ https://turbocharger.man-es.com/

4. Theory of turbocharging /https://forum.ih8mud.com/.../21761_02a-pdf.323780/

5. Turbocharging efficiency definitions and guidelines for measurement and calculation// The International council on combustion engines/ 2007

6. Control of Variable Geometry Turbocharged Diesel
Engines for Reduced Emissions A.G. Stefanopoulou, I. Kolmanovsky,
J.S. Freudenberg//Department of Mechanical and Environmental //2003

УДК:502.3:504.7: 621.181.1

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

Підвищення ефективності використання альтернативних палив у суднових дизелях

Дана робота присвячена підвищенню рівня ефективності роботи дизельного двигуна та зниження вмісту токсичних компонентів відпрацьованих газів дизельного двигуна, шляхом аналізу проблеми використання важких сортів дизельного палива та пошуку альтернатив. В останні роки гостро постала проблема зростання цін на бункерувальне паливо. У зв'язку з цим багато судновласників почали повертатися до застосування на суднах дешевих та важких сортів палива, які стають більш вигідними для бізнесу але й більш шкідливими до навколишнього середовища у порівнянні з дорогими легкими сортами палива. Ситуація погыршується й тим, що якість суднових важких палив останнім часом погіршується, з огляду на те, що нафтопереробні заводи жадають підвищення вироблення з нафти легких фракцій. Усі ці фактори впливають й на міжнародне суспільство та організації які мають реагувати та посилювати вимоги до рівня викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами суднових дизелів. Як приклад МЕРС прийняв обов’язкові вимоги у якості поправок в главі 4 Annex VI міжнародна конвенція по запобіганню забруднення із суден (MARPOL). Які вступили в силу 1 марта 2018 року. Додано нове правило 22А зі збору та представлення даних про фактичне споживання суднового палива і нові доповнення, що охоплюють інформацію, надану в базу IMO з даними про фактичне споживання суднового палива, і форму декларації відповідності, яке буде видаватися судну, як тільки відповідні дані будуть зареєстровані. Одною з основних задач під час екс-

плуатації двигунів внутрішнього згоряння є енергозбереження та екологічний вплив на довкілля. Робота дизельного пального викликає ряд проблем пов'язаних з роботою двигуна та викидами токсичних речовин у повітря. З ситуації яка, склалась на сьогоднішній день, можна сказати що є сенс розглядати альтернативні види палива для подальшого їх використання з дизельними двигунами. Останнім часом все більш широке поширення отримують альтернативні біопалива на основі масел і тваринних жирів. Інтенсивні роботи по переведенню дизельних двигунів на біопаливо ведуться як в країнах з обмеженими паливно-енергетичними ресурсами, так і у високорозвинених країнах, мають можливість придбання рідких енергоносіїв. Необхідність більш широкого застосування альтернативних моторних палив обумовлена загострюються енергетичними та екологічними проблема. Використання цих палив дозволяє забезпечити заміщення нафтових моторних палив і зменшити викиди в атмосферу шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигунів внутрішнього згоряння. Біодизельне паливо (біодизель, МЕРМ, РМЕ, RME, FAME, EMAG, БІОНАФТА та ін.) – це екологічно чистий вид біопалива, що отримується з жирів рослинного і тваринного походження і використовується для заміни нафтового дизельного палива (ДТ). З хімічної точки зору біодизельне паливо являє собою суміш метилових (етилових) ефірів насичених і ненасичених жирних кислот. Коротко розглянемо вплив деяких фізико-хімічних показників біодизельного палива, що визначаються стандартом EN 14214:2003, на параметри дизеля і його еколого-експлуатаційні характеристики. Підвищені, порівняно з дизельним паливом, на 10% щільність і кінематична в'язкість в 1,5 рази сприяють деякого збільшення далекобійності паливного факела і діаметра краплі розпиленого палива, що може призвести до збільшеного потрапляння біодизельного палива на стінки камери згоряння і гільзи циліндра. Менші значення коефіцієнта стисливості біодизельного палива призводить до збільшення справжнього кута випередження впорскування палива і максимального тиску у форсунці. Високе цетанове число біодизельного палива 51 і більше сприяє скороченню періоду затримки займання і менш «жорсткої» роботи дизеля. Підвищена майже в 3 рази, температура спалаху біодизельного палива в закритому тиглі 120 ºС і більше, забезпечує високу пожежобезпечність. Кисень (~10%) в молекулі метилового ефіру діє за наступними напрямками. Наявність окислювача безпосередньо в молекулі палива дозволяє інтенсифікувати процес згоряння і забезпечує більш високу температуру в циліндрі дизеля, що сприяє підвищенню індикаторного й ефективного к. п. д. двигуна. Менша частка вуглецю (~ 77 %) в молекулі біодизельного палива призводить до зменшення його нижчої теплоти згоряння на 13 – 15 % і збільшення годинної та питомої ефективної витрати палива. Для збереження номінальних параметрів двигуна при переході на біодизельне паливо потрібно перерегулювати паливної апаратури (упор рейки паливного насоса високого тиску перевстановлюють на збільшення циклової подачі палива). Застосування біодизельного палива дозволяє забезпечити зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Для дизельних двигунів з вихровою камерою (передкамерою) і безпосереднім уприскуванням зниження відповідно становить: З – 12 (10) %, СпНм – 35 (10) %, РМ (тверді частинки) – 36 (24) %, сажа – 50 (52) %. Деяке

збільшення викидів NOx можна компенсувати низкою заходів: зменшенням дійсного кута випередження впорскування палива, рециркуляція відпрацьованих газів, подача води на впуску. Перед початком експлуатації двигуна на біодизельному паливі необхідно промити фільтр грубої і тонкої очистки палива. З-за підвищеної агресивності такого палива потрібна зміна паливних шлангів і прокладок на виготовлені зі стійкого до біопалива матеріалу, а також ретельне видалення біодизельного палива, що потрапив на лакофарбові покриття. У деяких випадках потрібно більш часта зміна моторного масла через можливе розрідження потрапляють в нього біодизельним паливом. Можливе деяке збільшення рівня шуму і димності при холодному пуску, при знижених температурах потрібне застосування депресорних присадок. Необхідно здійснювати контроль вмісту води в біодизельному паливі (із-за його великої гігроскопічності), щоб уникнути небезпеки розвитку мікроорганізмів, утворення перекисів та корозійного впливу води, в тому числі і на елементи паливної апаратури. В Табл.1 приведені основні параметри альтернативних палив та нафтового дизельного пального та їх порівняння. Підвищений інтерес до проблеми використання альтернативних палив в двигунах внутрішнього згоряння обумовлений як виснаженням нафтових ресурсів і підвищенням цін на нафту і нафтопродукти, так і назріла необхідністю рішення гострих екологічних проблем, викликаних швидким зростанням числа транспортних засобів.

Табл. 1 Порівняння параметрів альтернативних видів палива та нафтового дизельного палива

№	Параметр	Арахісове	Сонячникове	Соєве	Ріпак	МЕРМ	ДП
1	Склад: С, Н, О %	0,78; 0,123; 0,097	0,776; 0,115; 0,109	0,775; 0,115; 0,110	0,776; 0,116; 0,109	77,03; 12,14; 10,83	0,864; 0,121; 0,95
2	Щільність, кг/м^3	917	924	923	917	879	820-840
3	Кінематична в'язкість при 20°С, мм^2/с	81,5	63	25	76	-	3,5-8,5
4	Нижча теплота згоряння Hu, МДж/м^3	37	36	39	37,1	37,3	42,5
5	Цетанове число	36	32	21	40	52,9	45-52
6	Температура спалаху, °С	320	220	318	100	71	60
7	Температура застигання, °С	-	-16	-11	-23	-21	-10;-35
8	Зміст сірки, %	-	0,005	0,005	0,005	0,005	0,5

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Міжнародна конвенція щодо запобігання забрудненню з суден (МАРПОЛ), Книга III, переглянуте видання = International Convention for Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), Book III, revised edition –СПб.: ЗАО «ЦНИИМФ», 2009
2. Аналитика биодизельных топлив. [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://www.janalytics.ru/journal/article/3689
3. Тенденции: двигатели XXI века. [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://vertikalnet.ru/journal/detail.php?ID=16020
4. Биотопливо – альтернатива моторного топлива. [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://www.rusnauka.com/17_AND_2010/Chimia/69390.doc.htm

УДК 621.426

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

Поновлення реологічних характеристик мастильних матеріалів суднових дизелів

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

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Основними режимами тертя і пов'язаного з ним змазування є гідродинамічний і граничний. Робота трибо-сполучень розподільного вала відбувається в режимі граничного тертя. Даний режим також характерний для циліндро-поршневої групи суднових СОД. Не дивлячись на прагнення забезпечити гідродинамічний режим змащення при роботі підшипників ковзання суднових дизелів, процес змащу-

вання цих вузлів відбувається в умовах граничного тертя. Це обумовлюється рядом причин, основна з яких – мінімізація зазору в парі тертя вал – вкладень для забезпечення її стійкої роботи. Крім того, в процесі експлуатації на поверхнях названої пари відбуваються утворення оксидів і відкладення нагару, що також сприяє до зменшення зазору і переходу з гідродинамічного в режим змішаного і граничного тертя. Питанням забезпечення необхідного режиму змащення в парах тертя суднових дизелів розглядались в роботі [1], де було визначено ефект стратифікації в'язкості при граничному терті. Завдяки дослідженням, результати яких викладені в роботі [2], було встановлено діапазон змін в'язкості моторного мастила при збільшенні потужності суднового дизеля. При цьому технологія підтримки в'язкості в необхідних межах потребує додаткового вивчення та дослідження.

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

Виклад основного матеріалу дослідження. Більшість дисперсних систем (до яких відносяться і моторні мастила) має аномальний характер в'язкості, тобто вони не підкоряються закону Ньютона для так званих істинно-в'язких (ньютонівських) рідин. В'язкість таких систем є функцією напруги, або зрушення. Основною причиною аномальної в'язкості є просторова структура, що виникає при взаємодії частинок дисперсної фази між собою. За своїм реологічними властивостями структуровані системи займають проміжне положення між рідинами і твердими тілами і мають властивості рідких кристалів. До подібних систем можна віднести структуровані тонкі шари мастильного матеріалу, що знаходиться у вузькому зазорі металевих пар тертя втулка – поршень і особливо вал – вкладень. Наявність просторової структури надає цим системам своєрідні механічні властивості: пружність, міцність, пластичну в'язкість.

Неодноразово зазначалося, що характеристики тонких мастильних шарів, що утворюються в умовах граничного тертя, залежать не тільки від структурного стану мастила, але і від дії твердої підкладки, поблизу якої вони знаходяться. Утворення поблизу твердої поверхні (особливо металевої) структурованих рідкокристалічних шарів з анізометричною формою молекул призводить до помітного відмінності фізичних властивостей тонких прошарків рідини від їх властивостей в «об'ємної» фазі. Для таких шарів в'язкість в граничному шарі відрізняється від в'язкості «об'ємної» рідини. Помітна структурна неоднорідність граничних мастильних шарів, визначаючи неньютонівській характер в'язкої течії, значним чином впливає на дисипативні

властивості мастильного матеріалу, особливо в трибо-вузлах, що працюють в режимі граничного і змішаного тертя [3].

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

густина – 897 кг/м^3;

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

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

загальне лужне число – 12 мгКОН/г;

клас SAE – 30

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

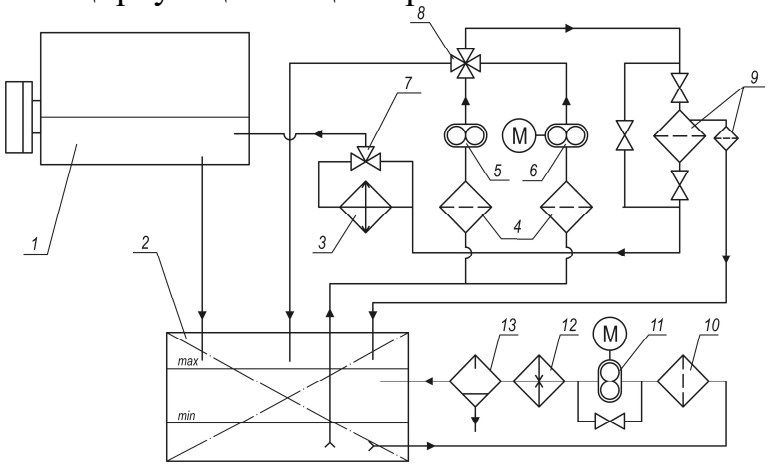


Рис. 1. Система змащення суднового дизеля S6A2 фірми Mitsubishi:
1 – дизель; 2 – стічно-циркуляційна цистерна; 3 – охолоджувач; 4 – магнітний фільтр; 5 – навішений мастильний насос; 6 – мастильний насос з електричним приводом; 7 – перепускний клапан охолоджувача; 8 – перепускний клапан насоса; 9 – фільтр,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

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

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

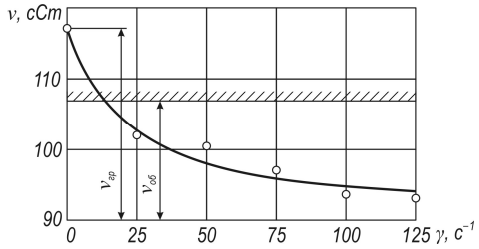


Рис.2. Залежність в'язкості моторного мастила MLC30 фірми Castrol від швидкості зсуву при товщині мастильного шару 20 мкм

Експлуатація моторного мастила в дизеля відбувається тривалий період часу, протягом якого його реологічні характеристики постійно змінюються. Завдання їх відновлення, і особливо управління ними, є актуальним і сприяє підвищенню надійності роботи комплексу дизель – моторне мастило – мастильна система.

Для визначення динаміки зміни в'язкості в процесі експлуатації моторного мастила її вимір виконувався з різним часовим інтервалом. При цьому вимірювалася як «об'ємна», так і «пристінна» в'язкість відібраних проб. В обох випадках збільшення в'язкості носило експонентний характер і представлено на рис.3.

Як випливає з рис.2, збільшення швидкості зсуву (тобто частоти обертання колінчастого вала дизеля) призводить до зниження в'язкості моторного мастила. В цьому проявляється негативна властивість «неньютонівського» характеру поведінки мастильного матеріалу в зоні тертя (в'язкість граничного мастильного шару залежить від швидкості зсуву). Підтримання заданого рівня в'язкості можливо здійснити різними способами. Для суднових умов найбільш оптимальними є використання оптимального доливання мастила в систему і застосування поверхнево-активних речовин.

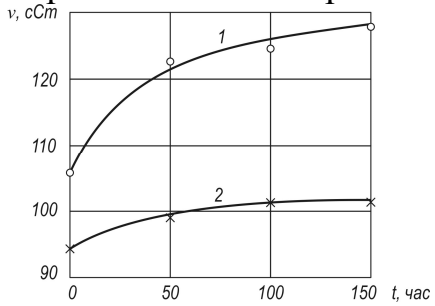


Рис.3. Зміна в'язкості моторного мастила MLC30 фірми Castrol в процесі експлуатації: 1 – «об'ємна» в'язкість; 2 – «пристінна» в'язкість при швидкості зсуву 125 $с^{-1}$

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

Перший дизель був «контрольним» і після заміни мастила в його системі інших технічних заходів з ним не проводилося і відповідно до вимог заводу-

виготовлювача його експлуатація здійснювалася протягом 150 годин роботи без проміжного поповнення мастила в системі. За це період експлуатації рівень мастила в картері дизеля не знижувався нижче гранично допустимого.

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

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

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

З обсягу мастильної системи дизелів проводився відбір проб через різні проміжки часу. Головний параметр, який підлягав виміру, була в'язкість моторного мастила. При цьому, її вимір в суднових умовах проводилося за допомогою штатної судновий експрес-лабораторії Viscomar фірми UNITOR. Таким чином вимірювалася «об'ємна» в'язкість. Вимірювання «пристінної» в'язкості виконувалося на експериментальній установці в науковій лабораторії.

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

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

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

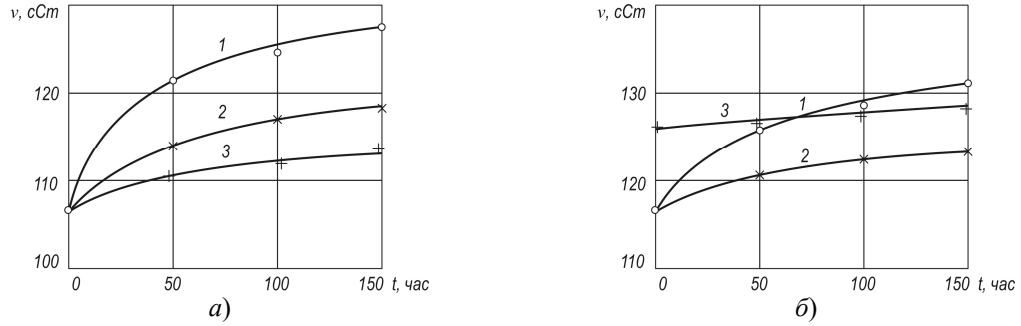


Рис. 4. Зміна в'язкості мастила в процесі експлуатації
а) «об'ємна» в'язкість; б) «пристінна» в'язкість:
1 робота мастильної системи в штатному режимі; 2 – поповнення мастильної системи через 10 годин роботи; 3 – поповнення мастильної системи через 10 годин роботи і добавка поверхнево-активною присадки

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

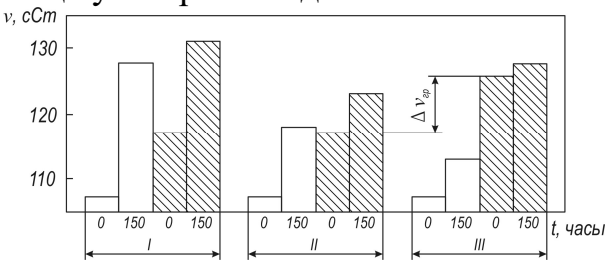


Рис.5. Зміна в'язкості мастила в процесі експлуатації
(чисті – «об'ємна» в'язкість, штриховані – «пристінна» в'язкість):
I – робота мастильної системи в штатному режимі; II – поповнення мастильної системи через 10 годин роботи; III – поповнення мастильної системи через 10 годин роботи і добавка поверхнево-активною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

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

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

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

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

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

4. Збільшення періодичності поповнення масляної системи свіжим мас-лом, а також введення в масло поверхнево-активних компонентів уповіль-нює процес підвищення його в'язкості.

5. Шляхом оптимізації інтенсивності поповнення циркуляційної мастиль-ної системи, а також за рахунок використання поверхнево-активних речо-вин, можливо управляти реологічними характеристиками мастила, що приз-водить до підвищення надійності роботи суднового дизеля.

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

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

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

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

УДК 621.43.052

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

Підвищення ефективності системи наддуву суднових дизелів

Постановка проблеми у загальному вигляді. 16 листопада 1905 року швейцарський інженер Альфред Бюші отримав патент № 204630 від Імперського патентного бюро Німецького Рейху на проектування "машин згорянння, що складається з компресора (компресора високого тиску), поршневого двигуна та послідовної турбіни". Альфред Бюши працював інженером у швейцарському місті Вінтертуре. Його розробка складалася не тільки в тому, щоб стискувати повітря, спрямоване в двигун, а також використовувати кінетичну енергію, яка утворюється при виході вихлопних газів під високим тиском, що просто витрачається даремно. Таким чином, він міг використовувати вихлопні гази, що виходять у процесі спалення, для роботи турбіни і в той же час дозволяють компресору стиснути повітря і збільшити його об'єм в двигуні. Будучи головним інженером науково-дослідної відділу компанії Sulzer Brothers, Альфред Бюші в 1915 році. запропонував перший прототип турбодизеля.

Не набагато пізніше турбіни з'явилися і на суднових дизелях. У 1923 році турбонаддув з'явився на суднових дизелях німецьких пасажирських лайнерів Danzig і Preussen - потужність десятициліндрового двигунів за рахунок цього вдалося підняти з 1750 до 2500 к.с.

В даний час турбонаддув є найбільш ефективною системою підвищення потужності двигуна без збільшення частоти обертання колінчастого вала і об'єму циліндрів. Крім підвищення потужності турбонаддув забезпечує економію палива в розрахунку на одиницю потужності і зниження токсичності відпрацьованих газів за рахунок більш повного згоряння палива.

Турбокомпресор є основним конструктивним елементом турбонаддува і забезпечує підвищення тиску повітря у впускний системі. Конструкція турбокомпресора об'єднує два колеса: турбінне і компресорне, розташовані на валу ротора. Кожне з коліс, а також вал з підшипниками поміщені в окремі корпуси.

На сьогодні для підвищення потужності дизельних двигунів та покращення їх характеристик необхідно використовувати турбонаддув високої степені, одним з яких є двох ступінчатий турбонаддув.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Під двох-ступеневим наддувом (ДСН) розуміється послідовне включення двох турбокомпресорів, які при рівних масових витратах мають різні об'ємні витрати (різні рівні тисків) і відповідно різні розміри.

По відношенню до одно-ступеневого наддуву (ОСН) двоступеневий наддув має наступні переваги:

1) значно більш високий рівень тиску наддуву і в зв’язку з цим можливість отримати більш високе значення середнього ефективного тиску;

2) більш високий коефіцієнт корисної дії (ККД) при рівному тиску наддуву;

3) більш широке поле характеристик і тому найкраща пристосовність до бажаного діапазону роботи двигуна [1].

Результати деяких випробувань систем двох - ступеневого наддуву як на чотирьохтактних, так і на двохтактних дизелях були опубліковані в 1965р, хоча спочатку цей спосіб і не знаходив практичного застосування.

Недоліком двоступеневого наддуву є гірша прийомистість, так як при використанні тієї ж енергії випускних газів (при рівному середньому ефективному тиску) повинні розганятися два ротори турбокомпресорів, між якими розподіляється наявний перепад. Один і той же двигун досягав середнього ефективного тиску, рівного 16,3 бар (16,5 кгс/см2), при 1000 об/хв в разі застосування одноступінчастого наддуву за 11 с, а в разі застосування двохступінчастого наддуву - за 18,5 с [2].

Незважаючи на те що досягаються при двох - ступеневому наддуві середні ефективні тиски, які у чотирьох тактних дизелів доходять до 25 бар, а у двотактних - до 15 бар, на практиці ще не застосовується. В даний час все більша увага приділяється вивченню проблем двох - ступеневого наддуву як розрахунковими, так і експериментальними методами. Деякі типи двохтактних дизелів з двох ступеневим наддувом вже підготовлені до виробництва [3].

Постановка завдання. Метою роботи було оглянути, проаналізувати і дослідити систему двох ступеневого наддуву чотирьох - і двохтактних двигунів. Показати, що системи двох ступеневого наддуву для двигунів мають різні конструкційні виконання і відрізняються по ефективності впливу на поліпшення робочих параметрів і рівень викидів. Дослідити ефективність турбонаддуву різних фірм виробників. Показати різницю між турбокомпресорами різних виробників.

Виклад основного матеріалу дослідження. Двохтактні мало оборотні двигуни є основними енергетичними установками для великих вантажних суден. До їх переваг відносяться прямий привід гвинта без редукторів і максимально досяжний ККД. Але використання двох ступеневого наддуву для підвищення їх ефективності досі перебуває на стадії теоретичної розробки. Для двоступеневого наддуву характерно більш різке падіння ККД, при порівнянні з одноступеневою наддувом, при часткових навантаженнях.

Двоступеневий наддування характеризується різким падінням ККД турбокомпресора в ставленні до одноступінчатому при роботі на часткових навантаженнях. Причиною цього є вплив проміжного охолодження повітря на ККД двоступеневого наддуву. Проміжне охолодження при низьких ступенях πk і зменшується відношення тиску в ступені низького і високого тиску. Зниження впливу проміжного охолодження досягається зменшенням різниці температур на виході з ступені низького тиску і з проміжного охолодження при роботі на часткових навантаженнях.

Для оптимізації параметрів роботи двоступеневого наддуву на пайових навантаженнях використовується перепуск відпрацьованих газів на турбіні високого тиску, що дозволяє регулювати ступінь підвищення тиску двох ступенів компресора і коефіцієнт розподілу тиску між ними.

В рамках дослідницького проекту HERCULES фірма MAN провела випробування двигуна 6L32/44CR з двохступінчатою системою наддуву, пристроєм управління закриттям впускного клапана і регульованою турбіною високого тиску (рис. 1) [4].

Порівняно з двигуном який відповідав потребам Tier 1, стало можливим при незначному підвищенні витрати палива знизити викиди NOx більше чим на 40% та збільшити циліндрову потужність від 560 кВт до 640 кВт, забезпечити низьку димність відпрацьованих газів. Регульована турбіна високого тиску значно покращує параметри двигуна за рахунок збільшення тиску наддуву на часткових навантаженнях і забезпечує хорошу якість перехідних процесів (рис 2.).

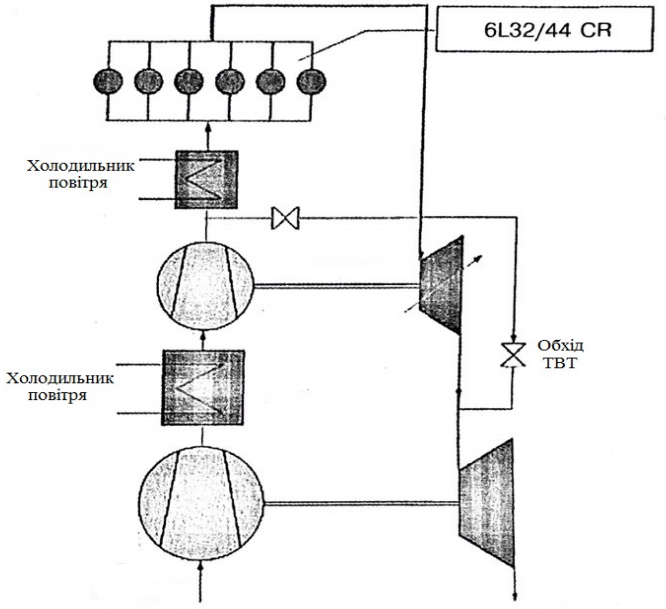


Рис. 1 Двохступінчата система наддуву двигуна MAN 6L32/44CR

Дослідження показали, що двигун 6L32/44CR з двохступінчатою системою наддуву, який відповідає вимогам Tier II, має питому витрату палива на 3…5 % нижче в порівнянні з двигуном з одноступінчатою системою наддуву, задовольняючий ті ж вимоги.

Низька вартість палива і дуже низький рівень шкідливих викидів газових двигунів в порівнянні з сучасними дизелями робить їх все більше привабливими для використання. Фірма MAN Diesel & Turbo SE пропонує широкий вибір високоефективних чотирьохтактних середньо обертових газових і двохпаливних двигунів з діапазоном потужностей від 0,5 до 21,6 МВт. Ці двигуни придатні для використання спільно з системами утилізації тепла, силовою турбіною і паровим котлом.

В номенклатурі газових двигунів особливе місце займають моделі V35/44GTS і V51/60GTS з циклом Міллєра і двохступінчатим наддувом. Характерною особливістю системи двохступінчатого наддуву є можливість її

встановлення поза двигуном, чи принаймні окреме встановлення турбокомпресора низького тиску. По оцінкам фірми ККД системи двохступінчатого наддуву вище на 5…10 % в порівнянні з одноступінчатим наддувом (рис. 3).

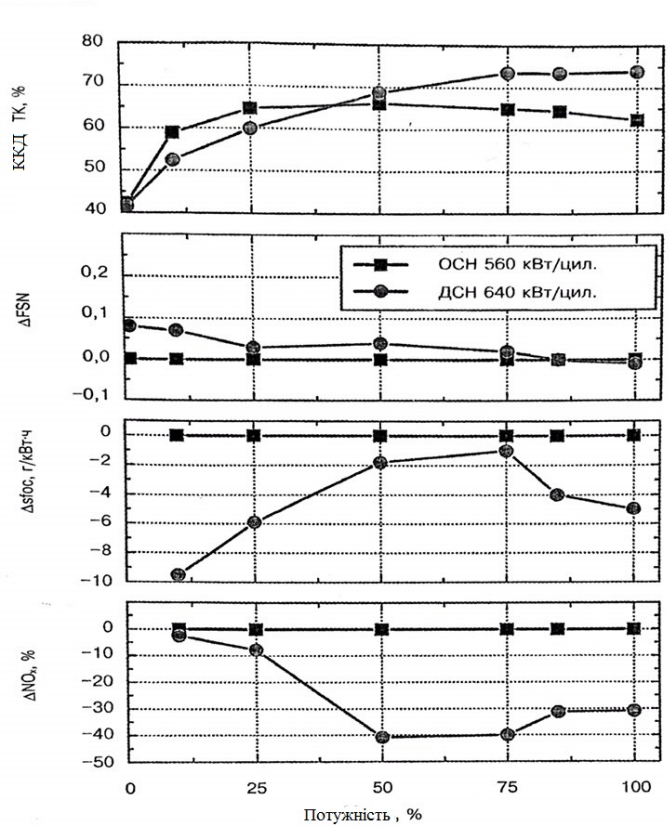


Рис. 2 Параметри двигуна фірми MAN з ОСН та ДСН

Також розглянемо приклад розробки двигуна на прикладі фірми MAN B&W. На базі двигунів MAN 48/60CR і 68/60TS з одноступінчатим наддувом фірма MAN веде розробку нового сімейства двигунів з великим діаметром циліндра і двухступінчатим наддувом. Порівняння робочих параметрів базового двигуна MAN 12V48/60CR і нового MAN 12V4x/60CR приведено в табл. 1 Установка двох-ступеневого наддуву на новому двигуні незначно збільшила його габаритні розміри. Метою цих робіт було створення двигуна з високим ККД, підвищеним форсируванням до 27 бар і відповідності жорстких вимог по екології (див. табл. 1).

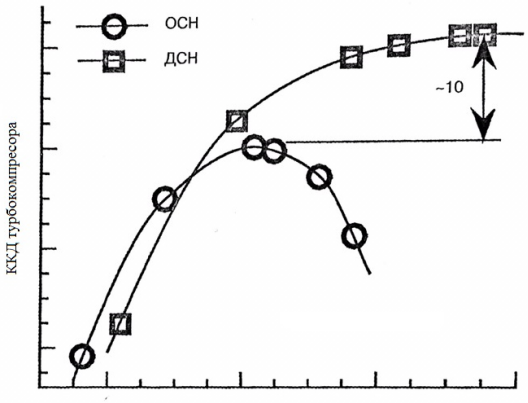


Рис. 3. ККД ОСН і ДСН

Таблиця 1. Параметри дизелів параметрів базового двигуна MAN 12V48/60CR і нового MAN 12V4x/60CR

Двигун	MAN 12V4x/60CR	MAN 12V48/60CR
Діаметр поршня, мм	>400	480
Хід поршня, мм	600	600
Циліндрова потужність, кВт/цил	>1200	1200
Емісія	IMO Tier II IMO Tier III US EPA Tier 3 World Bank II	IMO Tier II IMO Tier III
Назначення	Головний двигун через редуктор на ВРШ	Головний двигун через редуктор на ВРШ
Довжина, мм	11320	10790
Ширина, мм	4824	4730
Висота, мм	5237	5500
Суха маса, т	217	189

Висновки та перспективі подальших досліджень.

1. Двоступінчата система наддуву все ширше використовується для зниження викидів NO_x і покращення паливної економічності двигунів з середнім ефективним тиском в діапазоні 23…27 бар.

2. Двохступінчата система наддуву - конструктивно дуже складна дорога система, використання якої доцільно тільки при отриманні адекватного виграшу.

3. Сучасні газові двигуни стають більш привабливими для використання. Використання двохступінчатої системи наддуву на цих двигунах дозволяє домогтися суттєвого підвищення потужності і ефективності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ципленкин Г. Е., Иовлев В. И., Сухарев А. Н. Двухступенчатый наддув - атрибут двигателя будущего. Двигателестроение. - 2011. - № 2. - С. 25 - 32.

2. Ципленкин Г. Е., Иовлев В. И. Очередной шаг в развитии двухступенчатых систем наддува. Двигателестроение. - 2013. - №. 4. - С. 12 - 24.

3. Tinschmann G., Thum D., Schlueter S., Pelemis P., Stiesch G. Sailing towards IMO Tier III - Exhaust Aftertreatment versus Engine - Internal Techonologies for medium speed diesel engines. Paper # 274, CIMAC 2010, Bergen.

4. Kunkel S., Menage A., Unfug F., Stiesch G. The next generation of MDT's large bore diesel engine. #181, CIMAC 2016, Helsenky.

УДК 621.431.7:502/504-04878

Гусєв К.А., кер.доц. Аболешкін С.Е.
Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення екологічних характеристик суднових дизельних установок

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі дизеля супроводжується вихлопом відпрацьованих газів в атмосферу, та-

ких як: оксиди азоту NOx, окис CO і двоокис вуглецю C02, сірчистий і сірчаний ангідриди S02 і S03. Таким чином, для того, щоб зменшити вміст в випускних газах оксидів азоту, необхідно: створення в камері згоряння умов, при яких не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного азоту; забезпечення максимально допустимої інтенсифікації процесу окислення вуглеводнів (палива) в камері згоряння.

Боротьбу з викидом можна вести первинними методами, впливаючи на робочі процеси дизелів таким чином, щоб зменшити кількість які виникають в циліндрах речовин, що впливають на екологію.

Первинні методи можна розділити на дві групи:

1. Потребують зміни конструкції дизеля або окремих його елементів, що реалізуються при розробці нових дизелів (вдосконалення системи упорскування і сумішоутворення дизеля, системи турбонаддува; вибір оптимальних газорозподілу, ступеня стиснення, частоти обертання колінчастого вала; організація вихрового руху заряду в камері згоряння та ін.) ;

2. Що не вимагають істотної зміни конструкції, реалізація яких можлива при незначній модернізації дизеля (переклад дизеля на роботу на ВТЕ, зміна фаз подачі палива, рециркуляція частини відпрацьованих газів і ін.).

Вторинні методи спрямовані на видалення шкідливих викидів з випускних газів і здійснюються поза циліндра двигуна.

Як приклад ми розглянемо один з первинних методів, що вимагає незначну модернізацію дизеля.

Була розроблена система, яка дозволяє підвищити вологість повітря до 99%. Випробування системи показало, що на експлуатаційному режимі утримання NOx скоротилося 70 ... 80%. Дослідники пояснюють це тим, що підвищений вміст парів в наддувочного повітря зрізає піки температур в камері згоряння. Водяний аерозоль через сопла вводився прямо в повітряний потік наддувочного повітря відразу після турбонагнетателя. Крапельки, що мають кілька мікрон в розмірі, випаровувалися дуже швидко в середовищі з температурою понад 473 К і швидкістю потоку в 75 м / с. Вступник в зону горіння повітря містив 60 г води на 1 кг повітря. Це забезпечило зниження NOx до 3 г / (кВт • год). Уприскування 15 ... 70% води від маси циклової подачі палива дозволяв досягти зниження вмісту NOx на 50%, при цьому втрата економічності не перевищувала 2 ... 3 г / (кВт • год). Для реалізації прямого вприскування були розроблені форсунка з двома сопловими наконечниками з роздільним уприскуванням палива і води, а також система подачі води до форсунки. Був досліджений розшарований уприскування палива і води через один розпилювач, обладнаний спеціальним золотниковим пристроєм, що дозволяє в періоди між вприсками заповнювати водою частину внутрішньої порожнини, прилеглої до голки форсунки. Як об'єкт дослідження було обрано двигун L46 / 58 фірми Wärtsilä. Основні геометричні характеристики двигуна наведені в таблиці 1, а початкові параметри робочого тіла наведені в табл. 2. Всі розрахунки були виконані для одного циліндра. В ході дослідження була виконана серія однофакторних численних експериментів з мо-

делювання робочого процесу двигуна з охолодженням заряду в процесі стиснення шляхом уприскування води.

Таблиця 1. Основні характеристики двигуна L 46/58

Найменування параметра	Значення
Робочий об'єм, дм^3	96,17
Повний обсяг, дм^3	103,48
Обсяг камери згоряння, дм^3	7,088
Геометрична ступінь стиснення	14,6
Момент закриття впускного клапана, ° за НМТ	23
Дійсна ступінь стиснення	13,94
Частка втраченого ходу на органи газообміну	0,048
Повний обсяг (з урахуванням втрати ходу на газообмін), дм^3	98,86
Коефіцієнт надлишку повітря	1,85
Частота обертання, хв$^{-1}$	500
Тиск наддуву, МПа	0,385

При цьому фіксувалися зміни основних вихідних параметрів робочого процесу і двигуна в цілому. Подача палива вибиралася так, щоб коефіцієнт надлишку повітря залишався незмінним на рівні $\alpha = 1,85$. Основні залежності, отримані в результаті моделювання, наведені на рисунку 1.

Таблиця 2. Початкові параметри робочого тіла

Найменування параметра	Значення
Температура залишкових газів, К	950
Тиск залишкових газів, МПа	0,345
Коефіцієнт залишкових газів	0,03
Тиск на вході в двигун, МПа	0,383
Температура на вході в двигун, К	421,74
Втрати тиску на впуску, МПа	0,002
Тиск в кінці впуску, МПа	0,381
Щільність повітря на впуску, кг / м^3	3,116
Коефіцієнт наповнення	0,977
Температура в кінці газообміну, К	446,86

З характеристик, представлених на риснку 1 видно, що при уприскуванні до 4 см^3 води, відбувається більш інтенсивне охолодження заряду, ніж на інших ділянках. Це пояснюється тим, що вся вода, при цьому режимі охолодження випаровується ще до закриття впускного клапана, так як дана кількість води не в змозі охолодити масу повітряного заряду до температури нижче температури насичення. Тому вся вода на цій ділянці випаровується практично відразу, відбираючи досить велика кількість теплоти, що призводить до більш інтенсивного охолодження. При виборі характеристик охолодження заряду шляхом розпилювання в ньому води, не можна виділити будь-якої універсальний критерій оптимізації робочого процесу. У табл. 3 наводяться розрахункові параметри трьох можливих варіантів організації *

Ни=42,5МДж/кг робочого процесу. Під першим номером представлені параметри робочого процесу без охолодження заряду водою, ці параметри в достатній мірі узгоджуються з паспортними характеристиками двигуна. У другій колонці наводяться параметри робочого процесу з охолодженням заряду при мінімальному рівні технічного ризику, тобто при уприскуванні такої кількості води, яка випаровується до початку стиснення. У третин колонці наведені параметри, відповідні найбільшої ефективності робочого процесу, максимальної потужності, мінімальної емісії NOx, але при високому ступені технічного ризику.

На рисунку 2 наводяться графіки розрахункового зміни тиску і температури для базового циклу (колонка 1, табл. 3), для циклу з уприскуванням 4 см^3 води на початку процесу стиснення (колонка 2, табл. 3) і циклу, відповідного максимальної ефективності робочого процесу (21 см^3). На графіку зміни температури при охолодженні заряду можна бачити характерний прогин, пов'язаний з поглинанням теплоти на фазовий перехід води з рідкого стану в газоподібний, що в кінцевому підсумку веде до зниження витрат роботи на стиск.

Висновки: використання охлаждаемого стиснення шляхом розпилювання води дозволяє підвищити ефективність робочого процесу, знизивши при цьому максимальну температуру і тиск циклу. Потужність при цьому зростає приблизно на 3%. За рахунок зниження температури процесу істотно можуть бути поліпшені екологічні показники двигуна, зокрема викиди NOx можуть скоротитися з 9 до 3 г / (кВт • год). При використанні охлаждаемого стиснення кількість впорскується води, для розглянутого випадку, не повинна перевищувати 20 ... 23 см3. Подальше підвищення інтенсивності охолодження призводить до погіршення робочих характеристик двигуна.

Таблиця 3. Основні параметри робочого процесу для різних способів охолодження за ряду в процесі стиснення

Параметр робочого процесу	Номер расчетного цикла		
	1	2	3
Обсяг води, см^3	0	4	21
Інд. робота, за цикл, кДж	256,6	258,0	265,1
Інд. ККД робочого процесу	0,533	0,535	0,550
Інд. Годинна витрата палива, кг *	169,9	170,1	169,9
Інд. питома витрата теплоти, кДж/(кВт × год)	6754	6726	6539
Інд. витрата палива, кг / (кВт × год) *	0,159	0,158	0,154
Інд. витрата води, кг / (кВт × год) *	0,00	0,056	0,285
Середнє інд. тиск, МПа	2,66	2,68	2,75
Індикаторна потужність, кВт	1069	1075	1104
Темп. в кінці стиснення (t_c), ^{o}C	1298,8	1168,5	917,3
Максимальна темп. циклу (t_z)	2096	1980	1721
Темп. газів в кінці расшир., ^{o}C	894,7	837,9	710,3
Макс. тиск циклу (p_z), МПа	20,98	19,70	17,91
Тиск. газів в кінці расшир.,	1,00	0,969	0,922

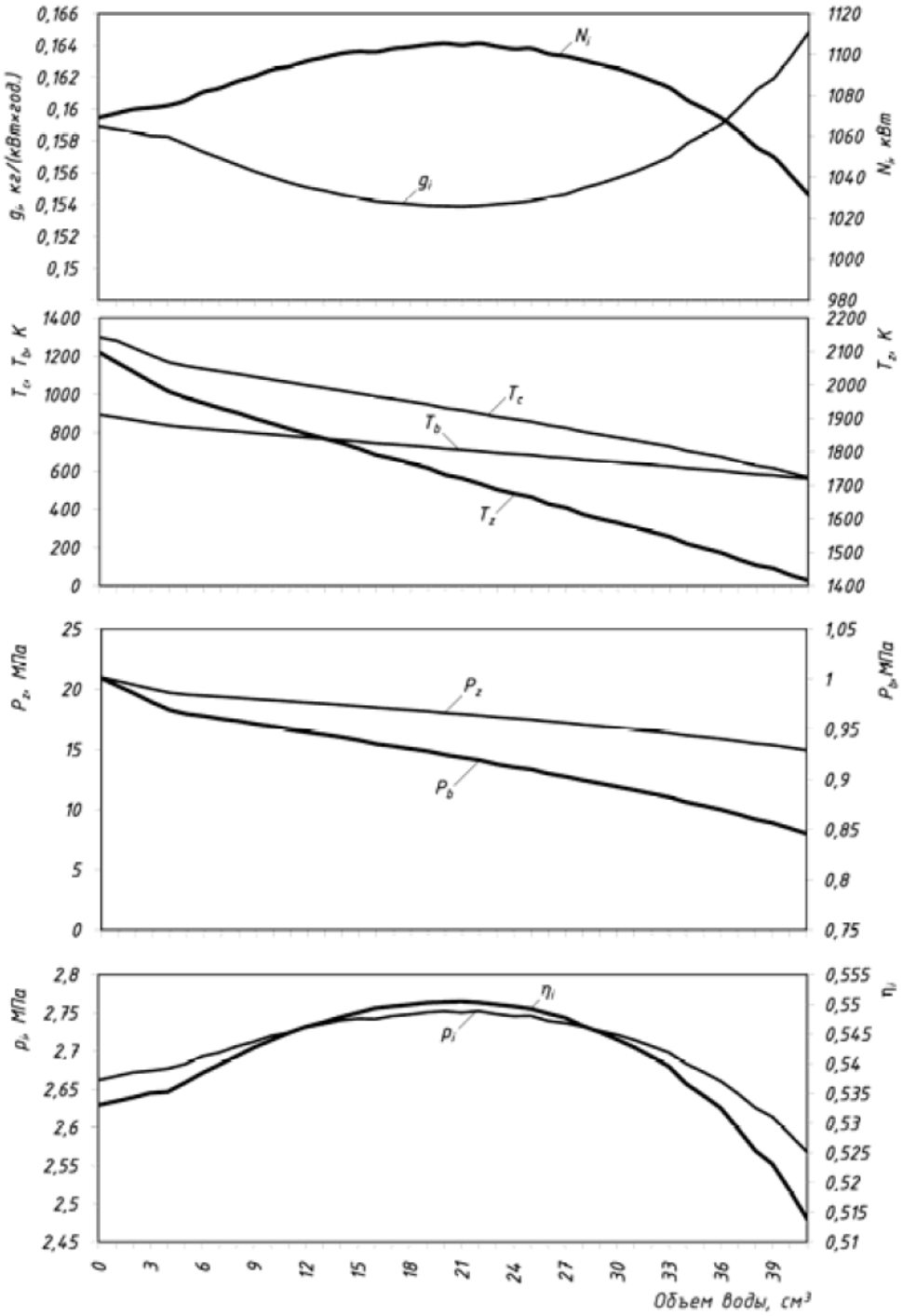


Рис. 1. Зміна основних параметрів робочогопроцесу дизеля як функція обсягу води, распиленного в робочому циліндрі.

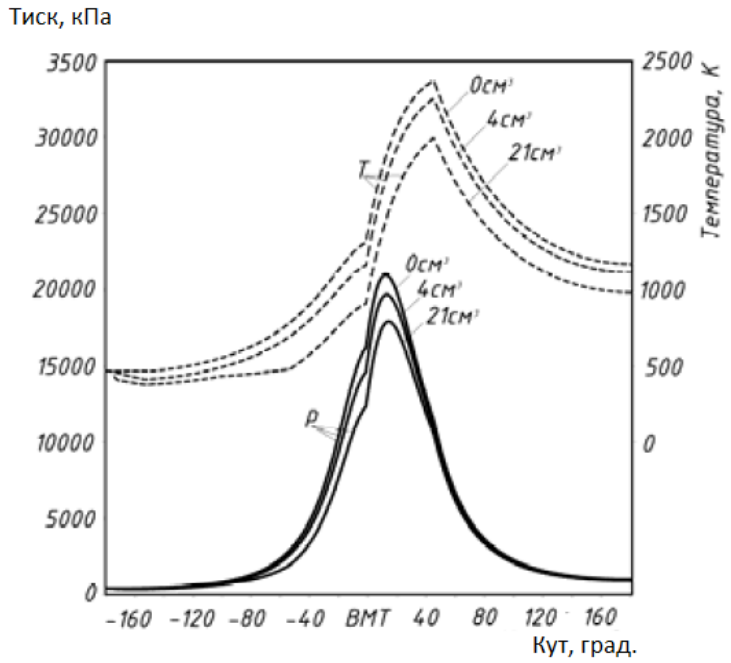


Рис. 2. Порівняння розрахункових параметрів робочого процесу

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели / И.В. Возницкий – Санкт-Петербург: изд. ГМА им. Адм. С. О. Макарова. 2005. – 150 с.

2. Steffens D. The Diesel Engine and the Environment. Session Chair – Wayne Cole, Cole Engineering. Houston, Texas, September 16-17, 2003. – 36 p.

3. Wartsila 46 Technology review. Wartsila Corporation, 2008. – 20 p.

4. Improvement of diesel combustion with stratified fuel/water injection system / Koji Takasaki, Tadashi Fukuyoshi, Shigenobu Abe // Shin-nosuke Osafune Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Japan. 1998 – 6 p.

5. The UEC engine program and its latest development / Hironori Sakabe, Japan hironori, Katsuhiko Sakaguchi // Conseil international des machines a combustion, Paper № 224. Kyoto, 2004. – 8 p.

УДК 621.431.7-048.32

Чипіляга Є.Г., кер.доц Аболешкін С. Є.
Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення експлуатаційних параметрів суднових дизельних установок

Модернізація систем охолодження є обов'язковою умовою форсування головних і допоміжних суднових дизелів. Системи охолодження сучасних і перспективних суднових дизелів повинні забезпечувати оптимальне і стабільне тепловий стан деталей і вузлів. Оптимальним слід вважати такий температурний рівень, при якому матеріали деталей зберігають свої власти-

вості міцності, моторні масла зберігають високу змазуючу і несучу здатність, а втрати теплоти через систему охолодження мінімальні. У суднових дизелях застосовуються рідинні системи охолодження, що забезпечують тепловідвід необхідної інтенсивності і володіють можливістю гнучкого регулювання теплового стану ДВС. Дослідження процесів переносу теплоти від робочого тіла в циліндрі двигуна до охолоджуючої рідини в системі охолодження показали, що ефективні показники двигуна можуть бути підвищені за рахунок скорочення теплових втрат при переході на високотемпературне охолодження.

Високотемпературне охолодження забезпечує найбільш сприятливі умови для протікання робочого циклу дизеля і поліпшення його індикаторних показників на часткових навантаженнях за рахунок підвищення температури стінок камери згоряння і скорочення періоду затримки запалення; підвищення механічного ККД дизеля в усьому діапазоні навантажень за рахунок зменшення в'язкості масла на дзеркалі циліндра; перерозподіл складових теплового балансу ДВС в напрямку зростання частки теплоти, перетворюється на механічну роботу, і величини втрат теплоти з відпрацьованими газами з одночасним зменшенням відносних відведення теплоти в охолоджуючу рідину, що розширює можливості утилізації енергії в системі газотурбінного наддуву і дає можливість зменшити масу і габарити теплообмінних апаратів систем змащення і охолодження двигуна; стабілізацію температурних полів деталей ЦПГ, що, незважаючи на підвищення їх середньої температури, призводить до зниження термічних напружень в деталях ЦПГ.

Вплив охолодження на експлуатаційні якості ДВС.

Після вибору компонентного состава присадок (поліакріл амід (ПАА), полівініловий спирт (ПВС); Синтанол ДС-10) були проведені дослідження їх захисних властивостей і визначені кращі концентрації компонентів.

Ингибируючі властивості окремих компонентів і різних композицій присадок досліджувалися двома методами: гравіметричним і потенциостатическим.

Втрати мас зразків в базовій рідини $\Delta G_ж$ (воді або тосоле) і розчині присадки $\Delta G_р$, коефіцієнти захисту $Z_г = (1 - \Delta G / \Delta C_р) * 100,\%$ і захисні ефекти $\gamma_г = \Delta G_р / \Delta G_р$ представлені в табл. 1.

Результати випробувань дозволяють зробити висновки:

- з'єднання, що розглядаються як можливі компоненти присадок до антифризу, здатні знижувати інтенсивність корозійних руйнувань;

- присадки до води досить ефективно інгібують корозійні руйнування як чорних, так і кольорових металів.

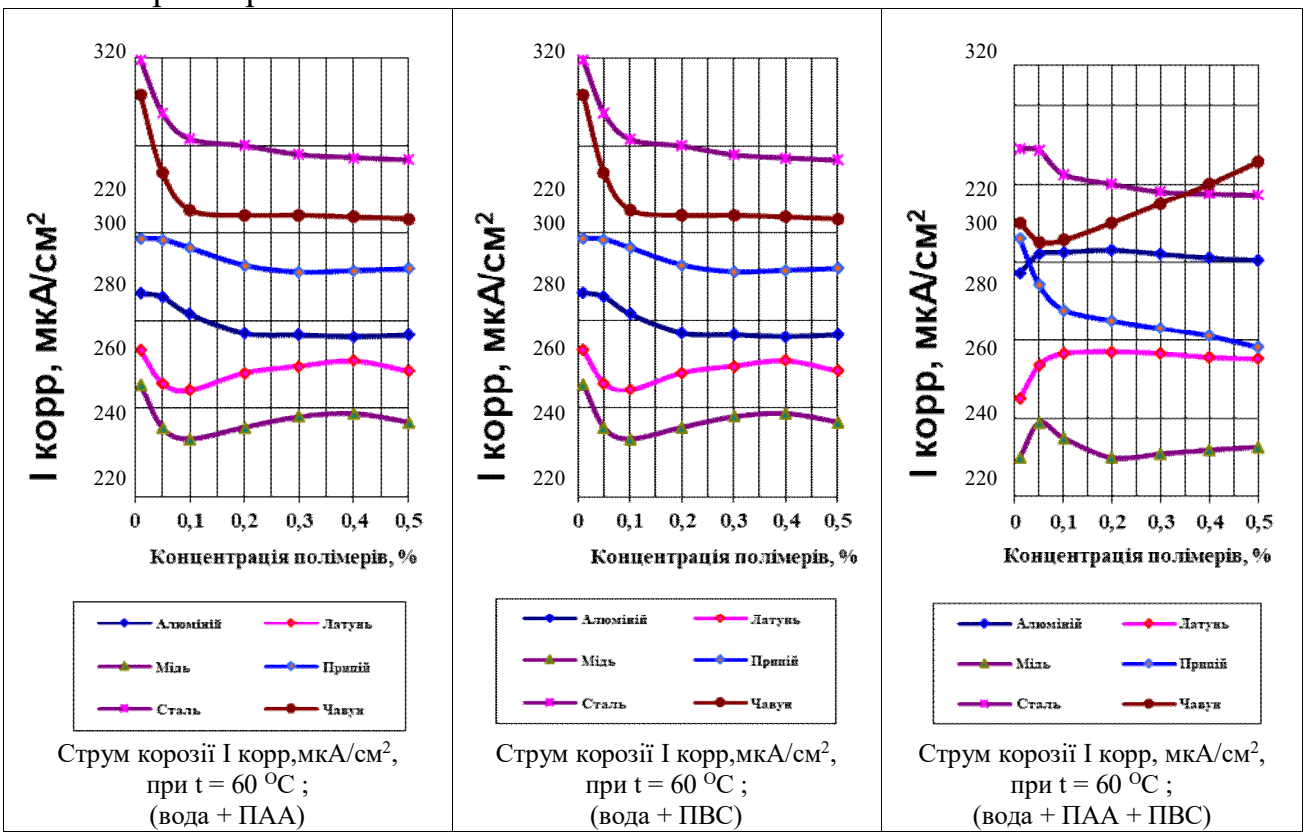
Таблиця 1. Корозійні струми в водних розчинах. ($t_р$ = 20 °С)

рідина / метал	вода без присадок	розчин прис. I			розчин прис. II		
	$\Delta G_к$·10-2, г/(м^2 ·доб)	$\Delta G_к$· 10-2, г/(м^2 ·доб)	$Z_Г$, %	$\gamma_Г$	$\Delta G_к$· 10-2, г/(м^2 ·доб)	$Z_Г$, %	$\gamma_Г$
сталь СТ20	0,1210	0,0007	99,4	174,1	0,0011	99,2	114,8
чавун СЧ24	0,3050	0,0240	92,7	12,7	0,0257	92,0	11,9
алюміній сплав червоний9	0,0352	0,0182	50,0	1,93	0,0071	80,0	5,0
латунь Л63	0,0566	0,0144	75,0	3,93	0,0144	75,0	3,93
мідь М1	0,0018	0,0007	40,0	2,45	0,0007	40,0	2,45

Порівняння коефіцієнтів захисту присадками I і II дозволяє зробити висновок, що присадку I доцільно застосовувати в системах охолодження, елементи і деталі яких виготовлені переважно з чорних металів, так як вона забезпечує більш ефективний захист стали і чавуну, ніж присадка II, яка має більш високі коефіцієнти захист латуні і алюмінієвих сплавів.

Для дослідження впливу концентрації присадки на інтенсивність корозії використовувався потенціостатичний метод. Струми корозії у водних розчинах, що містять присадки, представлені на рис. 2.

У проведених випробуваннях було відмічено підвищення захисного ефекту від введення присадок з ростом температури рідини. Високі коефіцієнти захисту, що забезпечуються присадками, достовірність яких доводиться тим, що вони були отримані різними методами, свідчать, що розроблені присадки відповідають сучасним вимогам, що пред'являються до інгібіторів корозії.



Струм корозії I корр,мкА/см^2, при t = 60 °С ; (вода + ПАА)

Струм корозії I корр,мкА/см^2, при t = 60 °С ; (вода + ПВС)

Струм корозії I корр, мкА/см^2, при t = 60 °С ; (вода + ПАА + ПВС)

Рис. 2. Корозійні струми в водних розчинах.

Вплив параметрів охолодження на екологічні показники ДВС.

Найбільш істотний вплив на токсичність і димність відпрацьованих газів комбінованих ДВС чинять тиск і температура наддувочного повітря. "Утеплення" деталей ЦПГ внаслідок введення присадок в охолоджуючу рідину і переходу на високотемпературне охолодження призводить до підвищення температури робочого тіла під час процесу стиснення. Отримані результати свідчать, що підвищення температурного рівня в циліндрі за рахунок впливу на теплофізичні властивості охолоджувальної рідини скорочує період затримки запалення до 15%, а за рахунок нанесення теплоізоляційних покриттів - до 30%. Найбільш істотний вплив "утеплення" деталей ЦПГ проявляється при роботі на малих навантаженнях. Скорочення періоду затримки запалення палива призводить до зменшення швидкості наростання тиску в процесі згоряння і жорсткості роботи двигуна, зниження температури і тиску в кінці згоряння, що сприятливо позначається на емісії токсичних речовин, перш за все NO_x і альдегідів R*CHO, істотно знижуючи її.

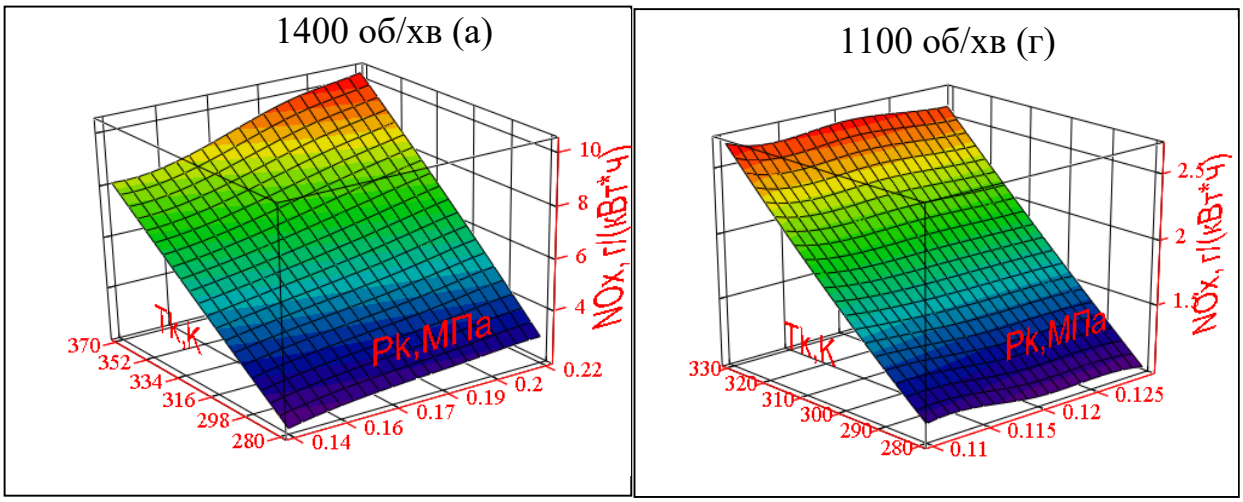
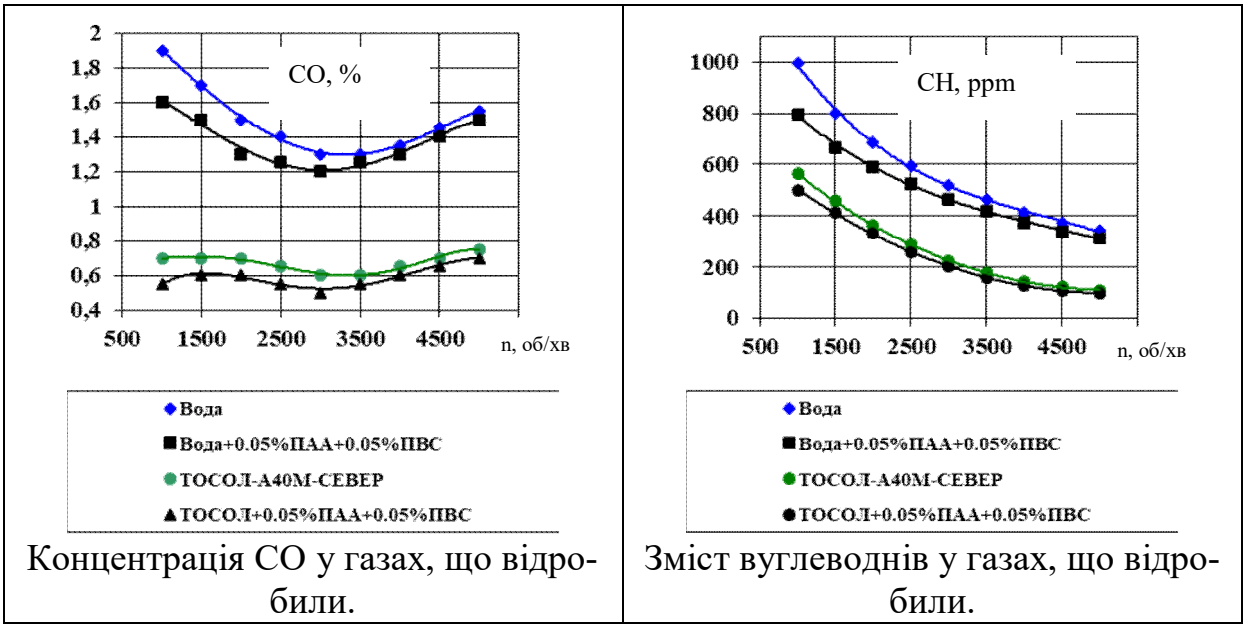


Рис. 3. Залежність викидів оксидів азоту від параметрів надувного повітря на режимах гвинтової характеристики.

Визначення токсичності відпрацьованих газів при проведенні моторних випробувань підтвердило вплив складу охолоджувальної рідини на концентрацію в них оксиду вуглецю CO і вуглеводнів C_nH_m (рис.4).



Концентрація CO у газах, що відробили.

Зміст вуглеводнів у газах, що відробили.

Рис. 4. Вплив состава охолодної рідини на токсичність відпрацьованих газів

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Тузов Л. В., Безюков О. К., Жуков В. А. Ингибирование кавитационно-коррозионных разрушений и накипеобразования в системах охлаждения ДВС. // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвузовский сборник научных трудов. Выпуск XIV. М.: МАМИ, 1998. - С. 142-149.
2. Марков В. А. Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 160.
3. Жуков В. А. Научные основы повышения эксплуатационных показателей высокооборотных судовых ДВС совершенствованием их охлаждения. Автореферат диссертации. Санкт-Петербург, 2012. — 38 .
4. Разуваев А. В. Повышение эффективности энергетических установок / А. В. Разуваев, Е. А. Соколова, Е. А. Разуваева // Вестник Саратовского гос. техн. ун-та. — 2010. — Т. 3. — № 1. — С. 150–159.
5. Жуков В. А. Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова — М.: Машиностроение, 2015, №4. — С. 1–3.
6. Дорохов П. А. Теоретическое исследование теплопереноса и распределения теплоты в судовом двигателе внутреннего сгорания / П. А. Дорохов, А. Ф. Дорохов // Вестник Астраханского гос. техн. ун-та. Серия: Морская техника и технология. — 2011. — № 1. — С. 101–104.

УДК 621.812

Яковець П.Р., кер.доц. Заблоцький Ю.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення паливної економічності та екологічних показників роботи суднових дизелів шляхом хімічної обробки палива

Постановка проблеми у загальному вигляді. Основним джерелом енергії для теплових двигунів суднових енергетичних установок (дизелів, газових турбін і котлів) є рідке паливо. Результати впровадження різних досліджень по можливості використання в енергетичних установках морських суден вугільного пилу, диметилового ефіру, рапсової мастили і ряду інших видів альтернативного палива, носять одиничний характер. Крім того, подібні дослідження виконувалися для двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) невисокої потужності (до 50 кВт), що використовуються в стаціонарних енергетичних установках. Ефективність і економічність роботи транспортних суден прямо залежить від витрат на паливо, частка яких в загальних фінансових витратах на експлуатацію судна займає перше місце. Оптимізація витрат палива і підвищення ефективності його використання за рахунок активації його енергетичних характеристик сприяє збільшенню функціонування всієї пропульсивної установки. Зниження витрати палива, а також поліпшення енергетичних та екологічних показників роботи суднових ДВЗ можливо досягти завдяки впровадженню хімічної обробки палива, найбільш розповсюдженими засобом якої є використання присадок до палива.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Паливо, що потрапляє на судно як джерело енергії, підлягає обробки та підготовки на протязі всього «життєвого» циклу – від знаходження в вантажних танках (де воно в залежності від автономності плавання судна зберігається від де кольких днів до місяця), до паливної апаратури високого тиску (яка забезпечує його впорскування в циліндр дизеля). Питання, що пов’язані з технологією обробки палива найбільш розповсюдженими методами – сепарацією, фільтрацією, підігрівом, а також с визначенням енергетичних витрат на їх проведення, розглядалися у роботі [1], робота [2] присвячена вивченню альтернативного методу – ультразвукової кавітаційної обробки палива. Серед альтернативних методів обробки палива існують також такі, що використовують магнітні та електричні поля, а також гідродинамічну дію. Хімічна обробка палива шляхом використання паливних присадок вивчалась у дослідженні [3], але результати, що були при цьому отримані, відносяться к окремим типам хімічних продуктів, тому подальше вивчення хімічної обробки палива, а також розповсюдження цих досліджень на більш широкий спектр хімічних препаратів, та видача рекомендацій, що підтверджені експериментальними дослідженнями, є актуальним завданням для такого наукового напрямку, як річковий та морський транспорт.

Постановка завдання. На даний момент конструктивне і технологічне виконання суднових ДВЗ досягло своєї досконалості, що забезпечує міні-

льні питомі витрати палива даних типів теплових двигунів в порівнянні з іншими (паровими котлами та газовими турбінами). Тому використання присадок до палива вважається одним із шляхів підвищення паливної економічності дизелів. При цьому головним завданням при використання будь яких присадок залишається питання визначення їх оптимальної концентрації, при якої забезпечуються як найкращі економічні, енергетичні, та екологічні показники.

Виклад основного матеріалу дослідження. Суднові ДВЗ є найбільшими споживачами рідкого палива. Потужність головних і допоміжних двигунів суднових енергетичних установок лежить в діапазоні від декількох сотень до десятків тисяч кіловат. При середньому питомій ефективному витраті палива 180...185 кг/(кВт·год) добова витрата палива головним двигуном може становити 50 тонн/добу, а допоміжними двигунами, кількість яких на сучасних суднах до чотирьох, а число паралельно працюючих до трьох, 10...12 тонн/добу. В таких умовах навіть мінімальне зниження витрати палива на 3...4 кг/(кВт·год) призводить до суттєвої економії палива і скорочення експлуатаційних витрат.

Відповідно до стандарту на паливо DIS DP-8217, розробленого міжнародною організацією по стандартизації ISO, в суднових двигунах внутрішнього згоряння використовуються два сорти дистилятного палива – чисте дизельне паливо DMB і змішане паливо DMC, а також очищене паливо RM. Діапазон в'язкості палив класу DMB і DMC при 100°C лежить в межах 5...10 сСт, а їх густина при 15°C становить 820...850 кг/м^3. В зв'язку з цим дані сорти палива називають легкими. Палива класу RM (RMG, RMH, RMK) мають в'язкість при 100°C 35...55 сСт і густину при 15°C 990...1010 кг/м^3 і називаються важкими. Важкі сорти мають більш низьку вартість в порівнянні з легкими, що визначає їх використання в суднових дизелях для скорочення фінансових витрат на придбання палива. Також необхідно відзначити, що важкі сорти палив застосовуються для забезпечення роботи суднових дизелів на всіх режимах роботи, в тому числі на режимах пуску та реверсування.

Для дослідження, результати якого викладені у статті, використовувались наступні присадки до палива: AmergyXLS та Yunic555D. Паливна присадка AmergyXLS призначена для низько сірчистих палив, тому вона використовувалась в паливної системі суднового середньо-обертового двигуна 6N18L фірми Yanmar. Паливна присадка Yunic555D додається в паливо підвищеної в'язкості з максимально можливим вмістом сірки. Саме тому вона використовувалась в паливної системі суднового мало-обертового двигуна 5S50MC фірми MAN Diesel.

Вказані присадки мають наступні характеристики.

AmergyXLS – це суміш дисперсантів, активаторів згоряння, миючих засобів і мастильних присадок, призначена для зведення до мінімуму наслідків паливної нестабільності і зносу металевих поверхонь, що знаходяться в безпосередньому контакті один з одним. Палива з низьким вмістом сірки володіють низькими мастильними властивостями, необхідними для мінімізації

безпосереднього контакту металевих деталей паливної системи і двигуна. Таким чином, тривале використання дизельного палива з низьким вмістом сірки може призвести до надмірного зносу плунжерних пар паливних насосів високого тиску, а також розпилювачів форсунок. Присадка до палива AmergyXLS містить високоефективні мастильні компоненти, які зводять до мінімуму прямий контакт металевих частин і збільшують термін служби елементів паливної системи, дозволяючи використовувати низькосірчисті види палива, що володіють кращою спаленність. Довгострокове зберігання дизельного палива часто призводить до утворення осаду, викликаному нестабільністю палива, який в свою чергу викликає проблеми при зберіганні і в обслуговуванні. Присадка до палива AmergyXLS призупиняє утворення осаду і таким чином запобігає утворенню шламу, і засмічення фільтра. Забезпечення правильного впорскування надзвичайно важливо для підтримки належного рівня згоряння палива в дизельному двигуні. Вуглецеві відкладення, що утворюються на соплах розпилювача, можуть серйозно вплинути як на радіус розпилення, так і на розмір частинок, що розпилюються. Це в свою чергу веде до зниження якості згоряння палива, утворення диму і нагару. Миючі засоби, що містяться в AmergyXLS, підтримують сопла розпилювача в чистому стані, запобігаючи їх засміченню, і таким чином сприяють кращому згорянню палива.

Yunic555D містить у своєму складі поверхнево-активний агент, який запобігає агломерації асфальтенів, тому забезпечує відсутність осаду у витратної цистерні, а також адсорбцію парафінових фракції на поверхнях паливної апаратури як системи низького, так і високого тиску. Підвищує диспергування складових часток палива на дуже дрібні частинки (до де кольких десятків нанометрів) у його обсязі, що призводить до кращого розпилення та сумішоутворення з повітрям і покращує згоряння.

Рівень дозування присадок варіюється в широких межах і залежить від призначення присадки і характеристик паливної системи, в якій вона використовується. Присадки, які вводяться в паливні цистерни або окремі ділянки паливних магістралей для біологічного впливу на паливо або для зниження гідравлічних втрат, дозуються в співвідношенні 1:8000...1:12500. Присадки, що забезпечують поліпшення процесу згоряння палива, вводяться в нього в пропорції 1:1000...1:8000. І в тому, і в іншому випадку дозування може змінюватися в залежності від конструкції двигуна, експлуатаційного стану паливної системи, рівня забруднення палива в цистернах, елементарного складу палива (в залежності від вмісту домішок ванадію, натрію і сірки).

Як вказувалось раніше, оптимальний діапазон дозування присадок визначається експериментально, в зв’язку з цим при дослідженнях, пов’язаних з присадкою AmergyXLS, вибиралися такі співвідношення присадки і базового палива – 1:2000, 1:3500, 1:5000, 1:6500 і 1:8000. При цьому найменше значення питомої витрати палива були отримано при концентраціях 1:3500 і 1:5000, які і були прийняті для подальших досліджень. Номограма, що хара-

ктеризує зниження питомої витрати палива для різноманітних концентрації присадки AmergyXLS у паливі надана на рис. 1.

Також при експериментальних випробуваннях визначався вплив присадок до палива на екологічні показники роботи суднового дизеля – вміст SO_x і NO_x в випускних газах. Судова емісія шкідливих речовин у випускних газах є актуальною проблемою, її вирішення має забезпечити екологічні параметри роботи суднових дизелів при їх роботі як в світовому океані, так і в особливих районах. Результати цих досліджень наведені на рис. 2 і 3 та свідчать про поліпшення екологічних параметрів роботи дизеля, при цьому найбільше зниження рівня шкідливих викидів спостерігається в діапазоні навантажень 65...80% – найбільш характерних для експлуатації допоміжних двигунів морських суден.

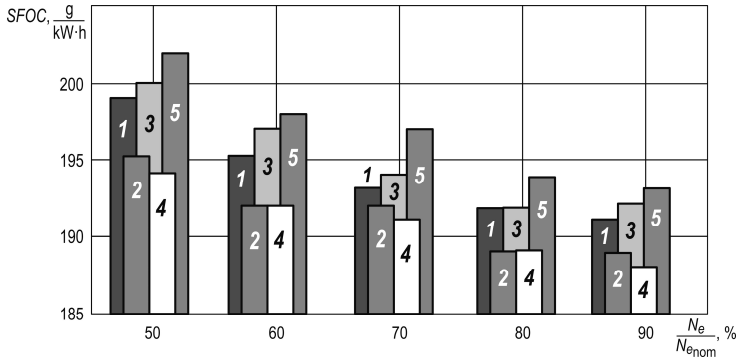


Рис. 1. Залежності питомої витрати палива SFOC дизеля 6N21L від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{nom}}$ для різних концентрацій присадки AmergyXLS в паливі: 1 – 1: 2000; 2 –1: 3500; 3 –1 6500; 4 –1: 5000; 5 –1: 8000

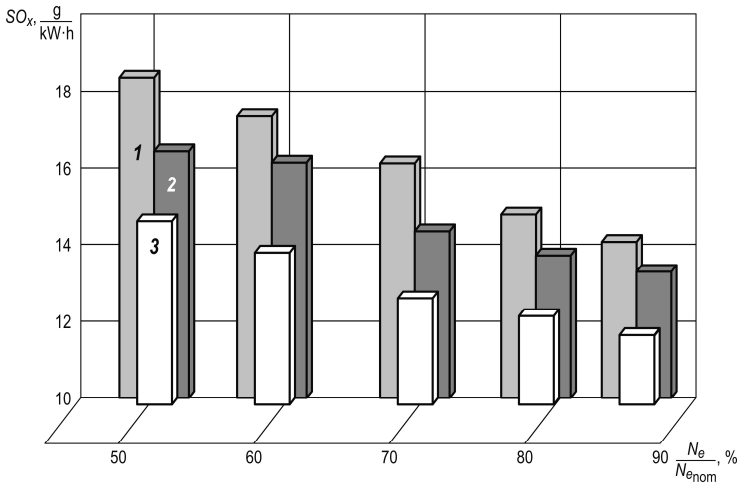


Рис. 2. Зміна концентрації SO_x в випускних газах суднового дизеля 6N21L від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{nom}}$:
1 – робота на паливі без присадки; 2 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:3500; 3 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:5000

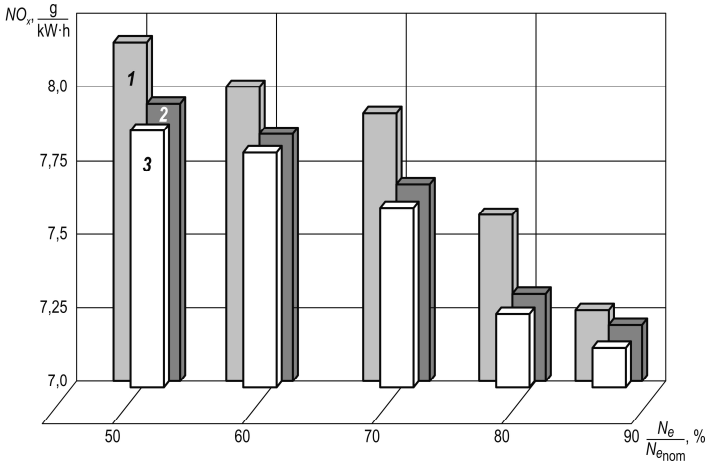


Рис. 3. Зміна концентрації NO_x в випускних газах суднового дизеля 6N21L від його від відносної потужності N_e/N_{enom}:
1 – робота на паливі без присадки; 2 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:3500; 3 – робота на паливі з концентрацією присадки 1:5000

Оптимальна концентрація присадки Yunic555D визначалась співвідношенням 1:6000. При використанні цієї присадки в паливної системі дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel та його індицюванні була отримана індикаторна діаграма, що наведена на рис. 4.

Наведені дані свідчать про покращення процесу згоряння палива, зокрема зниженню період затримки запалювання (яке у разі використання присадки Yunic555D здійснюється у точки *a*, порівняно з точкою *d*, коли дизель працює на паливі без присадки), зміщенню згоряння в бік ізохорного процесу (крива *a–b* на індикаторній діаграмі при використання присадки Yunic555D, та крива *d–e* на індикаторній діаграмі без використання присадки), та скороченню періоду догоряння палива на лінії розширення (крива *b–c* на індикаторній діаграмі при використання присадки Yunic555D, та крива *e–f* на індикаторній діаграмі без використання присадки). Вказане сприяє зниженню питомої витрати палива на всьому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля (рис. 5).

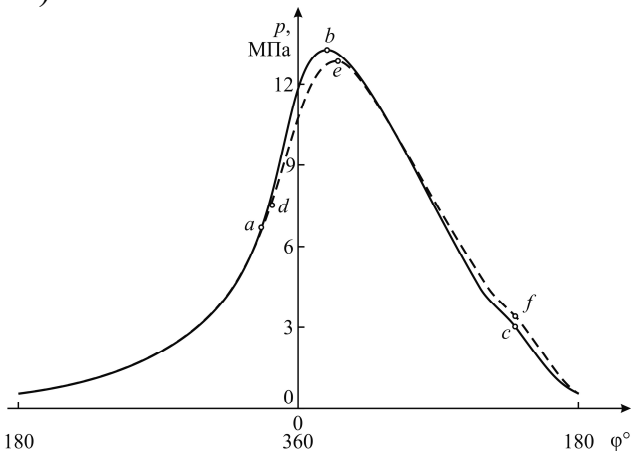


Рис. 4. Результати індицювання суднового дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel:
—— – без використання присадки до палива Yunic555D;
- - - – при використання присадки до палива Yunic555D

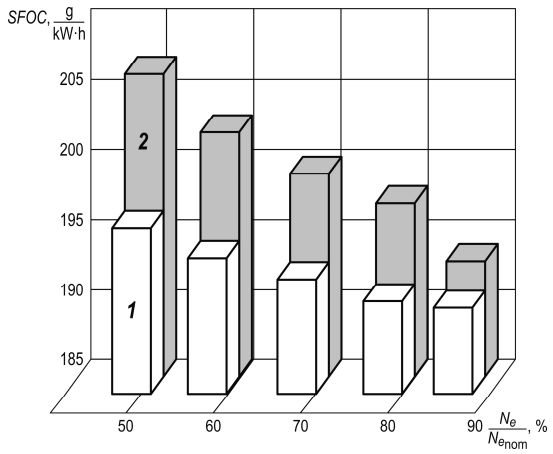


Рис. 5. Залежності питомої витрати палива SFOC дизеля 5S50MC фірми MAN Diesel від його відносної потужності $N_e/N_{e\text{nom}}$:
1 – при використання присадки до палива Yunic555D;
2 – без використання присадки до палива Yunic555D

Висновки та перспективі подальших досліджень. Дослідження, що були виконані, та результаті, що отримані, дозволяють зробити наступні висновки.

1. Одним з методів покращення експлуатаційних властивостей палива є використання паливних присадок, які можуть вводитися в паливну систему в різних точках: відстійному танку, витратному танку, паливних магістралях, а також перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля (перед паливними насосами високого тиску).

2. Використання присадок до палива призводить до підвищення паливної економічності суднового дизеля – зниженню питомої витрати палива від 3,5 до 5,8 %. Це спостерігається при експлуатації як двох-, так і чотиритактних дизелів. При цьому максимальне підвищення паливної економічності відбувається в діапазоні 50...60% навантаження дизеля, тобто режимів, що характеризуються найбільшим експлуатаційним періодом роботи, а також підвищеною тепловою напруженістю.

3. У разі застосування присадок до палива суттєво поліпшуються екологічні показники роботи дизеля. При цьому досягається зниження на 1,4...4,3% концентрації NO_x в випускних газах, а також на 15,6...22,9% знижується концентрація SO_x в випускних газах. Наведені факти особливо важливі в розрізі виконання вимог AnnexIV MARPOL73/78 та найбільш актуальні для чотиритактних дизелів, що тривалий час працюють у прибережних акваторіях і акваторіях морських портів.

Концентрація присадки має оптимальне значення, визначається експериментально і залежить від характеристик дизеля і використовуваного палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Добровольский В. В. Энергетическая эффективность топливных систем современных транспортных судов, работающих на высоковязких сортах тяжелых топлив вязкостью 380 мм^2/с и выше / В .В. Добровольский, В. Г. Солодовников //Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2013. – №32. – Одесса: ОНМА. – С. 101-112.

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

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

УДК: 621.436.03

Мазур Б.В., кер.доц. Черныш И.И.
Национальный университет "Одесская морская академия"

Дослідження процесів розпилювання і впорскування палива в дизелях

Вступ

Робоча суміш в дизелі утворюється у середині циліндра. На процеси сумішоутворення і згоряння палива в дизелі відводиться відносно короткий проміжок часу (0,005…0,05 с).

В рідинній фазі паливо не згоряє. Для того,щоб паливо згоріло, необхідне його повне випаровування. Температура заряду у кінці стиснення забезпечує можливість випаровування, однак для прискорення цього процесу необхідне розпилювання палива на самі малі каплі. Завдяки розпилюванню збільшується поверхня випаровування і скорочується тривалість процесу.

Для оцінки якості розпилювання використовують характеристики розпилювання.

Розпилювання палива

Розпилювання і сумішоутворення являються передчасними процесу згоряння, істотно впливають на його протікання. Техніко-економічні показники роботи двигунів визначаються досконалістю розпилювання і сумішоутворення до початку і в процесі розвинутого згоряння палива.

Умовою якісного сумішоутворення в дизелях є тонке роздроблення і розпилення палива на велику кількість капель малого діаметра (5-50 мк), досить рівномірно розподілених в масі стиснутого повітряного заряду. Вимоги до тонкощі і якості розпилювання зростають з підвищенням частоти обертів і форсування двигунів.

Тонке розпилювання сприяє скороченню процесу затримки займання, тому що більш дрібні каплі з більшою відносною поверхнею швидше нагріваються, випаровуються і вступають в реакції окислення. Таким чином, факел палива повинен володіти якісної мікроструктурою. Для цього паливо впорскують під високим тиском (у межах 70-190 мПа), величина якого залежить від швидкохідності двигуна, розмірів циліндра і типу камери згоряння.

Тонкість розпилювання характеризується величиною середнього діаметра капель, що утворюються при впорскуванні палива. Крім того, розпилю-

вання має бути однорідним. Однорідність розпилювання визначається відхиленням діаметрів капель від середнього розміру.

Про якість розпилювання судять відповідно кривим, так званим характеристикам розпилювання, наведеним на (рис.1.1).

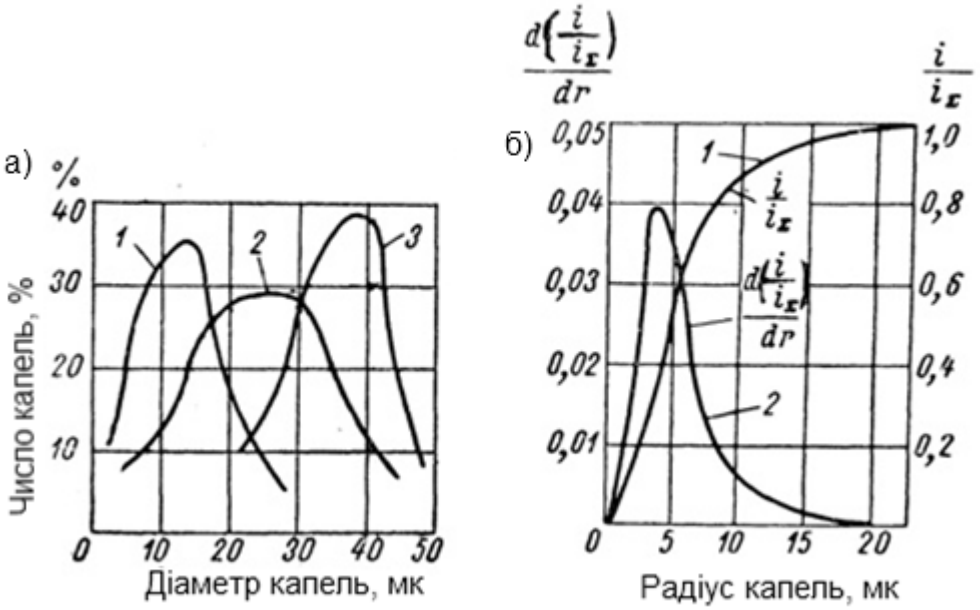


Рис.1.1 – Характеристики розпилювання: *а* – абсолютна за числом капель; *б* – відносних сум капель $\frac{i}{i_\Sigma}$ (крива 1) і відносних частот капель $\frac{d\left(\frac{i}{i_\Sigma}\right)}{dr}$ (крива 2).

Їх будують експериментальним шляхом, тому що теоретичне визначення діаметра капель палива занадто важко. Існуючі аналітичні формули, засновані на значних припущеннях, не забезпечують достатньої інженерної точності. Найчастіше розміри і число капель визначають у спеціальних камерах, в яких на особливу пластинку уловлюють каплі факела палива. Пластину покривають кіптю, гліцерином, окисом магнію або іншою речовиною, яка уловлює каплі палива. З пластинки виготовляють мікрофотографію, по якій підраховують число капель і вимірюють їх діаметр. Поряд з цим застосовується ваговий метод.

Найбільший інтерес представляє метод імітації факела палива рідким парафіном. Парафін нагрівають до стану, коли його параметри (коефіцієнт поверхневого натягу і в'язкість) приблизно зрівнюються з параметрами палива. При збереженні умов впорскування однаковими факел парафіну буде наближено подібний факелу палива. Каплі розпорошеного парафіну, рухаючись у повітрі, застигають і уловлюються в спирт. Після уловлювання каплі піддають «мокрому» просіванню через ряд сит з різними розмірами отворів. Це дає можливість визначити вагову частку груп капель, які осіли на відповідних ситах. За результатами зважування встановлюють розподіл капель за діаметрами, а також однорідність розпилювання. На (рис.1.2) наведена збільшена фотографія капель парафіну, які осіли на одному із сит.

За даними вимірів будують характеристики розпилювання. На (рис. 1.1,а) на осі абсцис відкладені діаметри капель в мк (10^{-6} м), а по осі ординат – чи-

сло капель одного розміру у відсотках від усієї кількості, що розмістилися на певній площині, наприклад в полі зору мікроскопа.

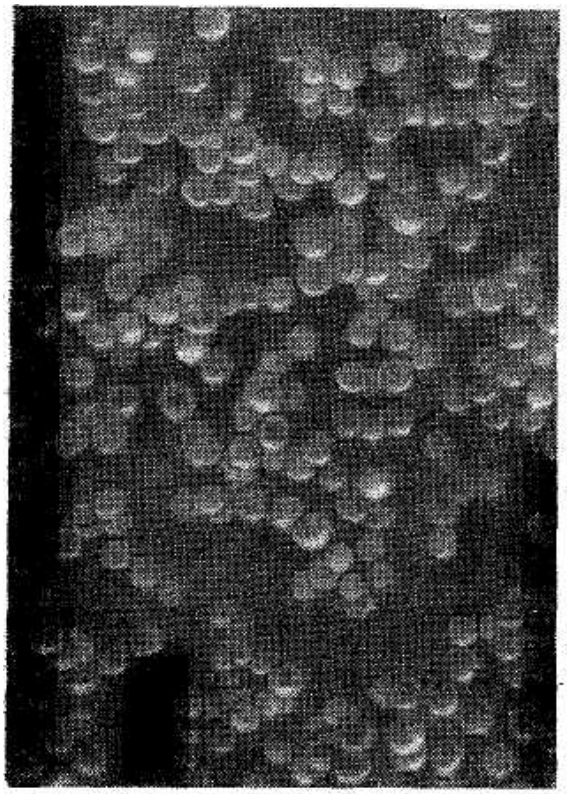


Рис.1.2 – Фотографія капель парафіна

Тонкість розпилювання і однорідність не мають між собою безпосереднього зв'язку і в залежності від результатів і умов розпилювання можуть поєднуватися по-різному. Так, крива (1) відповідає тонкому і однорідному розпилюванню, крива (2) – середньому і неоднорідному, а крива (3) – грубому і однорідному. Тонкість розпилювання тим вище, чим ближче максимум кривої характеристики до початку координат, а однорідність тим вище, чим крутіше гілки кривої по обидві сторони від максимуму. При абсолютно рівномірному розпилюванні його характеристика перетворилась би у вертикальну пряму при певному радіусі крапель.

Більш правильне уявлення про середній радіус капель дають характеристики, побудовані в інших координатах (рис.1,1,б). На осі абсцис відкладають радіуси капель в мк, по осі ординат – відношення $\frac{i}{i_\Sigma}$, де i— число капель, радіус яких дорівнює або менше визначеного радіусу r, а i_Σ— загальне число капель. Крива $\frac{i}{i_\Sigma} = f(r)$ називається кривою відносних сум капель («числова крива сум»); похідна цієї функції називається кривою

$$\frac{d\left(\frac{i}{i_\Sigma}\right)}{d_r} = f^1(r)$$

відносних частот капель («числова крива частот»). Чим крутіше підйом кривої відносних сум або чим менше *r*, відповідний максимуму кривої відносних частот, тим тонше розпилювання палива.

Найбільший вплив на тонкість і однорідність розпилювання чинять тиск впорскування, протитиск середовища, частота обертів розподільного вала паливного насоса (швидкість плунжера), в'язкість палива, діаметр і конструкція сопла та ін. Зі збільшенням тиску впорскування зростає швидкість витікання струменя і зменшується середній діаметр капель. Так, при однаковому тиску середовища, куди робилось впорскування, зміна тиску впорскування з 5 до 30 мПа призвело до зменшення середнього діаметра капель палива з $40 \cdot 10^{-6}$ до $4{,}37 \cdot 10^{-6}$ м. Оптимальні тиски впорскування для суднових дизелів: для мало обертових – 80…100 мПа, для високообертових – 100…190 мПа і вище; при використанні насос-форсунок вони доходять до 120…200 мПа. Високі тиски впорскування на номінальних режимах крім інших факторів визначаються умовою забезпечення розпилювання на малих обертах. Оптимальні тиски розпилювання палива встановлюють при доведенні перших дослідних двигунів за питомою витратою палива, ступеня димності випуску та іншим побічними показниками.

Збільшення протитиску, тобто щільності середовища, в яку здійснюється впорскування, призводить до зростання впливу сил аеродинамічного опору повітря на струмінь палива, що сприяє кращому розпилюванню. Однак в дизелях, де параметри кінця стиснення змінюється відносно мало, тому вплив протитиску на якість розпилювання незначний.

Збільшення в’язкості призводить до більш грубого розпилювання. На (рис.1.3) наведені характеристики розпилювання отримані для трьох палив з різною кінематичною в’язкістю: $\eta_к$ =0,26; $\eta_к$ =0,40; $\eta_к$ =0,985.

Крім того що паливо необхідно розпилювати тонко і однорідно (мікроструктура суміші), воно повинно бути рівномірно розпилено по всьому об’єму КЗ (макроструктура суміші). Для цього конфігурація КЗ повинна відповідати формі, напрямку і кількості паливних факелів. В свою чергу кожен паливний факел повинен мати обумовлену далекобійність, щоб використовувався увесь заряд повітря в КЗ і щоб частки палива не потрапляли на її стінки. Для покращення макроструктури суміші намагаються надати повітрю організований обертально-вихровий рух в КЗ (завихрення).

Розпад паливного струменя на дрібні краплі обумовлений зовнішніми силами аеродинамічного опору повітря, силами поверхневого натягу і внутрішнього зчеплення палива, початковими збурюваннями на поверхні струменя палива, пов'язаними з конструкцією соплових отворів і силами внутрішнього збурювання, які виникають при різних швидкостях витікання з сопел. В результаті дії цих факторів паливний струмінь розпадається на окремі краплі на певній відстані від соплового отвору.

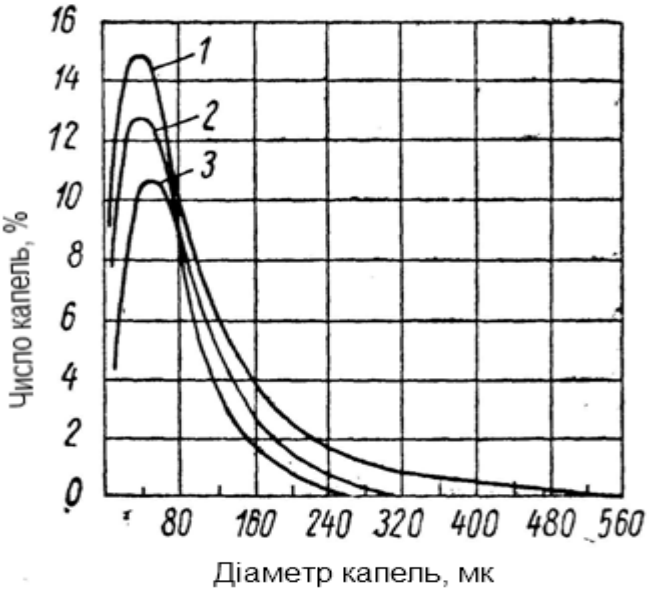


Рис.1.3 – Вплив в’язкості палива на якість розпилювання

1– $\eta_к$ = 0,26; 2 –$\eta_к$ = 0,40; 3– $\eta_к$ = 0,985

Схема розпаду струменя палива з утворенням окремих ниток і капель наведена на (рис.1.4). Струмінь палива розбитий на чотири концентричних кільцевих перетинів, швидкості руху в яких наведені ординатами 1 – 4.

Зовнішній кільцевий перетин 4 має найменшу швидкість витікання через опір повітря, а внутрішнє ядро – найбільшу. За рахунок різниці швидкостей виникає радіальний рух палива від ядра до зовнішньої поверхні струменя, яке загальмовує швидкості руху в окремих кільцевих перетинах. Отже, розпад струменя обумовлений тертям струменя рідини через сопловий отвір і виникаючим радіальним рухом палива, тобто, пошаровим кільцевим розчепленням. Прискоренню розпаду струменя сприяє турбулізація палива в розпилювачі, що досягається при певному значенні швидкості витікання. Турбулізація – один з основних факторів, що сприяють розпилюванню в дизелях з безпосереднім впорскуванням. Тому швидкість витікання при безкомпресорному розпилюванні повинна бути не менше 150 м/с і в окремих випадках становить 150…400 м/с.

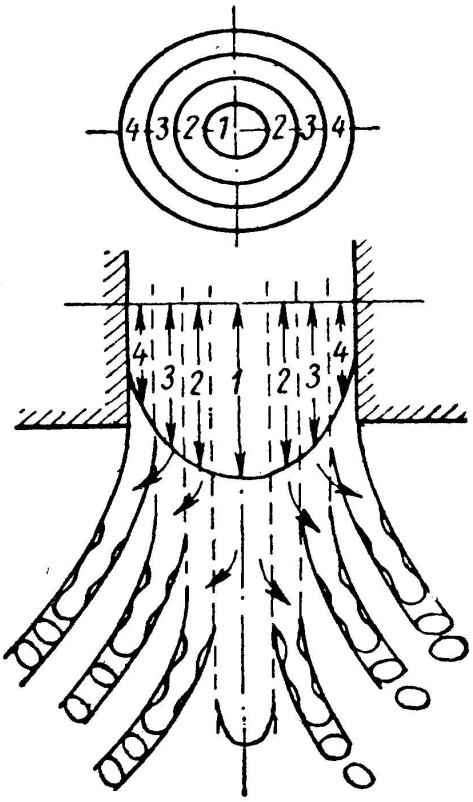


Рис.1.4 – Схема утворення ниток і капель в струмені палива

Струмінь палива при виході з отвору сопла розширюється і подовжується, утворюючи факел. У середині поперечного перетину факела рухається компактна маса грубо розпилених часток палива, яка володіє великою швидкістю і енергією, так званим стрижнем, або ядром факела. Навколо ядра рухаються з поступово зменшеною до периферії швидкістю більш дрібні каплі палива. Зовнішня поверхня складається з найбільш дрібних капель, що утворюють оболонку факела. При цьому ядро факела безперервно поповнюється новими каплями палива, які володіють значною кінетичною енергією, витісняють до периферії частки палива, які втратили первинну поступальну швидкість. Глибина проникнення факела в камері згоряння обмежується поглинанням енергії факела опором зовнішнього середовища.

Об'ємний розподіл капель у факелі палива можна заміряти шляхом уловлювання різних частин струменя фільтрувальним папером, що закладається в особливі стаканчики або лійки, розташовані на різних відстанях від сопла відповідно спіралі. Зважування паперу дозволяє встановити кількість палива, що проходить через перетини, рівні площини фільтрувального паперу.

На (рис.1.5) наведені результати виміру об'ємного розподілу у факелі палива, що впорскується при тиску 19,7 мПа в стиснуте повітря з тиском 1,36 мПа при 200 хв$^{-1}$ обертання валу паливного насоса. Розміри соплових отворів (0,63 × 1,26)10^{-3} м. Під «потоком» розуміють відношення кількості палива Q кг, що припадає на площину круга, описаного з центру факела в будь-якому його перетині, до тілесного кута, утвореного конусом з основою, яка визначається цим кутом (тілесний кут вимірюється в стерадіанах). Тонкими суцільними лініями наведені геометричні місця однакових «потоків», штрих-

пунктиром – криві «потоку» для різних перетинів (1-20), пунктиром – теоретичні кордони згоряння, де концентрація палива відповідає коефіцієнту надлишку повітря α = 1. З рисунка ясно видно збільшення концентрації палива в міру наближення до ядра і сопловим отворам.

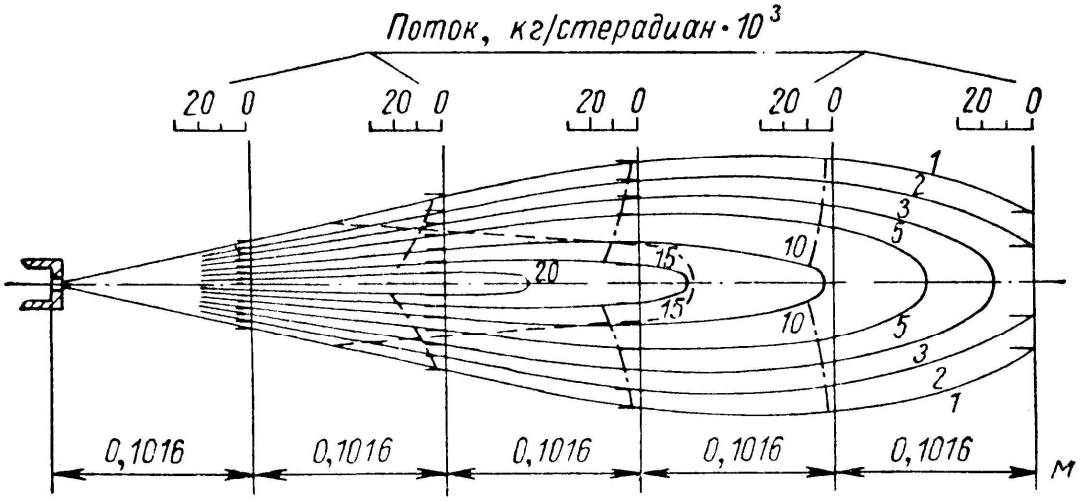


Рис.1.5 – Розподіл палива у факелі при впорскуванні в стиснуте повітря (отримано дослідно)

Наведені діаграми розподілу палива у факелі отримані на дослідах в бомбах і дають тільки якісне уявлення про структуру факела. У циліндрі двигуна процес ускладнюється наявністю вихрових потоків повітря в КЗ, високою температурою навколишнього середовища, частковим випаровуванням палива до займання та іншими факторами.

Істотне значення для процесів сумішоутворення і згоряння має далекобійність паливного факела. Вона визначає глибину проникнення вершини струменя за певний проміжок часу і повинна відповідати розмірам КЗ. Факел палива повинен проходити всю КЗ, але не повинен зачіпати її стінок щоб уникнути неповного згоряння палива, утворення нагару і локального перегріву головки поршня. Особливе значення далекобійність має при безпосередньому впорскуванні в нерозділені КЗ.

З далекобійністю і тонкістю роспилювання тісно пов'язаний кут конуса струменя. Чим дрібніше краплі, на які розпилюється факел, тим швидше вони втрачають поступальну швидкість і відтісняються до периферії, утворюючи більш тупий кут конуса струменя. У зв'язку з впливом багатьох факторів на далекобійність факела (різниця швидкостей капель, попутний потік повітря, що захоплюється факелом, різні температури, щільність і швидкість середовища КЗ (та ін.). Розрахункове визначення дальнобійності факела представляє великі труднощі. Тому розвиток факела вивчають експериментально, використовуючи миттєві фотографії факела, освітлюваного на короткі проміжки часу. На (рис.1.6) наведені фотознімки послідовного розвитку факела в часі. За масштабом фотознімків і відомому проміжку часу між знімками можна встановити закономірності зміни розмірів і форми факела.

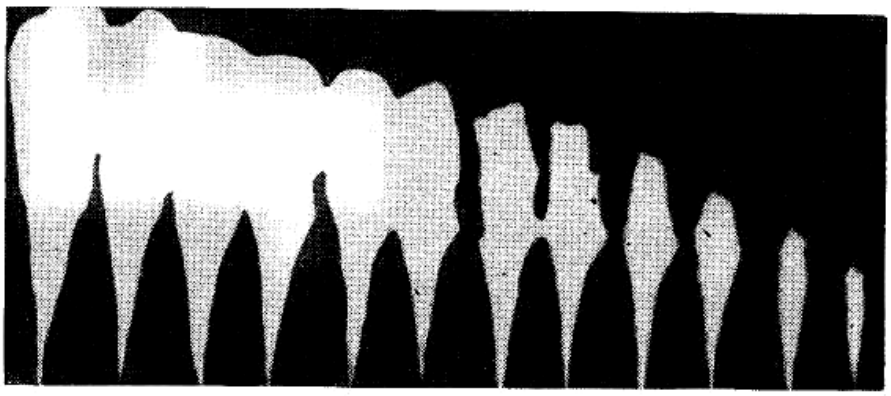


Рис.1.6 – Розвиток факела палива в часі

На (рис.1.7) наведені експериментальні криві зміни довжини L швидкості руху його фронту ω і ширини конуса розпилювання В для різних протитисків при частої обертання вала насоса 1000 хв$^{-1}$ і діаметрі сопла 0,0006 м. Із графіка видно, що швидкість факела швидко зменшується (від 125 на початку до 25м/с в кінці процесу впорскування) під впливом опору повітря, а довжина (далекобійність) за часом приблизно у відповідності параболічному закону. Найбільша ширина факела В зростає від 0,12м при 5^0 до 0,25м при 25^0. Кут конуса факела при впорскуванні через гладке одно дірчате сопло наведеного раніше розміру при тиску впорскуванні 15 мПа складав приблизно 20^0.

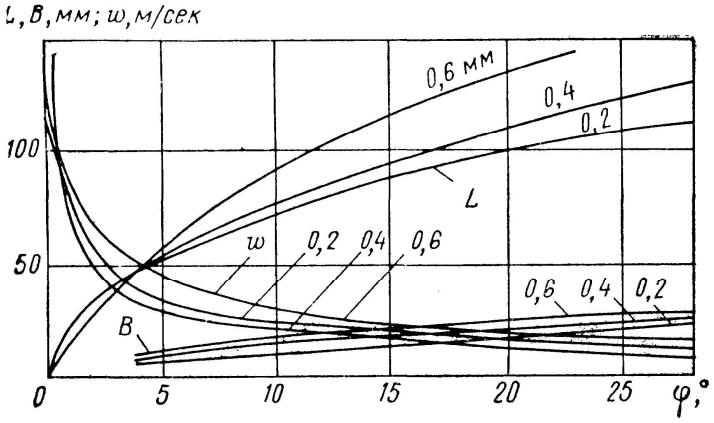


Рис.1.7 – Криві зміни швидкості ω довжини L і ширини факела В при різних діаметрах соплових отворів

Висновки

1. Якість розпилювання характеризується в основному дисперстністю (дрібністю) та однорідністю, довжиною, далекобійністю та кутом конуса факела. Дисперстність оцінюється діаметром крапель, а однорідність – відмінністю діаметрів крапель в струмені.

2. Відповідно дослідним даним, при зменшені діаметра сопла, зменшується також довжина факела, відповідно рисунка 1.7. При занадто малому діаметрі сопел і якісному розпилюванні, дрібні краплі концентруються навколо форсунки, де для повного згоряння палива недостатньо повітря. В той же час на периферії камери згоряння залишається повітря, яке не задіяне в

процесі згоряння. В результаті цього, згоряння палива відбувається неповним. При збільшені діаметра сопел якість розпилювання погіршується.
3. Найбільша економічність на заданому режимі роботи при даній в'язкості палива у кожного дизеля досягається при визначеному діаметрі сопел, який підбирають при виготовлені дизеля в залежності від діаметра циліндра і форми камери згоряння.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Рожанский Г. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания.— Л.: Судостроение, 1969.
2. Самсонов В. И., Худов Н. И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов.— М.: Транспорт, 1990.
3. Семенов Н.Н. Цепные реакции. – М., АН СССР, 1954.
4. Фомин Ю.Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Фомин Ю. Я., Горбань А. И. и др.— Л.: Судостроение, 1999.
5. І.І.Черниш, М.О.Колегаєв. Експлуатація сучасних суднових малообервих дизелів. – Одеса: НУ «ОМА», 2016. – 198 с.
6. В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С,Г.Ткаченко Суднові двигуни внутрішнього згоряння . Підручник – Миколаїв: Торубара, 2015. –331с.

УДК 629.5.035-233.1 (001.5)

Цхай О.М., кер.доц.Кардашев Д.Л.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз розвитку крутильних коливань валопровода судна

Keywords: torsional vibrations; crankshaft; shafting; natural vibration frequency

Сучасні тенденції збільшення питомої циліндрової потужності суднових дизельних установок (СДУ) спричиняють зростання впливу динамічних навантажень на всі основні деталі. Зростання ж динамічних навантажень приводять до пошкоджень деталей і зниження їх надійності. Причинами виникнення динамічних навантажень є пульсуючий процес створення енергії в циліндрах дизеля, яка передається через кривошипно-шатуновий механізм (КШМ) на колінчастий вал. Найбільш напруженим елементом суднової дизельної установки є валопровід, на якому концентрується вся енергія двигуна при русі судна. Останніми роками пошкодження дизельних установок настільки почастішали, що проблема підвищення надійності напружених деталей і вузлів визнана однією з найважливіших в судновому машинобудуванні.Тому технічний рівень і надійність сучасних форсованих двигунів багато в чому залежить від вирішення завдань, які витікають з динаміки валопроводу як сукупності взаємодіючих елементів системи двигун – валопровід - гребний гвинт або генератор.

По Правилах класифікаційних суспільств [1] перед установкою дизеля на судно виконується розрахунок валопроводу на крутильні коливання – визна-

чаються власні частоти та форми коливань, величина додаткової дотичної напруги на різних частотах обертання, встановлюються зони критичних обертів, небезпечні для роботи дизеля. Матеріали розрахунку на крутильні коливання видаються на головне судно [2] де вони перевіряються експериментально і уточнюються.

При розрахунку необхідно враховувати всі можливі умови експлуатації (нормальну роботу, відключення одного циліндра, зміну послідовності спалахів і т.д.).

При розрахунку частот вільних крутильних коливань валопровода реальна система з розподіленими параметрами замінюється дискретною системою, що складається із зосереджених приведених мас, сполучених пружними ділянками з відповідними жорсткостями (податливостями) [3,4].

Динаміка коливальної системи описується системою однорідних диференціальних рівнянь другого порядку

$$\theta_i \cdot \ddot{\varphi}_i + c_{i,i-1}(\varphi_i - \varphi_{i-1}) - c_{i+1,i}(\varphi_{i+1} - \varphi_i) = 0, \quad i = 1 \ldots N \quad (1)$$

де: N – число зосереджених мас системи, θ_i – моменти інерції зосереджених мас, φ_i- кути скручування валу на i-ї ділянці, $c_{i,j}$- жорсткості пружних ділянок.

Формальними рішеннями системи рівнянь (1) є

$$\varphi_i = a_i sin(\omega \cdot t + \alpha_i)$$

де ω – циклічна частота, a_i – амплітуди коливань, α_i – фази.

Для розрахунку частот таких коливань використовують декілька методів. Найбільш поширені з них - методи Хольцера, Толле, Терських [3,4] і матричний метод. Перші три способи знаходження частот і форм власних коливань крутильних багатомасових систем засновано на вирішенні рекурентної системи рівнянь шляхом послідовних підстановок пробних значень власної частоти. У матричному методі використовується завдання на знаходження власних значень і власних векторів трьохдіагональної прямокутної матриці розмірність, якої дорівнює числу мас системи.

$$\begin{pmatrix} \frac{c_1 + c_2}{\theta_1} & \frac{-c_1}{\theta_1} & \ldots & 0 \\ \frac{-c_1}{\theta_2} & \frac{c_2 + c_3}{\theta_2} & \frac{-c_2}{\theta_2} & 0 \\ \ldots & \ldots & \ldots. & \frac{-c_{n-1}}{\theta_{n-1}} \\ 0 & 0 & \frac{-c_n}{\theta_n} & \frac{c_n + c_{n-1}}{\theta_n} \end{pmatrix}$$

Власні частоти і відносні амплітуди крутильних коливань визначаються чисельно шляхом приведення матриці до діагонального вигляду. При цьому на головній діагоналі будуть міститися власні частоти коливальної системи.

Для побудови амплітудо-частотних характеристик необхідно врахувати демпфірування при обертанні гвинта та в елементах КШМ.

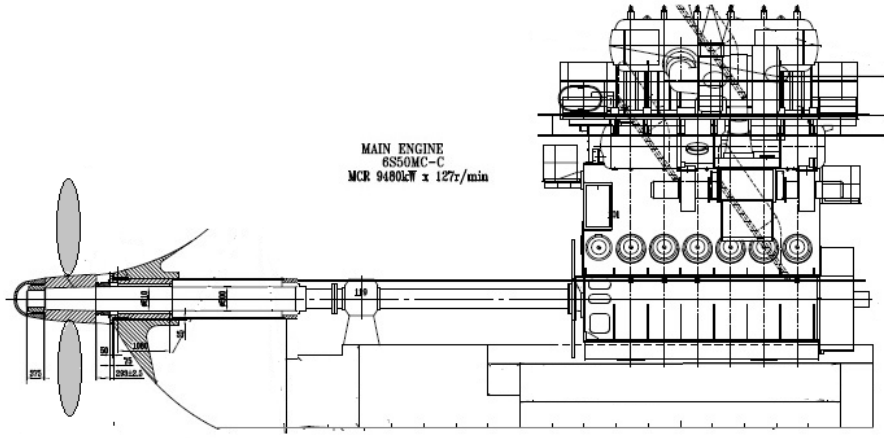


Рис. 1. Схема валопровода балкера [2]

Аналіз розвитку крутильних коливань проведено для валопроводу балкера 2011 р. побудови дедвейтом 57000 т, на якому встановлений головний двигун MAN B&W 6S50MC-C потужністю 9480 кВт при 127 об/хв з чотирьохлопатевим гвинтом фіксованого кроку діаметром 6 м. Порядок спалахів в циліндрах 1-5-3-4-2-6.

На рис. 1 показана схема, а в таблиці 1 представлені характеристики валопровода енергетичної установки [2].

На рис. 2.приведені вектори коливальних станів мас валопровода для: а) одновузлової форми коливань з частотою 365,59 об/хв. (найбільш напружена ділянка – проміжний вал між 10-ю та 11-ю масами); б) двохвузлова моторна форма коливань з частотою 1379, 6 об/хв. (найбільш напружена ділянка колінчастого вала головного двигуна – проміжний вал між другим та третім циліндрами).

Табл.1. Динамічні характеристики валопровода [2]

№	Найменування зосередженої маси	Момент інерції, кг*м^2	Жорсткість ділянки, МНм/рад	Діаметр ділянки валопроводу, мм
1	Маховик	11574,00	---	---
2	Фланець	100	100000	600
3	Циліндр № 1	4272,00	836,12	600
4	Циліндр № 2	4272,00	771,60	600
5	Циліндр № 3	4272,00	780,64	600
6	Циліндр № 4	4272,00	757,00	600
7	Циліндр № 5	4272,00	777,00	600
8	Циліндр № 6	4272,00	811,69	600
9	Привід ГРМ	1358,00	1069,52	600
10	Валоповоротн. мех.	3661,00	1626,02	600
11	Фланець	301,60	43,20	420
12	ГФК	31578,50	93,40	540

а) Одновузлова форма коливань (N_1=365,59 об/хв)

б) Двохвузлова форма коливань (N_2=1379,6 об/хв)

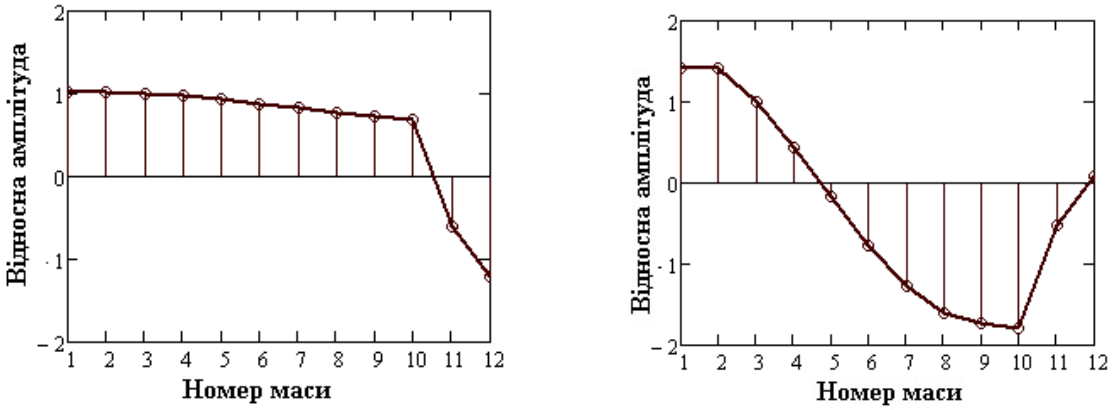


Рис. 2. Вектори коливальних станів для двох форм коливань

На рис. 3. наведені результати розрахунку напружень на найбільш напружених ділянках валопровода в залежності від частоти обертання колінчатого вала (розвиток крутильних коливань). Затемненим кольором виділені зони критичних обертів: 55- 60 об/хв. та більше 113 об/хв., де напруження у вузлах перевищують допустимі.

а) Одновузлова форма коливань (N_1=365,59 об/хв)

б) Двохвузлова форма коливань (N_2=1379,6 об/хв)

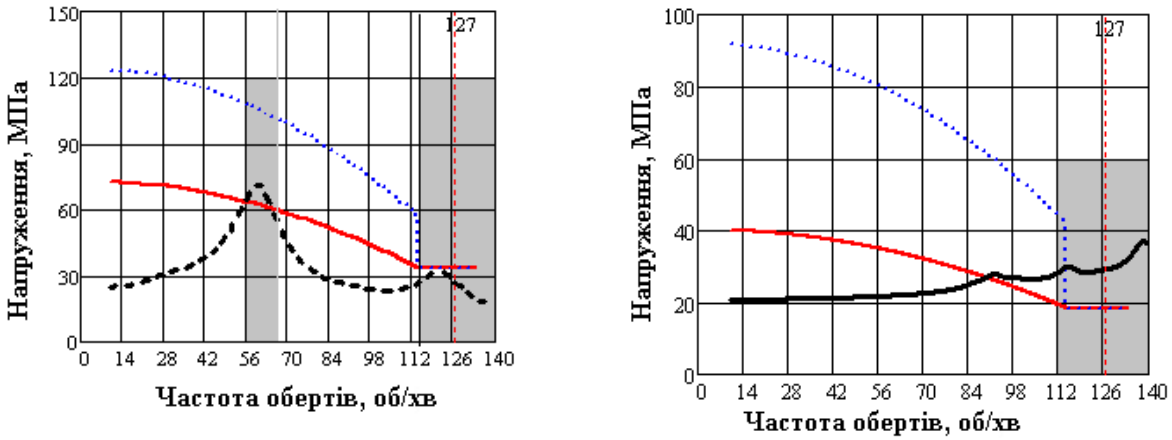


Рис. 3. Напруження на найбільш напружених ділянках валопроводу

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. International standard ISO 3046-5: Reciprocating internal combustion engines-Performance- Part 5: Torsional vibrations, 2001. - 10 p.

2. Hyundai-MAN B&W Final drawing for main engine, 2010, A14-340318-0, p.1-10.

3. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок/ М:Судостроение. 1971, 300 с.

4. Ефремов Л.В. Теория и практика исследования крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий /С-Пб: Наука, 2007.-275 с.

УДК 629.123.62-93

Гріднєв К. А., кер.доц. Козьміних М. А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення енергоефективності теплообмінних апаратів

В статті розкрито: а) проблема ефективності судових холодильних установок (СХУ) як споживача електроенергії, запропоновані методи поліпшення ефективності СХУ; б) проведений аналіз факторів, які впливають на енергоефеткивність СХУ, та факторів, які впливають на процеси СХУ; в) проведені дослідження щодо швидкостей повітря у СХУ, як вони впливають на економічні та продуктивні показники роботи установки, виявлені оптимальні значення швидкостей повітря.

Ключові слова: суднова холодильна установка, ефективність, аналітичний аналіз, параметр управління.

K. Hridniev., N. Kozminyih.
National University "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine

Enhancement energy efficiency of heat-exchanged apparatus

Abstract. The article reveals: a) the problem of the efficiency of ship refrigeration units (SRU) as a consumer of electricity, proposed methods for improving the efficiency of the SRU; b) the analysis of the factors influencing the energy efficiency of the SRU and the factors influencing the processes of the SRU are conducted; c) conducted studies on air velocities in the SRU, how they affect the economic and productive performance of the installation, the optimum values of air velocities has been found.

Key words: ship's refrigeration unit, efficiency, analytical analysis, control parameter.

Вступ. Вибір напряму досліджень обумовлений на важливості проблем зниження енергозатрат під час експлуатації суднових холодильних установок.

В якості об'єкту визначеного для детального розгляду обрано питання технічної експлуатації зі зниженням енерговитрат.

Ефективність та економічність експлуатації суднових холодильних установок залежить від режимів роботи теплообмінних апаратів, які являються найбільш металоємними елементами цих систем. Інтенсифікація процеса теплопередачі дозволить понизити їх металоємкість, енергозатрати, поліпшити економічні та габаритні характеристики.

Огляд літературних джерел, аналіз відомих рішень, виклад основного матеріалу. Коефіцієнт теплопередачі повній зовнішній поверхні повітроохолоджувача k представимо формулою:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_н \xi_н E_н}\right)\left[\left(\frac{1}{\alpha_в}\right) + \left(\frac{\delta_з}{\lambda_з}\right)\right]\beta} \qquad (1)$$

Де $\alpha_н$ – коефіцієнт теплопередачі від повітря до зовнішній обребреній поверхні, Вт/(м² * К); $\xi_н$- коефіцієнт волого випадання ; $E_н$ – коефіцієнт ефективності ребристої поверхні; $\alpha_а$ - коефіцієнт тепловіддача від внутрішньої стінки труби до хладагенту, Вт/(м² * К); $\delta_з$- товщина забруднень, м; $\lambda_з$ – коефіцієнт теплопровідності забруднень, Вт/(м² * К); β - міра обребрення.

Значення β, $\lambda_з$,$\delta_з$,$E_н$,$\xi_н$ визначаються конструктивними особливостями теплообмінного апарату та станом зовнішнього середовища. Інтенсифікація процесу темплообміну можлива шляхом збільшення $\alpha_а$ та $\alpha_н$. В умовах експлуатації контроль зміни $\alpha_а$ важкий через відсутність відповідної вимірювальної апаратури.

Значно простіше вирішується завдання збільшення $\alpha_н$, який визначається залежно від конструктивних характеристик теплообмінного апарату, швидкості та теплофізичних характеристик зовнішнього середовища.

Як параметр управління вибираємо швидкість зовнішнього середовища. Представимо $\alpha_н$ як функцію від дискретно вибраній швидкості зовнішнього середовища.

$$\alpha_н = f(V_1, V_2, \dots, V_i, \dots, V_n), \qquad (2)$$

Де V_1,V_2,V_i,V_n–різні значення швидкості зовнішнього середовища, м/с.

При фіксованій швидкості $\alpha_н$ залежить від геометричних характеристик прохідного перетину теплообмінного апарату.

На підставі експериментальних або розрахункових залежностей $\alpha_н = f(L/d_э)$, де $(L/d_э)$ – відношення довжини каналу до еквівалентного діаметру живого перетину, що є геометричною характеристикою теплообмінного апарату, можна побудувати характеристику $\alpha_н = f(V)$ для заданого значення $L/d_э$. Таким чином отримано сімейство кривих $\alpha_н = f(V)$ для різних конструктивних типів теплообмінних апаратів.

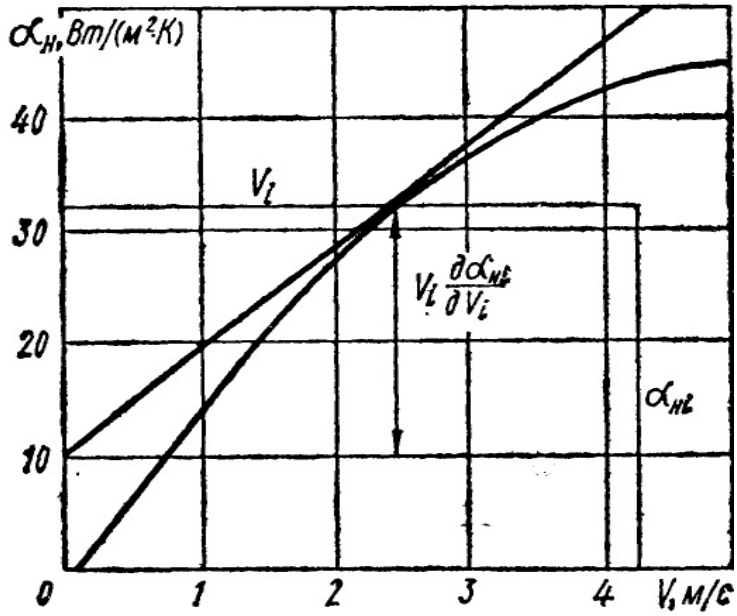


Рис. 1 Графічний метод визначення показників θ_i.

Функція багатьох змінних (2) матиме екстремум при виконанні наступної умови:

$$\mathrm{d}\,\alpha_{н}=0 \quad (3)$$

та максимум

$$d^2\alpha_{н} < 0 \quad (4)$$

Повну похідну функцію можна записати в наступному вигляді:

$$\mathrm{d}\alpha_{н} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\partial \alpha_{нi}}{\partial V_i} dV_i = 0 \quad (5)$$

По фізичному сенсу приріст V не може дорівнювати нулю, отже для знаходження екстремуму необхідне виконання умов $\partial\frac{\alpha_{н1}}{\partial V_1} = 0$, $\partial\frac{\alpha_{н2}}{\partial V_2} = 0$, …, $\partial\frac{\alpha_{нi}}{\partial V_i} = 0$,

При різних геометричних характеристиках прохідного перетину теплообмінного апарату точки перетину характеристик $\alpha_{н} = f(V)$, екстремуми не збігатимуться. Для виконання умови (3) необхідно и достатньо отримати рівняння

$$\theta_1 = \theta_2 = \theta_i \ldots = \theta_n, \quad (6)$$

Де

$$\theta_i = \alpha_{нi} + V_i \frac{\partial \alpha_{нi}}{\partial V_i} \quad (7)$$

(Тут i – варіант геометрії прохідного перетину).

Формула (7) отримана за допомогою класичного варіаційного числення при знаходженні екстремуму функції багатьох змінних. Величину θ_i визначи тиграфічно (Рис 1.1) для будь-якої точки функції $\alpha_{нi} = f(V_i)$ або розрахунковим методом.

Функціями $\alpha_{нi} = f(V_i)$ для різних геометричних характеристик, неважко побудувати функції $\theta_i = f(V_i)$ та знайти умови, що задовільняють рівність (6), вибрати швидкість при заданній геометрії прохідного перетину теплообмінного апарату. При цьому враховуються умови (3).

Для виконання оптимальної умови набуття максимального значення $\alpha_{н}$, достатньою буде умова (4). Так як умова (4) є залежністю в квадратичній формі, для того, щоб вона була визначеним і негативним, необхідно використовувати нерівності Сильвестра, які задовольняють лише за умови від'ємності похідної показника θ_i за швидкістю V_i:

$$\frac{\partial \theta_i}{\partial V_i} < 0 \quad (8)$$

Виконання цієї умови легко встановити по графіках $\theta_i = f(V_i)$.

При проектуванні систем суднових холодильних установок типи обребрення і геометричну компановку поверхні повітря охолоджувачів, що охолоджує. У Теплобмінних аппаратах цього типу можливе вживання суцільних

пластинчастих і круглих ребер. Аналіз, наявний в літературі, свідчить про те, що меншим значенням відношення L/$d_э$ відповідають великі значення $\alpha_н$. У зв'язку з цим, як приклад вживання пропонованого методу, обмежимося розглядом випадків L/$d_э = 5$ та L/$d_э = 10$, для пластинчастих ребер и L/$d_э = 7$ - для круглих.

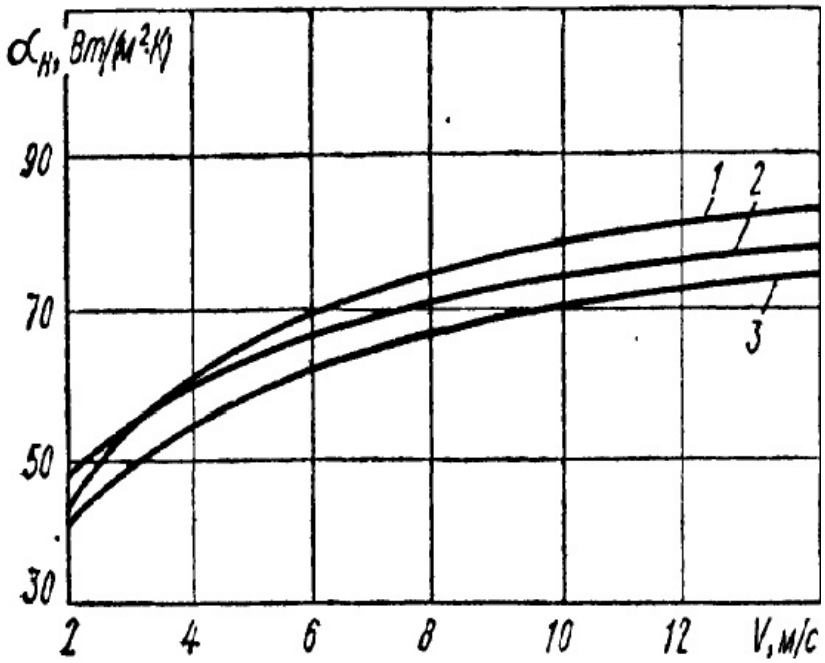


Рис. 2 Графіки залежності коефіцієнта тепловіддачі від повітря до зовнішньої обребреної поверхні від швидкості повітря: 1 – круглі ребра, L/$d_э$=7; 2, 3 – Суцільні пластинчасті ребра, L/$d_э$ рівновідповідно 10 та 5.

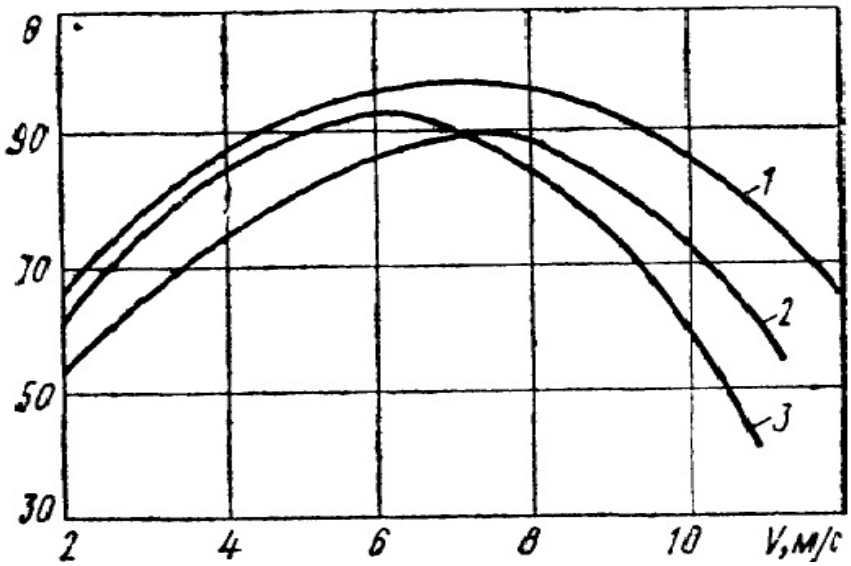


Рис. 3 Графіки залежності показника θ від швидкості повітря:
1 – круглі ребра, L/$d_э$=7; 2, 3 – Суцільні пластинчасті ребра, L/$d_э$ рівновідповідно 5 та 10.

Графічні залежності $\alpha_{нi} = f(V_i)$ для даних типів поверхностей представлені на Рис. 1.2. Побудувавши графіки θ=f (V) для кожного з даних варіантів (Рис. 1.3.) можемо зробити вивід про те, що виконання рівності (6) і умови

(8) можливо в наступних випадках : θ<90; для пластинчатого обребрення при , L/$d_э$=5 V<7 м/с, при L/$d_э$=10 V<7,5, для круглих ребер при L/$d_э$=7 V<9,7 м/с.

Висновки. Оптимальні економічні швидкості повітря, коефіцієнти теплопередачі і потужності електродвигунів вентиляторів визначаються точкою дотику. Так для коридорного розташування труб $w_{в\ опт}$= 2,3 м/с, $k_{опт}$ = 31 Вт/м^2· К, $N_{в.опт}$ = 1,6 кВт, для шахового $w_{в\ опт}$= 8 м/с, $k_{опт}$ = 33 Вт/м^2·К, $N_{в.опт}$ = 3,7 кВт. Установка вентиляторів більшої потужності приведе до деякого зростання k, проте витрати на охолоджування повітря значно зростуть. Наприклад, для коридорного пучка при збільшенні швидкості повітря на 1 м/с в порівнянні з оптимальним необхідна потужність електродвигуна на 0,6 кВт більша, що дасть збільшення всього на 5 Вт/(м^{2}К), тобто збільшення тепловідведення на 16% зажадає збільшення споживаної потужності на 37,5%, при $w_в$<$w_{в.опт}$ кількість теплоти, що відводиться, зменшуватиметься швидше, ніж споживана потужність. З урахуванням того, що на сучасному транспортному судні працюють постійно декілька повітроохолоджувачів в рефрижераторних контейнерах та провізійних камерах з потужністю електродвигунів вентиляторів близько 1 кВт, а при високих температурах зовнішнього повітря включаються в роботу вентилятори повітроохолоджувачів системи кондиціонування повітря потужністю 20-25 кВт, загальна економія при забезпеченні оптимального режиму роботи повітроохолоджувачів складе до 20% або 6 кВт щогодини, а при експлуатаційному періоді судна 300 сут. річна економія по одному судну складе 26400 кВт.

Викладена методика може бути рекомендована для визначення оптимального режиму роботи повітроохолоджувачів і підбору вентиляторів, що забезпечують роботу повітроохолоджувачів у процесі проектування, при модернізації систем холодильних установок, а також для контролю ефективності роботи в процесі експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Загоруйко, В. А. Судовая холодильная техника / В. А. Загоруйко, А. А. Голиков. – Київ: Наукова думка, 2000. – 608 с.

2. Онищенко О. А. Оценка энергетических затрат на выработку холода бытовым холодильным прибором / О. А. Онищенко // Вісник КДПУ ім. Міхайла Остроградського, 2007. – №3. – С. 44-48.

3. Гордієнко А.В. Исследование интенсификации теплообмена в горизонтально-трубных аппаратах.- Холодил. Техника и технологии : Респ. Межвед. Науч.-техн. Сб., 1976, вып. 22, с. 20-24.

4. 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.

5. Отраслевой стандарт на фреоновые воздухоохладители для судовых систем кондиционирования / А.Д. Кузнецов, Л.Д. Кротт, З.И. Лободенко, В.Н. Базаров. – Холодил. Техника, 1976, №2, с 29-33.

6. Морозюк Т.В. Теория холодильных машини тепловых насосов. Одесса, - «Негоциант», - 2006, - с. 712

7. 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.

УДК 697.9+004.94

Данилов Н. С., кер. доц. Козьминих Н. 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 управлыня, 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

N. DANYLOV, N. KOZMINYIH.

National University “Odessa Maritime Academy”, Odessa, Ukraine

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 поміщеннях. 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 природньої 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 безканальні. 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 $\varphi \in (40 \ldots 60)\%$ при температурі $t \in (19 \ldots 23)$ ° С для зимових, і 23 ... 27 ° С - 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 повітрерозподілювачах.

У одноканальних суднових СКП повітря повністю готується і надходить по каналу в кондиціонуєме 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 безканальні 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 енергоспоживанняня 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 Попиріна 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 дослідженя 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., Вукаловіч 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 параметри і часто зводяться до моделей із зосередженими параметрами, що дозволяє їх описувати рівнянням виду:

$$y(T_1 \cdot p + 1) = k \cdot x(T_2 \cdot p + 1), \qquad (1)$$

де у і х, координати, відповідно, виходу і входу елемента, що розглядається СКП; Т1 і Т2 - постійні часу; k - статичний коефіцієнт передачі; р - оператор диференціювання ($d_{\square}/d\tau$).

У ряді робіт відзначається розпреділеність параметрів кондиціонуємого приміщення. Координати реперної точки приміщення можна визначати за методикою Беспалова І. Н., де показано, що параметри зосередженної ММ кондиціонуємого приміщення залежать від відстані між вибраним пунктом вимірювання і припливним повітреводом. Саме цей факт різко ускладнює вибір крапки репера, але дозволяє застосовувати для моделювання кондиціонуємого приміщення рівняння із зосередженими параметарами, наприклад, виду аперіодичної ланки першого порядку:

$$y(T_1 \cdot p + 1) = k \cdot x. \qquad (2)$$

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 повітрепровода, то це призводить до необхідності опису ряду каналів калорифера рівнянням (1). Камери зрошення і різні теплообмінні апарати досліджувані 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 Т1 від поточних параметрів процесу тепломассообміну: при адіабатному процесі значення Т1 зростає, а при політропному Т1змінюється пропорційно змінам Т2. Використовуючи, наприклад, засоби Simulink / Matlab, нескладно реалізувати ПФ з "керованими" постійними часу.

У відомих ММ динаміки елементів СКП транспортним запізненням зазвичай нехтують через його незначущфсть, 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 установоки для статичних режимів, описані та узагальнені в роботах Вейнберга Б. С., Участкіна П. В., Четверухина Б. М., Щелкунова С. А., Константінова Л. І., Мельниченко Л. Г. та інших.

Тут автори рекомендують для якісних розрахунків представляти математичні моделі всіх елементів холодильної 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 холодильник установок узагальнені в роботах по моделюванню [6] Оносовскім В. В. Їм запропоновані моделі з нелінійними алгебраїчними рівняннями, що дозволяють оптимізацію конструктивних параметрів і техніко-економічних показників різних типів холодиль-них установок і СКП.

Моделі динаміки основних елементів холодильник установок представлені досить повно в працях Грімітліна 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 кондиціювання 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 користуванням 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., Цвєткова Ю. Н. приміщення розглядаються як об'єкти з зосередженими параметрами, вплив теплоакумулюючих 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 суднових кондиціонуємих приміщеннях. 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 суднових СКП і суднових 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 суднових СКП і суднових 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, суднових приміщень, що кондиціонуються, може здійснюватися в таких відомих си-

стемах моделювання, як Matlab, VisSim, LabVIEW і їм подібних об'єк-проектно-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.

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.

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.nbuv.gov.ua/old_jrn/natural/seu/2011_28/28_04.pdf.

13. Онищенко, О. А. Двуканальная 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. Міхайла Остроградського, 2007. – №3. – С. 44-48.

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. Sudovyie 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 rezhimyi rabotyi 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.

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.

12. Kontseptsiya sistemyi kompyuternogo monitoringa i tehnicheskoy diagnostiki refrizheratornoy holodilnoy ustanovki sudna / Yu. A. Ocheretyanyiy, V. I. Zhivitsa, V. N. Belyiy i dr. // Sudovyie energeticheskie ustanovki, 2011. – № 28. – S. 5-11.

http://www.nbuv.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 kompyuternyie sistemyi, 2012. – № 5. – S. 37-42.

http://etks.opu.ua/?fetch=articles&with=info&id=21814.

14. Onischenko, O. A. Otsenka energeticheskih zatrat na vyirabotku holoda byitovyim holodilnyim 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.

УДК 629.123

Міндов І.І., кер. Козьміних М.А., Дулдієр О.П.
Національний університет «Одеська морська академія»

Оцінка впливу характеристик розпиленого палива на енергоефективність суднових паливних пристроїв

До переваг факельного процесу відноситься забезпечення повного безвахтового обслуговування і автоматизації управління паливним пристроєм. При факельному процесі паливо спалюється в підвішеному стані безпосередньо в топковому об'ємі (топкової камері). При цьому паливо рухається об'ємі разом з потоком суміші повітря і димових газів. Час перебування палива в топці обмежується декількома секундами, а частіше навіть десятими частками секунди. Для того щоб при таких умовах домогтися необхідної енергофективності процесу спалювання палива, необхідна висока швидкість його згоряння процесу. Перш за все необхідно забезпечити активну поверхню реагування палива, тобто попередньо дрібно розпилювати його, за допомогою форсунок [1].

В значній мірі поверхня реагування палива визначається дисперсністю, кутом і далекобійністю його розпилення. Процеси розпилення палива різни-

ми типами форсунок (паровими, механічними, пневматичними і обертовими) розрізняються між собою і мають свої специфічні особливості. Найбільшого поширення в суднових топкових пристроях отримали механічні та обертові форсунки. Вивчення процесів розпилювання палива цими групами форсунок представляє самостійну інженерну задачу. Поряд з багатьма загальними особливостями закономірності розпилення палива цим форсункам властиві індивідуальні особливості і при дослідженні процесів розпилення їх необхідно розглядати окремо [2].

Для оцінки впливу процесу розпилення на енергоефективність топкового пристрою необхідно визначити дисперсність розпиленого палива, розподіл часток за обсягом струменя, закономірності випаровування і згоряння. На зазначені закономірності розпилення, випаровування і горіння в газовій фазі першорядний вплив надають фізичні властивості палива.

Основною характеристикою палива є його щільність, в'язкість і температура кипіння, які визначаються його хімічним складом [3,4].

Типові значення щільності палив, які використовуються в топкових пристроях, змінюються в межах від 800 кг/м³ до 1000 кг/м³. Другим за значенням є молекулярна маса палива, яка визначає щільність газів в зоні горіння. Для обраного діапазону палив молекулярна маса палив лежить в межах від 200 до 500 г/моль. Значення молекулярної маси палива необхідно для розрахунку формули щільності в зоні горіння. У цю ж залежність входять значення адіабатичній температури горіння, яка визначається теплотворною здатністю палива і теплоємність парів. При тому теплоємність парів палива вираховували за формулою

$$c_p = (0{,}136 + 0{,}0012T_m)(4 - \rho_m).$$

Температура визначається за стандартними номограмами для палив, застосовуваних в суднових парових котлах. Процес розпилення палива, в залежності від конструктивних особливостей форсунок, здійснюється створенням тонкої пелени рідини з подальшим розпадом на краплі. Встановлено три форми розпаду пелени рідини: кільцевої, хвильової та локальних розривів. У першому випадку істотне значення набувають такі характеристики палива, як в'язкість і поверхневий натяг. Для хвильового руху визначальне значення відіграє в'язкість палива. У разі локальних розривів, на деякій відстані від місця подачі в потоці повітря з великою швидкістю, пелена розпадається на окремі краплі. Залежно від режимних параметрів котельні установки переважає той чи інший механізм розпаду пелени, що істотно впливає на розміри крапель і їх розподіл за розмірами.

В даний час існує декілька варіантів формул розподілів крапель за розмірами. Найбільш простий є формула Розіна-Раммлера [4], хоча вона і передбачає нескінченний діапазон розмірів крапель. Основними факторами, що впливають на якість розпилення палива, є властивості палива і середовища, тиск подачі, розміри і форма форсунки. Як вже було вище сказано, основними властивостями, що впливають на середній діаметр крапель палива, є по-

верхневий в'язкість і щільність. Вплив поверхневого натягу представляють у вигляді

$$\delta \infty \sigma^{0,6}.$$

Дані про вплив в'язкості на середній діаметр крапель більш визначені і можуть бути представлені залежністю

$$\mu \infty \sigma^{0,2}.$$

Встановлено, що величина середнього розміру крапель обернено пропорційна швидкості повітря. Іншим важливим параметром є відношення масових витрат повітря і палива. При ваговому відношенні витрат повітря до палива менше 4 якість розпилювання істотно знижується. При відносно цих же витрат більше 5 істотного поліпшення якості розпилювання не спостерігається. Властивість навколишнього середовища, що характеризується тиском і температурою, для атмосферних умов враховуються температурою

$$\delta \infty T^{-0,56}.$$

Зі збільшенням перепаду тиску подачі палива зростає швидкість витікання палива з форсунки і якість розпилення поліпшується. Аналітично цей ефект записується у вигляді

$$\delta \infty P^{-0,4}.$$

Якість розпилювання, як і повнота згоряння мазуту в значній мірі також залежать від особливостей, типу і конструкції форсунки. Для забезпеченя умов досягнення необхідної енергоефективності топкових пристроїв до форсунок є такі вимоги: простота і надійність роботи на всіх марках топкового мазуту, аж до високов'язких; висока якість розпилювання, яка забезпечує достатню повноту горіння; достатній діапазон регулювання при збереженні постійної якості розпилювання на всьому діапазоні; мінімальний витрата енергії; можливість управління при зміні навантаження котла. Як було сказано раніше най поширені топкові пристрої на судах, це механічні та обертові. Механічні форсунки розділяються на нерегульовані і регульовані. Це декілько умовно, так як є можливість змінювати продуктивність і тих і інших форсунок, але у нерегульованої форсунки ця зміна пов'язана з її виключенням з експлуатації і заміною сопла (розпилюючої шайби), а у регульованою форсунки зміна продуктивності не вимагає її виключення з роботи. Приклад механічної форсунки приведений на рис. 1.

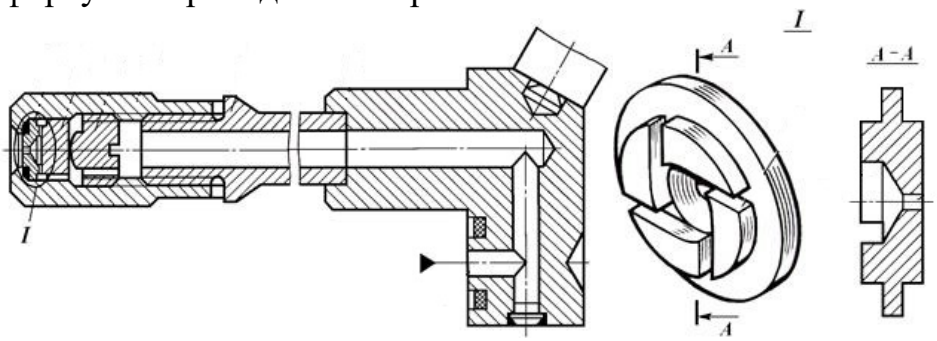


Рис. 1. Механічна форсунка та її розпилювальна шайба.

Продуктивність механічних форсунок можна змінити шляхом зміни розмірів соплового отвору і кількості тангенціальних каналів. Кількість тангенціальних каналів в розпилюють шайбі може бути 2, 3, 4 або 6. Для ефективної роботи топкових пристроїв з механічними відцентровими форсунками рекомендується тримати в'язкість мазуту в межах 2-5° ВУ шляхом підігріву мазуту до 70-100° С. Тиск мазуту перед форсункою повинно бути не нижче 0,08 - 0,10 МПа (зазвичай становить 0,16-0,22 МПа). При збільшенні тиску від 0,1 до 0,2 МПа продуктивність форсунки збільшується приблизно в 1,5 рази (при одній і тій же розпилювальної шайбі). При необхідності більш глибокого регулювання (наприклад, при переході до стояночному режиму з режиму повного ходу) розпилюючі шайби повинні бути замінені. На рис. 2 наведена конструкція топкового пристрою з механічною відцентрової форсункою і двозонним повітрянаправляючим пристроєм.

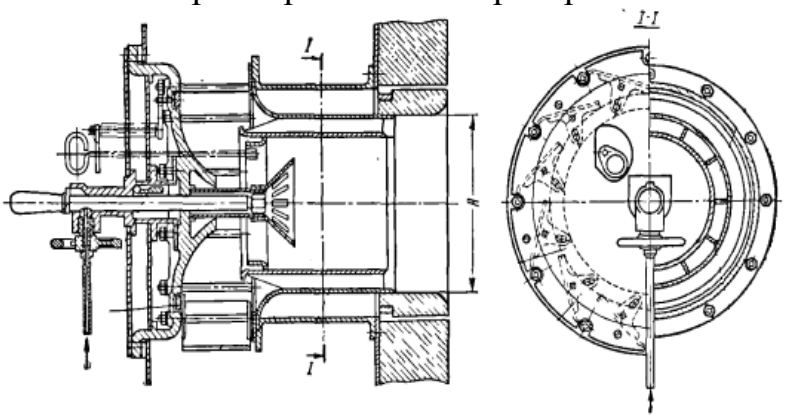


Рис. 2. Топковий пристрій з механічною відцентрованою форсункою.

До недоліків механічних відцентрових форсунок відноситься незнача ступінь регулювання. Продуктивність форсунки можна змінити тільки за рахунок напору, причому з урахуванням існуючої квадратичної залежності між ними. Таким чином, при зміні продуктивності в 4 рази, натиск необхідно збільшити в 16 разів, тобто при мінімально допустимому (за умовами якості розпилу) тиску 0, 1 МПа верхній його межа має бути 1,6 МПа. Крім великої витрати енергії на розпилювання мазуту, такий тиск буде сприяти посиленому зносу вихрових камер і сопел розпилювачів.

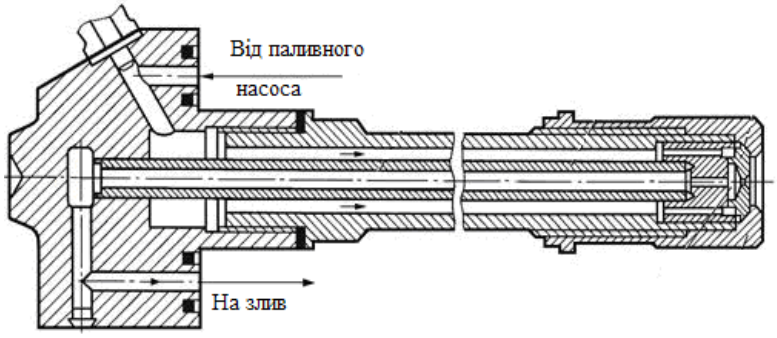


Рис. 3. Форсунки з відливом мазуту

На рис. 3, представлена схема форсунки з центральним відливом з вихрової камери. Кількість мазуту зворотного відливу залежить від величини відк-

риття клапана на відливної магістралі при повному закритті продуктивність форсунки буде максимальною, і навпаки. Таким чином, якість розпилювання, залежить від тиску в вихровий камері, порівняно мало змінюється при різній продуктивності форсунки. Практично глибина регулювання форсунок з відливом з вихровий камери становить 5-6.

На рис. 4, наведена механічна відцентрова форсунка з відливом з сопла. Відмітимо форсунки з відливом палива складні за конструкцією. До цього можна додати, що зменшення осьової складової швидкості мазуту на виході з сопла у форсунок з відливом з сопла веде до погіршення розпилу на знижених навантаженнях, на яких збільшується коефіцієнт надлишку повітря. На відміну від механічної, у комбінованої форсунки глибина регулювання становить до 10, при цьому витрата пари на розпилювання складає 0,75-1% паропродуктивності котла. Витрата пари 0,03-0,045 кг/кг палива, тобто приблизно в 10-15 разів нижче, ніж у чисто парових форсунок. Продуктивність однієї форсунки доходить до 1250 кг / год. До переваг цих форсунок слід віднести також меншу коксованість вихідних сопел, які продуваються парою.

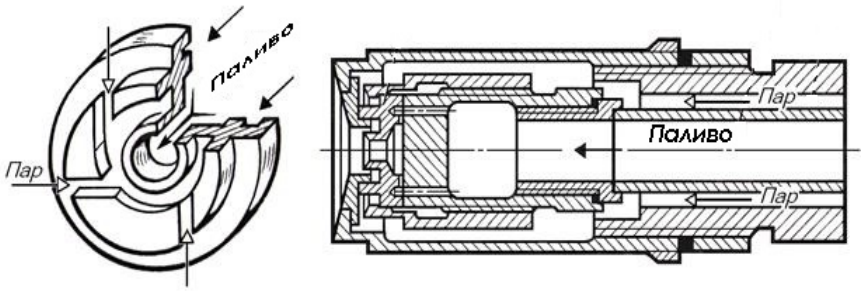


Рис. 4. Комбінована паромеханічна форсунка.

Прагнення повністю усунути застосування пара або стисненого повітря для розпилювання мазуту і забезпечити задовільну якість розпилу практично при всіх діапазонах навантаження призвело до появи обертових (ротаційних) форсунок. Ці форсунки відповідають поставленим умовам повною мірою, але мають відносно складну конструкцію. Ротаційні форсунки наведена на рис.5.

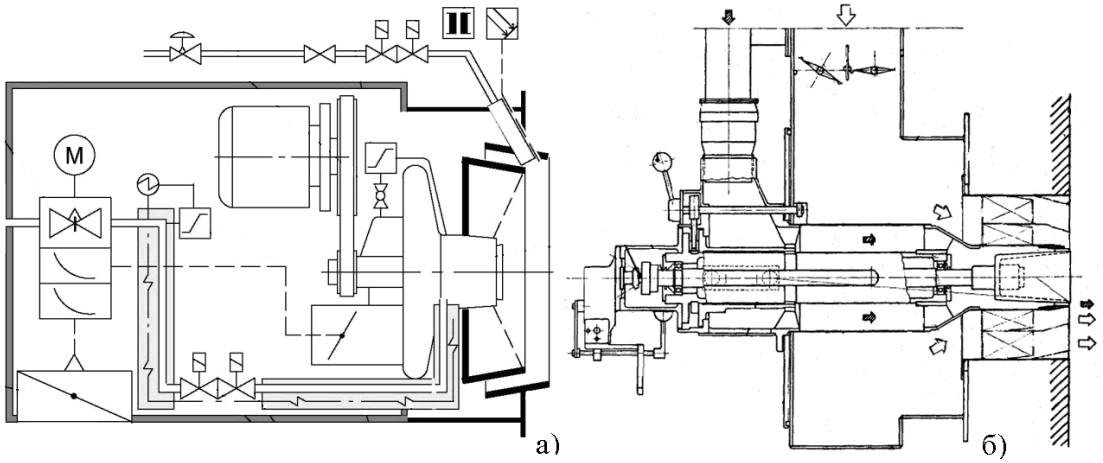


Рис. 5. Принципова схема ротаційніх форсунок а) «SAACKE», та б)«Тіромастер».

Форсунка а) «SAACKE» працює на порівняно густому паливі і тому не потрібно сильного попереднього підігріву палива. Номінальний тиск палива до форсунки наближене 0,35-0,45 МПа. Тому для перекачування палива потрібно всього незначна енергія і розподільна система палива може бути виконана для низького робочого тиску. Паливо розпилюється за допомогою первинного повітря з порівняно великим тиском приблизно 800-1000 мм вод. ст. За допомогою обертової чашки, паливо до розпилення утворює на поверхні чашки тонкий шар. Номінальний, діапазон регулювання форсунки приблизно 7:1. Вищенаведений аналіз дозволяє зробити наступні висновки: вирішення задач по енергоефективністю паливних пристроїв в умовах експлуатації можливо забезпечити за рахунок забезпечення необхідних характеристик палива безпосередньо перед форсунками; умови забезпечення енергоефективності топкових пристроїв розрізняються між собою і мають свої специфічні особливості;

Як ми можемо бачити, форсунка а) «SAACKE» і б) «Тіромастер» за свою конструкцією мало чим відрізняються, але є декілька відмінностей. Головна відмінність це те що у форсунки «Тіромастер» є два повітряспрямованх сопла, та дві повітряні заслонки. Це були основні відмінності розглянутих форсунок. Подальші відмінності більш конструктівні, які пов'язані з моделюванням фірм виробників.

Дослідження впливу властивостей палива і режиму роботи паливного пристрою установки необхідно вирішувати в площині комплексного впливу характеристик процесу розпилу палива на розміри крапель відповідно до табл.1. У таблиці 1 наведені основні дані щодо впливу властивостей палива і режиму роботи паливного пристрою на розміри крапель.

Таблиця.1 Вплив параметрів палива на діаметр капель

Ступінь залежності розміру крапель				
Швидкість повітря	Щільність палива	Поверхневий натяг	Відношення витрат	Розмір форсунки
-1	0,5	0,5	1	$D^{0,5}$

Аналіз дозволяє зробити наступні висновки:

вирішення задач по енергоефективність паливних пристроїв в умовах експлуатації можливо забезпечити за рахунок забезпечення необхідних характеристик палива безпосередньо перед форсунками;

умови забезпечення енергоефективності топкових пристроїв розрізняються між собою і мають свої специфічні особливості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. В.К. Лысенко, Б.И. Лубочкин. Судовые паровые котлы «Устройство эксплуатация»:3-е издание. М. «Транспорт», 1985 г. – 37 с.

2. Корнилов Э.В., Афанащенко В.М., Бойко П.В. Вспомогательные и утилизационные котлы морских судов. Конструкция и эксплуатация: Учебное пособие. – Одесса: Феникс, 2004. 172 с. ISNB 966-8289-69-2.

3. Лефевр А.Г. Процессы в камерах сгорания ГТД: Пер. с анг.-М.: Мир, 1986. - 566 с.
4. Геллер З.И. Мазут как топливо. – М.: Недра, 1965. – 495 с.
5. Дулдиер А.П. Определение полноты сгорания топлива в топочном устройстве. // Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції „Динаміка наукових досліджень 2003”.- Том 37. Енергетика. Дніпропетровськ, Наука і освіта, 2003. с.17-18
6. Павлов В.А., Штейнер И.Н. Условия оптимизации процессов сжигания жидкого топлива и газа в энергетических и промышленных установках.- Л.: Энергоатомиздат. Лёнингр. отд-ние, 1984.-120 с.

УДК 629.5.06-027.236(045)

Худенко Г.О., Радованов В.В., Плахотнюк Я.В., кер. доц Кардаш В.П.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності експлуатації суднових пристроїв морських суден

Суднові пристрої (СП) відіграють вирішальну роль в забезпеченні надійної і ефективної експлуатації морських суден, а також безпеки людей які, також, знаходяться на борту. При всьому різноманітті виконуваних функцій і конструктивних типів вони мають спільну ознаку - їх основні елементи розташовуються поза корпусом судна.

До функцій традиційних СП відносяться управління рухом судна, його утримання в заданому районі акваторії або біля причальної стінки, забезпечення буксирування, вантажних і рятувальних операцій.

Режими роботи традиційних і спеціальних СП відрізняються підвищеною динамічністю, спричиненою вітром і хитавицею моря, а також силовими впливами приводів.

Для СП характерні силові, кінематичні і динамічні збудження. У першому випадку джерелом їх виникнення є відомі силові дії, в другому - переміщення, швидкості і прискорення судна[1].

Згідно з визначенням (ISO 8044) корозія - фізико-хімічна взаємодія між металом і середовищем, в результаті якого змінюються властивості металу і відбувається погіршення функціональних характеристик, що включає його технічну систему.

За експертною оцінкою щорічно на ремонт і відновлення зношених деталей машин, технологічного обладнання і випуск запасних частин на них витрачаються десятки мільярдів фінансових коштів. В той же час близько 80% зношених деталей виходять з ладу внаслідок зносу незначної частини їх робочої поверхні.

Трибологічні процеси справляють істотний вплив на економічну ефективність і безпеку експлуатації морського судна. До 45% енергії, що виробляється на борту судна, розсіюється судновими трибосистемами. В процесі

експлуатації суднових енергетичних установок (СЕУ) до 15% економічних витрат пов'язані з їх ремонтом і обслуговуванням.

У судновій енергетиці протягом життєвого циклу судна (25 ... 30 років), доводиться безперервно вирішувати два завдання:

- зменшення кількості розсіювання енергії в трибосистемі, що пов'язано, перш за все, з перевитратою палива, яке знаходиться на борту судна;

-зниження зносу трибосистем, який пов'язаний з експлуатаційними витратами на обслуговування і ремонт.

Останнім часом доведено, що в трибосистемі рідина, будь то мастило або вода в пристінному шарі, знаходиться в рідкокристалічному стані. Керуючи структурою рідини в пристінному шарі, можна отримати заданий перебіг триботехнічних процесів. Якщо в пристінному шарі буде реалізована планарна структура орієнтації молекул, то втрати на тертя зменшуюся, в разі ж реалізації гомеотропної структури ми отримаємо значне зниження інтенсивності зношування.

Спільними для трибосистем є фізичні процеси, що протікають в них. Всі вони мають єдину електромагнітну природу.

Заводи, що виробляють СП, працюють переважно в двох напрямках. Перше - це інженерія поверхні, друге - зміна реологічних характеристик мастильних матеріалів. Рішення обох завдань підпорядковане адаптації роботи підшипників в складі суднових пристроїв для забезпечення мінімальних втрат на тертя (і таким чином скорочення витрат палива) і мінімізації зносу підшипника (що призводить до скорочення витрат на обслуговування і ремонт).

Інженерія поверхні в останнє десятиліття є основним напрямом, що дозволяє вирішувати задачу підвищення ресурсу роботи підшипників СП[2].

Одним з ефективних способів підвищення зносостійкості вузлів тертя є: нанесення на поверхню детлей тонкої плівки (епілами), отриманої в результаті хімічного або адгезійного зв`язку. Присутність в зоні тертя тонкої плівки істотно змінює триботехнічні процеси, що протікають в ній.

Основними механізмами впливу тонкої плівки на триботехнічні процеси можно вважати наступні:

- створюється позитивний градієнт механічних властивостей по товщині плівки;

- зрушення матеріалу в плівці відбувається з невеликим опором;

- змінюється характер змочування і розтікання мастильних матеріалів.

Основою структури всіх епіламіруючих композицій є флорвмісні поверхнево-активні речовини (фтор-ПАР), які представляють собою фторполімери, що не мають аналогів в природі і синтезовані штучним шляхом.

Нанесення фтор-ПАР здійснюється різними способами. Після потрапляння складу на поверхню тіла відбувається випаровування розчинника, а саме фтор-ПАР вступають в реакцію з поверхнею , при цьому молекули фторвмісної поверхнево-активної речовини (фтор-ПАР) створюють структури Ленгмюра (частокол Ленгмюра) у вигляді спіралей з нормально спрямова-

ними до поверхонь осями, що дозволяють не тільки надійно утримувати мастильні середовища, але служити своєрідним буфером між контактуючими поверхнями.

Використання фторактивних мастильних композиції вимагає вирішення проблем активації та управління параметрами хемосорбції з оброблюваною поверхнею.

При активації полімерної композиції фторвмісні макромолекули набувають властивостей, абсолютно відмінних від властивостей тих складових одиниць, з яких вони побудовані. Під впливом активуючого випромінювання молекули фтору починають «впорядковуватися» вертикально-направлено. Заряд молекул дозволяє знизити поверхневу енергію матеріалу, адсорбуватися, хемосорбуватися гідрофільною полярною стороною, а гідрофобна неполярна сторона залишається на поверхні формуючого покриття[3].

Як показала практика, значним методом підвищення довговічності СП, їх ефективної експлуатації є використання нових високоефективних технологій.

Однією з найкращих груп є епілами і різні фтор ПАР-препарати: промислові типу 6 СФК-180-05 та інші. Ці препарати хемосорбцією формують на глибину до 4 нм захисний шар фторидів заліза, а адсорбцією на поверхні деталей утворюють «молекулярний ворс» висотою до 4÷8 нм, утримуючи в собі компоненти мастила.

На підставі фундаментальних досліджень можна сформулювати приблизно гіпотезу виникнення модифікованого шару або захисної антифрикційної плівки в трибовузлі. Наночастки під навантаженням швидко заповнюють поглиблення шорсткою поверхні деталей. В робочому зазорі трибовузла під дією високої миттєвої температури і питомого тиску в точках контакту за рахунок сил адсорбції, сил молекулярної взаємодії і магнітних сил відбувається модифікування поверхонь тертя. При цьому в десятки і сотні разів збільшується фактична площа контакту в трибовузлі, зменшується коефіцієнт тертя і знижується температура в зоні тертя. В результаті чого істотно знижується інтенсивність зношування деталей, збільшується ресурс і підвищується безвідмовність ресурсних трибосполучень СП.

Впровадження нанотехнологій нанесення орієнтанта мастильного матеріалу для підшипників кочення в судовій енергетиці розглянемо на прикладі СП.

Термін служби СП досягає 20 ... 40 тис. годин роботи. Напрацювання на відмову в значній мірі залежить від стану трибосистем СП, в якому використовуються підшипники кочення.

Для управління процесами тертя в підшипниках кочення була використана нанотехнологія нанесення на робочі поверхні тонкоплівчастого орієнтанта, що дозволяє отримати в пристінному мастильному шарі задану структуру розташування молекул мастила. Як показано, для зменшення зносу необхідно реалізувати гомеотропну структуру пристінного мастильного шару.

На металеву поверхню трибосистеми висаджували із розчину плівку орієнтату завтовшки 15 нм. В якості орієнтанта використовували високомолекулярне фтористе з'єднання, нанесення якого на попередньо знежирені поверхні деталей здійснювалося з 0,5 % розчину орієнтанта в хладоні R-113.

Для цього підшипники занурювали на 3 хв. в розчин орієнтанта 6СФК-180-05. Потім деталь витягували з розчину, сушили в повітряному середовищі при температурі 18 ... 25 ° С, а через 10 хв. наносили базовий мастильний матеріал на робочу поверхню і деталь надходила на збірку вузла виробу.

За вимірами розмірів краплі мастильного матеріалу, її крайового кута змочування була розрахована поверхнева енергія матеріалу підкладки, результати представлені в таблиці.

Таблиця №1. Вплив орієнтанту на поверхневу енергію сталі

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

Було встановлено зниження поверхневої енергії сталі ШХ15 приблизно вдвічі.

Наступні триботехнічні випробування були проведені на стенді ДМ 28. За результатами яких було встановлено інтенсивність зношування пари тертя кільце-кулька, виконаної зі сталі ШХ15, при роботі в різних мастильних матеріалах. Наявність орієнтаційної упорядкованості структури шару мастильного матеріалу дозволяє підвищити питоме навантаження на пару тертя і знизити інтенсивність зношування до $I_h=10^{-12}$.

Вимірювання об'ємної температури зовнішнього кільця цих же підшипників покритих плівкою орієнтанта, в залежності від навантаження знизилася на 15 ... 20°С; спостерігається тенденція збільшення цієї різниці з ростом навантаження. При цьому також було зафіксовано зниження шумності роботи трибосистеми на 2 ... 5дБ.

Можна стверджувати, що застосування нанотехнології управління процесом тертя за рахунок застосування орієнтанта на робочих поверхнях трибосистем призводить до підвищення несучої здатності мастильного шару, що досягається упорядкуванням його структури, створенням бар'єрного покриття і утриманням мастильного матеріалу в зоні тертя, при цьому забезпечується поліпшення умов роботи трибосистем особливо на пускових і перехідних режимах роботи, а також забезпечується захист поверхонь тертя від вологи (гідрофобність).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Судовые устройства / М. Н. Александров и др. – Л.: Судостроение, 1987. -656с.

2. Ханмамедов С. А., Пизинцали Л. В., Кардаш В. П. Нанотрибология в судовой энергетике // Трение и смазка в машинах и механизмах: научн. техн. и произв. журнал, изд. Машиностроение, 2011 №6, С. 23-28.

3. Худенко Г. О., Кардаш В. П. Підвищення довговічності суднових механізмів // НУ «ОМА» матеріали наук.-техн. конф. молодих дослідників, 2017, С. 112-119.

УДК 621.436.1:532.135

Пімонов О. П., Шевченко Д. С., кер. проф. Козицький С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Використання наноматеріалів для підвищення ефективності пар тертя у суднових механізмах

Ресурс машин визначається ефективністю трибохімічних процесів в системах вузол тертя – мастильний матеріал. Дослідження в області нанотрибології і наноінженерії поверхонь показали, що механохімічна взаємодія, особливо в умовах хімічної адсорбції, змішаного і граничного тертя, призводять до зміни електронно-дислокаційної структури контактуючих матеріалів, їх фазово-енергетичних станів, до формування наноструктур та їх шарів, що визначають зношування [1].

Методи впливу, що відповідають за формування наноструктур, дозволяють регулювати ці процеси. Ефективним є застосування спеціальних компонентів, які вводяться у мастильні матеріали, що дозволяэ реалізувати самоорганізоване формування структур при застосуванні наноматеріалів [1].

Якщо молекула знаходиться на поверхні тіла, то вона буде взаємодіяти з молекулами в середині тіла, тому їх рівнодіюча $\boldsymbol{f \neq 0}$ і спрямована в середину тіла (рис. 1), а коли молекула знаходиться в середині тіла то рівнодійна сил дорівнює нулю $\boldsymbol{f = 0}$ (рис. 1). При переході молекули в глибину тіла робота цієї сили буде додатною. Отже, молекули поверхневого шару мають надлишок енергії у порівнянні з молекулами, які містяться у середині тіла. Цей надлишок енергії називається поверхневою енергією [2].

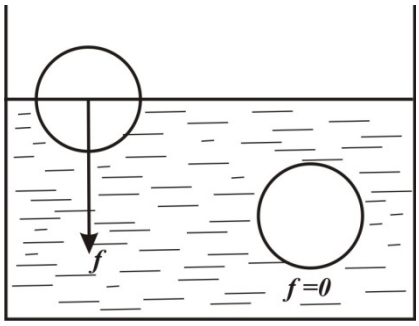


Рис. 1. Рівнодійні сил, що діють на молекули біля поверхні та в її об'ємі

Таким чином, якщо поверхня твердого тіла збільшується, то нові молекули виходять на поверхню, тому сумарна енергія молекул твердого тіла збі-

льшується і таке збільшення пропорційне збільшенню площі утвореної поверхні. Отже

$$\partial W = \sigma \cdot \partial S \tag{1}$$

де $\boldsymbol{\sigma}$ – коефіцієнт поверхневого натягу.

За рахунок розвиненої поверхні нанопорошки мають дуже велику поверхневу енергію, що зумовлює нерівноважний стан при взаємодії нанопорошків з деталями. Для пояснення виникнення процесів самоорганізації проведемо оцінку зміни поверхневої енергії при дрібненні частинки мікронних розмірів до нанорозмірних.

Прості розрахунки показують, що при дрібленні частинки на $\boldsymbol{N}$ наночастинок із умови збереження об'єму, отримуємо:

$$\frac{4}{3}\pi R^3 = N\frac{4}{3}\pi r^3 \tag{2}$$

Звідси знаходимо залежність радіуса утвореної частинки

$$r = N^{-\frac{1}{3}} \tag{3}$$

Оскільки поверхнева енергія пропорційна поверхні, то відношення утвореної поверхневої енергії до початкової визначається формулою:

$$\frac{W_r}{W_R} = \frac{N\sigma r^2}{\sigma R^2} = N\left(\frac{r}{R}\right)^2 \tag{4}$$

що з урахуванням (2) дає

$$\frac{W_r}{W_R} = N \cdot N^{-\frac{2}{3}} = N^{\frac{1}{3}} \tag{5}$$

Отже, в результаті використання присадок при заміні мікронних розмірів на нанорозмірні у сотні раз збільшується поверхнева енергія. Оскільки процес впровадження присадок визначається поверхневою енергією, то стають зрозумілими переваги використання наноприсадок [1,3].

Коефіцієнт дифузії, що відповідає за утворення плакувального шару, який утворюють нанорозмірні домішки в матеріалах пар тертя, описуються залежністю [2]

$$D \sim \exp\left(-\frac{E_a}{kT}\right) \tag{6}$$

де $\boldsymbol{E_a}$ – енергія активації дифузії. Отже, у випадку застосування наноматеріалів енергія активації зростає за рахунок поверхневої енергій та збільшення площі контакту домішок до матеріалу пар тертя. Суттєве збільшення

коефіцієнта дифузії викликає суттєву нерівноважність процесу, що зумовлює самоорганізацію процесів.

Нанорозмірні присадки до мастильних матеріалів за механізмами дії доцільно розділити на наступні групи [3]:

- Металоплакуючі на основі пластичних металів та їх сполук;
- Шаруваті модифікатори, що утворюють захисні шари зі зниженим опором зсуву.

Металоплакуючі композиції – це порошки пластичних кольорових металів, диспергованні в мастилі. Препарати утворюють структуровані металеві шари – захисні плівки. Залежно від активної речовини можуть реалізовуватися різні механізми їх утворення: механофізикохимічний або хемосорбційний [1,4].

При введенні між контактуючими сталевими поверхнями мастильної композиції, що містить нанопорошок сплаву міді, протікають процеси, що призводять до наноструктурних перетворень шарів. Мідь що виділилася володіє підвищеною енергією і активно взаємодіє з підкладкою, вбудовуючись в її поверхневі шари. Відбувається модифікування поверхні і утворення наноструктурного покриття з фрагментами від 3 до 700 нм, що володіють високою твердістю і підвищеною пластичністю.

До шаруватих модифікаторів тертя відносяться тверді композиції на основі сполук, які утворюють адсорбційні і хемосорбційні наноструктурні захисні шари з меншим опором зсуву, ніж металеві поверхні. Композиції можуть містити сполуки сульфідів і селенідів ***Mo***, дисульфід ***W***, графіт, інші речовини.

Для модифікації підкладки і формування стабільних захисних шарів на навантажених поверхнях доцільно використовувати нанорозмірні дисперсії частинок, наприклад, трисульфіду ***Mo*** з розмірами 20-300 нм. Композиції можуть являти собою також частинки дисульфіду і трисульфіду ***Mo*** [1].

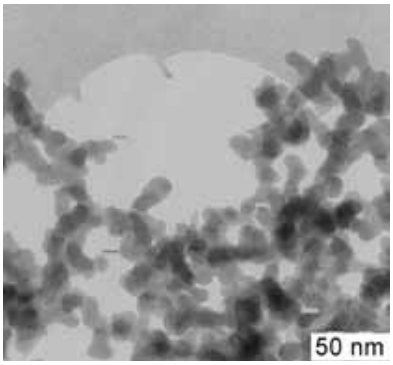
Наведемо приклади по застосуванню нанокомпозицій в мастилах з метою поліпшення їх антифрикційних, протизносних і протизадирних властивостей [1]. Вивчалися композиції, що містять наночастинки (0,01–1,0 мас.%) кремнію, його діоксинуорганобетоніту (шаруватої глинистої структури) з розмірами 10-100 нм і складні поліефіри в якості дисперсійного середовища [1].

На рис. 2 представлені зображення (просвітна електронна мікроскопія) наночастинок кремнію і його пірогенного діоксиду (Aerosil), отримані методами лазерно-індукованого піролізу моносилана і хімічним осадженням із газової фази.

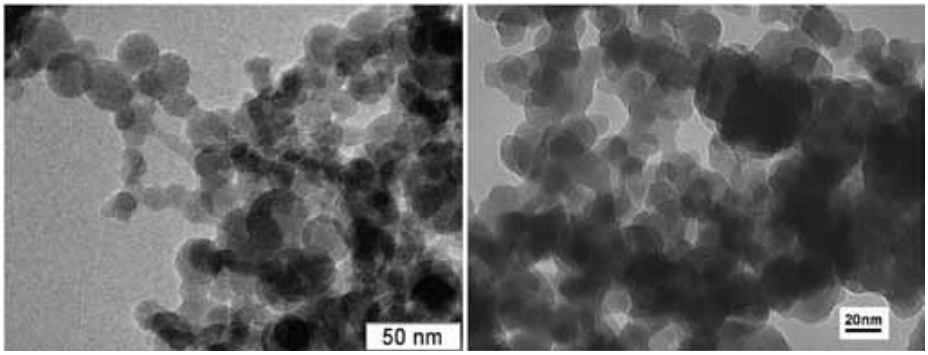
Композиції вводилися в моторне масло в концентрацією до 5,0 мас.%. Випробування проводили на машині тертя (диск по нерухомому диску, діаметри дисків 40 мм, матеріал – сталь 40Х, частота обертання диску – 1600 $хв^{-1}$, навантаження – до 400Н) (див. таблицю 1). Матеріали пар тертя: верхній зразок (нерухома колодка) – чавун СЧ 16-24, нижній зразок (обертовий диск) – сталь Ст.30. Частота обертання нижнього зразку 225 $хв^{-1}$. Діапазон навантажень – до 2000 Н.

Таблиця 1. Стійкість до збільшення навантаження при використанні присадок наночастинок діоксиду кремнію [1]

Мастильний склад	Навантаження задиру, Н
Моторне мастило	20
Масло з дисперсією наночастинок діоксиду кремнію в поліефірі	330
Масло з дисперсією наночастинок кремнію в поліефірі	350



а)



б)

Рис. 2. Наночастинки кремнію (а) і його діоксиду (б)

Дослідження властивостей пов'язаних пар тертя (шийки колінчастого валу суднового двигуна), отриманих шляхом плазмового напилення при нанесенні фулерену наведені в таблиці 2. Дослідження показали, що: $К_{тр}$ (коефіцієнт тертя) та зношування при навантаженні 200 кг зменшуються, особливо при нанесенні фулеренів на обидві поверхні.

Таблиця 2. Дослідження властивостей шийки колінчастого вала суднового двигуна типу NVD в парі з вкладишем при нанесенні фулеренів [3]

Матеріал основної деталі	Матеріал спільної пари	$К_{тр}$	Зношування, мкм
Сталь 45	АО20	0,065	0,04
Сталь 45 + фулерен	АО20	0,050	0,03
Сталь 45 + фулерен	АО20 + фулерен	0,034	0,01

Наступний приклад стосується використання нанорозмірних домішок на основі оксиду церію, які вже зараз додають в дизельне паливо, що дозволяє на 4-5 % підвищити ККД двигуна і знизити ступінь забруднення вихлопних газів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ларчиков А. Наноструктурирование поверхностей трения и износа машин и механизмов / А. Ларчиков, В. Беклемышев, И. Махонин, К. Филиппов, М. Афанасьев. – Наноиндустрия, 2013. – №5. – С. 22 – 30.
2. Козицикий С. В.. Молекулярна фізика: підручник / С. В. Козицький, А. Н. Золотко. – Одеса: Астропринт, 2011. – 352 с.
3. Лиджи-Горяев Р. А. Применение наноматериалов в судоремонтных процессах / Р. А. Лиджи-Горяев – Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и наука, №1, 2009. – С. 95 – 97.
4. Никифоров С. Функциональные нанопокрытия: тенденции и перспективы. – Наноиндустрия, № 56, т.2, 2015. – С. 18 – 21

УДК 621.436.1:532.135

Дем’яненко І. А., кер.проф.Козицький С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Використання дисульфіду молібдену для зменшення зношування деталей суднових механізмів

1. Отримання MoS_2 методом високотеиперетурного синтезу, що самопоширюється (СВС).

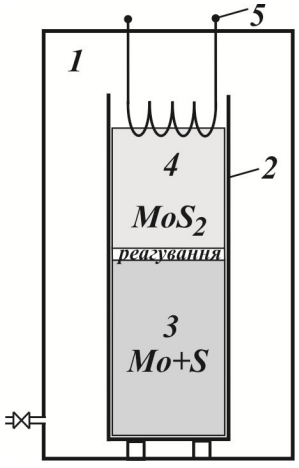


Рис. 1. СВС-схема отримання MoS_2

У 1967 р. Мержанов та група дослідників [1] відкрили новий клас процесів синтезу, який полягає у поширенні хвилі хімічного реагування (горіння) по підготовленій суміші вхідних компонентів. Процеси СВС виникають локально від джерела тепла і поширюються від нагрітих в результаті реагування шарів до холодних, тобто від продуктів до синтезованої речовини. Інтенсивність процесу СВС суттєво залежить від енергетичного балансу, пов’язаного з виділенням тепла в зоні активного синтезу та віддачею тепла в оточуюче середовище.

Порошки сірки та молібдену у стехіометричному відношенні перемішують та пресують для покращення контакту (збільшення теплопровідності). Шихту розміщають у кварцеву ампулу 2 (рис.1) та згори підпалюють за рахунок пропускання струму по спіралі 5, починається горіння (активне хімічне реагування) по шихті проходить хвиля реагування (перетворення) і після проходження хвилі реагування (область 4) отримають MoS_2 .

Синтез проходить за лічені секунди, не вимагає енергетичних затрат та екологічно чистий. На рис.2 наведена система знімків [2] протікання СВС-процесу. В результаті СВС- синтезу отримують дисульфід молібдену у вигляді суцільного зразку циліндричної форми, який легко перетворюється у порошок середнім розміром 5-6 мкм. Зменшуючи тиск у реакторі можливе утворення дисульфіду молібдену з газової фази. Тоді продукти реагування мають значно менші розміри, так отримують дисульфід молібдену у нанороммірному виді.

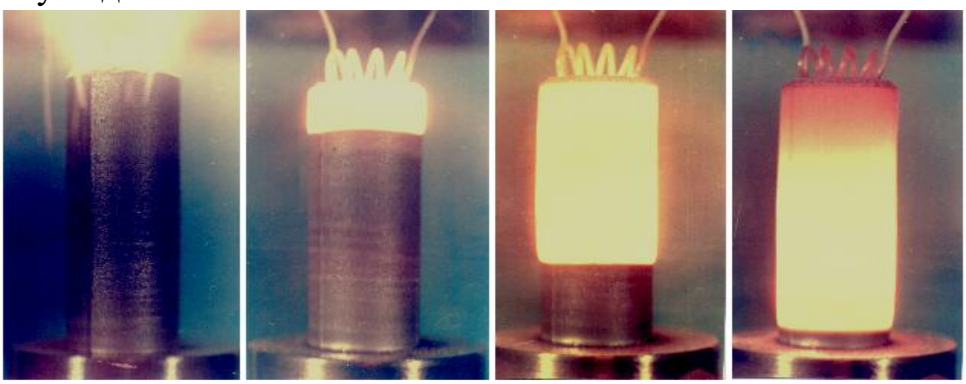


Рис. 2. Світлина хронометражу СВС-синтезу дисульфіду молібдену

Характерною особливістю цих реакцій реагування (горіння) було те, що практично відсутнє виділення газу та утворення повністю конденсованих продуктів. Чистота отриманих матеріалів визначається чистотою вхідних компонент. Крім того, досягаються високі температури, що сприяє додатковому очищенню матеріалу в процесі синтезу.

2. Використання препаратів на основі СВС- $\boldsymbol{MoS_2}$ для покращення роботи суднового обладнання

Шарувата структура, стійкість до зміни оточуючого середовища, велика міцність плівки дисульфід молібденових кристалів зумовлюють їх широке застосування [3] при експлуатації суднового обладнання (таблиця 1).

Дисульфід молібдену використовують для змащення деталей, які працюють в умовах високих та низьких температур при збиранні, бо при розбиранні нерухомі деталі не піддається окисленню. Судно укомплектоване аптечкою А-ДМС-1 в склад якої входять наступні препарати:

1) порошки ДМ-1 та ДМ-3, які мають розмір частинок $\boldsymbol{d} \sim 7$ мкм і домішки на рівні 1,0% (ТУ ЦМТУ 06-1-68);

2) порошки ДМ-2 та ДМ-4 розміром частинок $\boldsymbol{d} \sim 150$ мкм і домішки на рівні 1,5% (ТУ ЦМТУ 06-1-68);

3) паста ВНД і ПП-232 (ДСТ 1006-8-88), яка утворена 70% $\boldsymbol{MoS_2}$ та 30% веретенного масла;

4) брикети (3002-ВТМ), які утворені з порошків ДМ-2 та ДМ-4 та 15% зв'язуючого компоненту;

5) олівці (3002 ВТМ), які утворені 56% порошка ДМ-2 або ДМ-4, 11% воску і 33% парафіну.

Усі препарати на основі MoS_2 безпечні у пожарному відношенні та нетоксичні.

Препарати паста, брикети та олівці наносяться на деталі методом натирання, а порошки, в якості добавки до масел та консистентних змазок.

Таблиця 1. Застосування СВС- MoS_2 [3]

№	Назва вузла	Випадки застосування	Мета застосування
1.	Ціліндро- поршньова група	1) Після заміни або обробки втулки наждачним каменем, заміни кілець. 2) Спостереження інтенсивного зношення, задирів тощо при експлуатації.	Покращення якості та прискорення обкатки, зниження зношення, попередження задирів, відновлення нормальних умов тертя.
2	Підшипники рамові, головні	Після заміни або наплавки підшипників.	Покращення якості і прискорення обкатки, запобігання натягу баббита тощо.
3.	Втулочні підшипники, валики, пальці, шарнірні сполучення	1) Після заміни та ремонту деталей. 2) Підвищення зношення виникнення задирів та заїдання при експлуатації.	Покращення якості притирання, зниження зношування попереджених задирів.
4.	Підшипники кочення	1) Після кожного огляду або ремонту перед збіркою. 2) Прояви підвищеного зношування при експлуатації.	Зниження зношування, запобігання руйнування (викришування) робочого шару кульок, роликів та доріжок, залуження зношування сепаратора.
5.	Притерті поверхні (клапани, арматура,з'єднання без прокладки)	1) Після кожного огляду або ремонту перед збіркою. 2) Для того, щоб поверхні притерлися.	Зниження зношування продовження терміну використання. Підвищення якості притирки поверхонь, продовження терміну використання.
6	М'які сальникові набивки	1) Після кожного огляду або ремонту перед збіркою. 2) Прояви підвищеного зношування при експлуатації.	Зниження зношування валів та штоків, запобігання їх корозії в районі сальників.

Використання дисульфіду молібдену приводить до наступних переваг:

- Зниження експлуатаційного зношення деталей, які труться.
- Запобігання сухого тертя у вузлах, де можливі руйнування традиційної змазки.
- Запобігання задирів після ремонту та заміні деталей, які труться
- Запобігання та «заліковування» пошкодження зубчастих передач.
- Запобігання руйнуванню (випрошуванню) робочого шару кульок, роликів та домішок підшипників кочення.

•Запобігання «зчепленню» деталей нерухомих з'єднань, особливо для з'єднань, що перебувають у агресивному середовищі, високих та низьких температур і значних навантажень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Мержанов А. Г. Метод самораспространяющегося высокотемпературного синтезу / А. Г. Мержанов –Успехи наук. Физическая химия. 1987. С. 9–65.
2. Режим доступу: http://www. ism.ac.ru/handbook/0photo.htm
3. Мышкин М. К. Трение, смазка, износ. Физические основы и техническое применение трибологии/ М. К. Мышкин, М. И. Петровец –М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 368 с.

УДК 621.436.1:532.135

Яжевський О. І. , кер.проф. Козицький С. В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Застосування дилатантних рідин у демпферах крутильних коливань

У багатоциліндровому двигуні валопровід сприймає крутний момент $\boldsymbol{M_{кр}}$ від всіх кривошипно-шатунних механізмів (КШМ) циліндрів. Для багатоциліндрового двигуна крутний момент, являє собою періодичну функцію, отже крутний момент буде періодично змінюватися, що зумовлює зміну кутової швидкості обертання валу. Виникаючі крутильні коливання можуть приводити до великих динамічних напружень та до руйнування валопроводу.

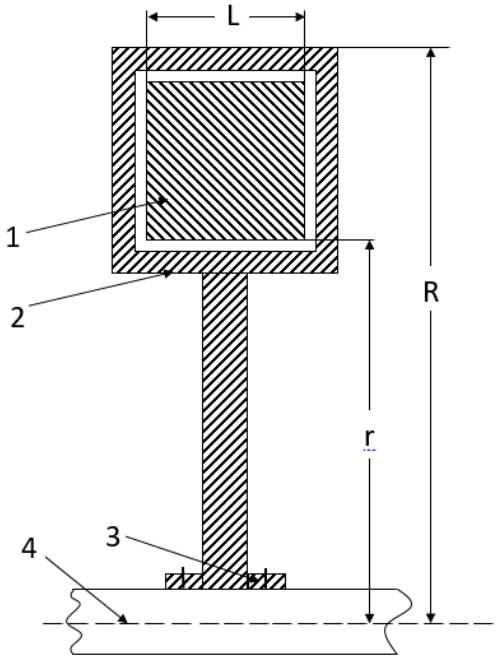


Рис.1 Демпфер рідинний: 1 –махова маса, 2 – корпус, 3 –кріплення до валу, 4- вісь вала

Для зменшення шкідливої дії крутильних коливань, застосовують демпфери [1], які частково поглинають енергію коливань завдяки наявності між маховою масою і корпусом демпфера елементів з тертям. Найбільше поширення от-ри мав рідинний демпфер, де вільний простір між корпусом та маховою масою вводиться в'язка рідина У більшості випадків використовують силікони [2].

Виникаюча сила тертя, що діє на елементарну площадку $\boldsymbol{dS}$ пропорційна градієнту швидкості

$$dF_{\text{тр}} = \eta \frac{dv}{dz} dS . \quad (1).$$

В'язкі рідини, для яких закон (1) порушується, звуться неньютонівськими. Їх реологія задовольняється законом Оствальда [2] та описується рівнянням

$$dF_{\text{тр}} = - K_n \left(\frac{dv}{dz} \right)^n dS , \quad (2)$$

де K_n - коефіцієнт, а $n \neq 1$ має назву індексу течії, який характеризує ступінь відхилення від ньютонівської поведінки. Існують дилатантні рідини [2], для яких $n > 1$.

Проведемо розрахунок демпфера, де махова маса у вигляді суцільного кільця має розміри r та R і ширину L, вільний простір між ним та корпусом однаковий і рівний h та заповнений дилатантною рідиною (рис.1). Згідно означення моменту сили та з врахуванням (2), маємо

$$M = \int \rho dF_{mp} = \int_S \rho K_n \cdot \left(\frac{dv}{dz} \right)^n dS , \quad (3)$$

де інтегрування проводиться по елементарним площадкам dS, що знаходяться на: нижня $dS_{\text{Н}} = 2\pi r \cdot dL$ та верхня $dS_{\text{В}} = 2\pi R \cdot dL$ і дві бокові $dS_{\text{Б}} = 4\pi\rho \cdot d\rho$ між маховою масою та корпусом (ρ - відстань від осі обертання.

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

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

де φ_0 та ω – амплітуда та кутова швидкість крутильних коливань. Величина швидкості між корпусом та маховою масою визначається як $v = \omega \cdot \rho$. Тоді для градієнта швидкості отримуємо

$$\frac{dv}{dz} \approx \frac{\rho d\varphi}{dz} = \frac{\rho \varphi_0 \omega}{h} \cos \omega t , \quad (4)$$

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

Підставляючи у формулу (3) значення для сили в'язкості та з врахуванням виразу для градієнту отримуємо

$$M(t) = K_n \int_S \rho \cdot \left(\frac{\rho \varphi_0 \omega}{h} \right)^n \cdot \cos^n \omega t \cdot dS . \quad (5)$$

Усереднення для гармонічної функції дає

$$< \left| \cos^n \cdot \omega t \right| >= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left| \cos^n \varphi \right| \cdot d\varphi .$$

Тоді після інтегрування по усім поверхням махової маси отримуємо середнє значення моменту сил опору

$$< M_n(t) >= 2\pi K_n < \left|\cos^n \omega t\right| > \left(\frac{\varphi_0 \omega}{h}\right)^n f(n) \ , \qquad (6)$$

де функція $f_{(n)}$ враховує параметри демпфера

$$f(n) = R^{n+2} \cdot L + r^{n+2} \cdot L + \frac{1}{n+3}(R^{n+3} - r^{n+3}). \qquad (7)$$

Ефективність демпфера, заповненого дилатантною рідиною, відносно аналогічного, заповненого ньютонівською рідиною (n = 1) визначається як

$$W = \frac{< M_n(t) >}{< M_1(t) >} = c\left(\frac{\varphi_0 \omega}{h}\right)^{n-1} \frac{f(n) < \left|\cos^n \omega t\right| >}{f(1) < \left|\cos \omega t\right| >}, \qquad (8)$$

де $C = K_n / \eta$ визначає відношення коефіцієнтів в'язкості для ньютонівської та дилантної рідин і для оцінки ефективності приймемо її рівною одиниці.

Ефективність демпфера залежить від індексу течії n та величині зазору h між корпусом та маховою масою і параметрів крутильних коливань – частоти ω та амплітуди φ_0, і зростає при збільшенні величини амплітуди крутильних коливань. Розрахунки для демпфера $R = 302{,}7$ мм; $r = 191{,}0$ мм; L = **25,3** мм, $h = 0{,}5$ мм [2], взявши характерні значення φ_0 = **0,01** рад та ω = **0,5** рад/с, наведені у таблиці.

Таблиця 1. Порівняння ефективності демпферів при різних значеннях n

n	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
W	1,0	2,23	3,28	4,94	7,56	11,73	18,41

Проведений аналіз показує, що при застосуванні дилатантних в'язких рідин зростає ефективність демпфера тим більше, чим більший індекс течії n.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

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

3. Козицький С. В. Курс загальної фізики. Т.1 Механіка: підручник / С. В. Козицький, Д. Д. Поліщук – Одеса: Астропринт, 2011. – 472 с.

4. Козицький С. В. Теоретична механіка: Підручник /для напряму підготовки 6.070104 «Морський та річковий транспорт»/ С. В. Козицький – Одеса, Астропринт, 2014. – 468 с.

УДК 621.431.7.011 – 185.3

Шліхта А. Н., Мисов В. Д., Захаріков В. О., кер.доц. Кардаш В. П.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення енергоефективності робочого процесу суднового двигуна 7S50MC-C

Інтенсивний розвиток світового судноплавства призвів до будівництва флоту великої вантажопідємності з потужними енергетичними установками (малопотужні - до 73.5кВт, середньої потужності - 73.5 ... 735кВт, надпотужні - понад 735 кВт). Експлуатація такого флоту супроводжується зростанням його впливу на навколишнє середовище.

На думку експертів Lloyd's Marine Intelligence, 75% товарів в світі перевозить торговий флот, що налічує понад 50 тисяч суден загальною вантажопідємністю близько 1,4 млрд. тонн. Негативний вплив водного транспорту на атмосферне повітря особливо в портах, прибережних районах також має місце.

Важливість вирішення завдань захисту атмосфери від шкідливих викидів морських суден визначається тим, що забруднення від сучасних суднових дизелів складають найбільш істотну частку, в основному за рахунок діоксиду сірки, азоту та вуглецю, незгорілих компонентів палива, твердих частинок (сажа). Найбільшої екологічної шкоди від викидів шкідливих речовин, що утворюються в камері згоряння (КЗ) дизеля, доводиться на оксиди азоту (NOx), які представлені наступним рядом: NO, NO_2,N_2O, N_2O_3, N_2O_4, N_2O_5.

При цьому встановлено, що з усіх оксидів азоту, що містяться у відпрацьованих газах (ВГ), на частку NO в дизелях доводиться 95-98%. Причому сорт палива, що спалюється не робить істотного впливу на утворення оксидів азоту в КЗ. З оксидів азоту N0x 80 - 90% припадає на монооксид азоту NO та 10-20% на діоксид азоту NO_2. Зміст інших газоподібних оксидів азоту в ВГ мізерно малий [1-3].

У питаннях викиду ВГ у судноплавстві діє міжнародна конвенція МАРПОЛ 73/78, Додаток VI і технічний кодекс по NOx [4,5]. Конвенція MARPOL також визначає географічні зони дії обмежень на викиди (Emission Control Areas - ECAs).

В даний час встановлено три види утворення оксидів азоту в вихлопних газах двигунів.

• тепловий механізм, або високотемпературний механізм Зельдовича;

• «швидкий» механізм, званий також хімічним;

• механізм, пов'язаний з утворенням NOx з азотовмісних компонентів палива.

Групою вчених на чолі з Я.Б. Зельдовичем в сорокові роки минулого століття був проведений ряд експериментів по доведенню термічної природи реакції оксидації азоту і обчислення абсолютних значень швидкостей утворення і розпаду NO. В ході досліджень було виявлено, що обчислені абсолю-

тні реакції не узгоджуються з припущенням про молекулярний механізм реакції:

$N_2 + O_2$ —» 2NO. (1)

В результаті був вивчений ланцюговий механізм окислення азоту, який складається з двох оборотних реакцій, запропонований М.М. Семеновим:

$O + N_2 \leftrightarrow NO + N - 196500$Дж (2)

$N + O_2 \leftrightarrow NO + O + 16720$Дж (3)

Даний механізм відомий в науково-технічній літературі як класичний механізм Зельдовича. Пізніше класичний механізм був доповнений за рахунок реакції і отримав назву «розширений»

$N + OH \leftrightarrow NO + H$. (4)

Реакція утворення «швидкого» оксиду азоту носить більш складний характер у порівнянні з термічним NO за рахунок тісного зв'язку з утворенням CH.

Вперше утворення швидкого NO описав C.P. Fenimore [6]. Головною особливістю цього механізму є швидке утворення атомів N.

Швидкість утворення оксиду азоту обумовлюється швидкістю реакції між молекулою азоту N_2 і проміжним радикалом CH. Наслідком даної реакції є ціанистоводнева кислота HCH, що вступає в реакцію з радикалом N. У результаті кислота дуже швидко утворює NO:

$CH + N_2 \leftrightarrow HCH + N$ (5)

$N + OH \leftrightarrow NO + H$ (6)

$N + O \leftrightarrow NO + O$. (7)

Порівнюючи швидкості реакцій з класичним механізмом Зельдовича і швидкість утворення атомів N за допомогою радикала CH відзначається, що в останньому випадку вона вище. Саме звідси і походить назва «швидкий» N0. Перед виникненням радикала CH утворюється етін (ацетилен C2H2), що утворюється у фронті полум'я тільки за умови багатою суміші. З огляду на порівняно невисоку енергію активації утворення «швидкого» оксиду відбувається вже при температурі T> 1OOOK. У різній літературі фігурують різні значення константи швидкості Kv реакції (5). Внаслідок цього розрахунок «швидкого» NO в порівнянні з термічним NO характеризується меншою вірогідністю.

Існують і інші припущення утворення «швидкого» NO. P.C. Matle і D.T.Pratt описують механізм, відповідно до якого «швидкий» NO утворюється з N_2O. Вони стверджують, що при T <2000 K оксиду азоту з N_2O утворюється більше, ніж за механізмом Зельдовича [8].

Порівнюючи реакції Реттоге (5) і Зельдовича (2) можна зробити висновок, що утворення «швидкого» N0, на відміну від термічного NO, порівняно мало залежить від температури, починається при більш низьких температурах і набагато сильніше залежить від локальних концентрацій палива, тобіш локального коефіцієнта надлишку повітря. Від останнього істотно залежить поява радикала CH і синильної кислоти HCN. Паливні оксиди азоту утворюються при окисленні азотовмісних речовин, присутніх в паливі в зоні фа-

кела. Концентрація паливних оксидів може досягати значних розмірів, якщо вміст у паливі азотовмісних речовин перевищує 0,1% від ваги [9].

Швидкість його утворення характеризується швидкістю реакцій (4) і (2). Перетворення азоту палива в оксид азоту при згорянні в поршневих двигунах майже не має значення, оскільки паливо для подібних двигунів майже не має в своєму складі пов'язаного азоту. Методи зниження викидів NOx поділяються на 2 групи. Перша група зниження викидів NOx заснована на зменшенні температури в зонах горіння палива. Оскільки температура є основним фактором при утворенні NOx, то цей метод досить ефективний. Найвідоміший це регулювання подачі палива і зміна системи упорскування палива. Цим методом користуються великі двигунобудівні компанії такі як MAN B & W і SULZER виготовленням двигунів з електронним управлінням і уприскуванням.

Друга група заснована на хімічній нейтралізації NOx перед випуском відпрацьованих газів в атмосферу.

Найбільшого поширення на суднах морського флоту отримали методи зниження викиду NOx, засновані на зволоженні повітряного заряду. Застосування гомогенізації палива і води дозволяє знизити вміст NOx на 30-50%.

Другим напрямком в другій групі методів зниження викидів NOx є рециркуляція відпрацьованих газів. Ефективність методу - до 98% зниження викидів NOx.

З досліджень, проведених університетом Мічігану (США) випливає, що достатнього підвищення (10%) вихідних характеристик ДВЗ можна досягти в результаті відносно невеликого підвищення концентрації кисню в надувному повітрі (до 23%). При концентрації кисню в надувному 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 середнього ефективного тиску і зниженням питомої ефективної витрати палива до 15%. Очікуване збільшення термічного ККД викликано більш високою швидкістю горіння, особливо під час фази дифузії. Однак, незважаючи на переваги використання збагаченого киснем повітря, збільшуються викиди NOx в 3-5 разів [10].

Вивчивши інформацію про існуючі методи зниження шкідливих викидів, вимоги МАРПОЛ до викидів і хімію шкідливих речовин пропонуємо наступний метод.

NOx збільшується при наявності в продуктах згоряння вільного кисню, тобто в міру збідніння суміші і залежить від температури газового середовища. Швидкість утворення і час досягнення рівноважної концентрації NOx залежать експоненціально від температури в зоні хімічних реакцій. Концентрація NOx залежить також в ступені 0,5 від концентрації реагуючих компонентів N (азот) і O2 (кисень) і лінійно від часу перебування продуктів згоряння в зоні високих температур. Механізм реакції зумовлює залежність ви-

ходу окислів азоту від концентрації молекулярного азоту. При спалюванні палив розглядається зниження температурного рівня і зменшення коефіцієнта надлишку повітря [11]. Зменшення викидів сполук азоту пов'язано з певними труднощами, так як умови їх зниження збігаються з умовами утворення шкідливих продуктів неповного згоряння і навпаки. Якщо утворення продуктів неповного згоряння палива визначається в цілому недосконалістю процесу згоряння, то виникнення NOx - його досконалістю, з точки зору ефективності використання енергії палива. Чим вище максимальна температура циклу, тим вище його коефіцієнт корисної дії і тим більше утворюється оксидів азоту.

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). 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 - окислювач, яка реагує і на нашу думку, призведе до підвищення якості згоряння палива і можливості спалювати більше палива при тій же стехиометрії (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.

Збагачене киснем повітря, можна отримати за допомогою мембранної установки розділення повітря.

Більш висока циліндрова потужність при тому ж, або незначному більшому максимальному тиску в циліндрі, а також істотне зниження шкідливих викидів і збільшення якості згоряння палива є очевидною перевагою використання азоту і збагаченого киснем повітря в порівнянні з іншими методами збільшення потужності і методами дотримання вимог МАРПОЛ. Оскільки необхідні зміни в системі наддуву двигуна не становить складності, дана схема установки може бути застосована в складі енергетичної установки.

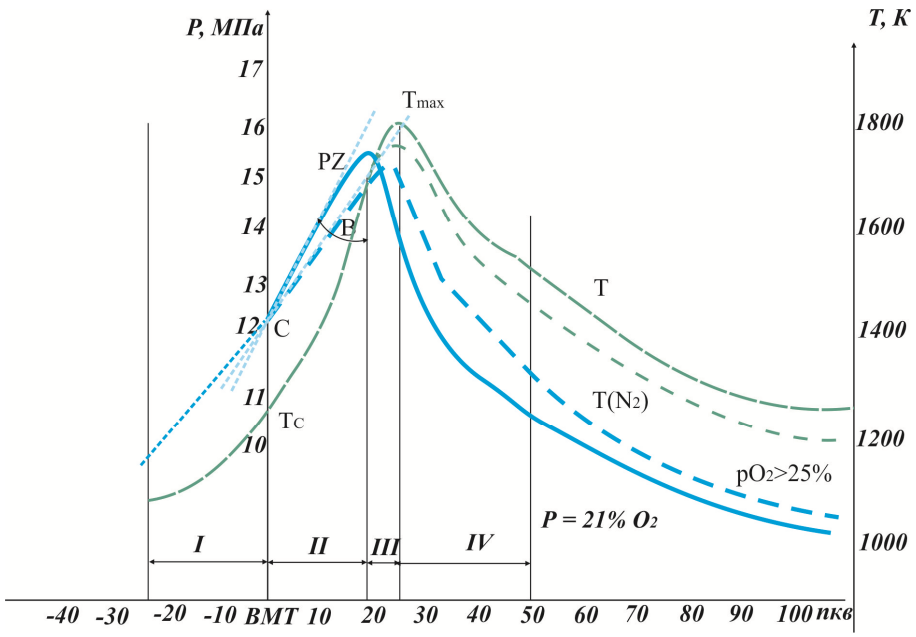


Рис. 1. Індикаторна діаграмв робочого процесу ДВЗ

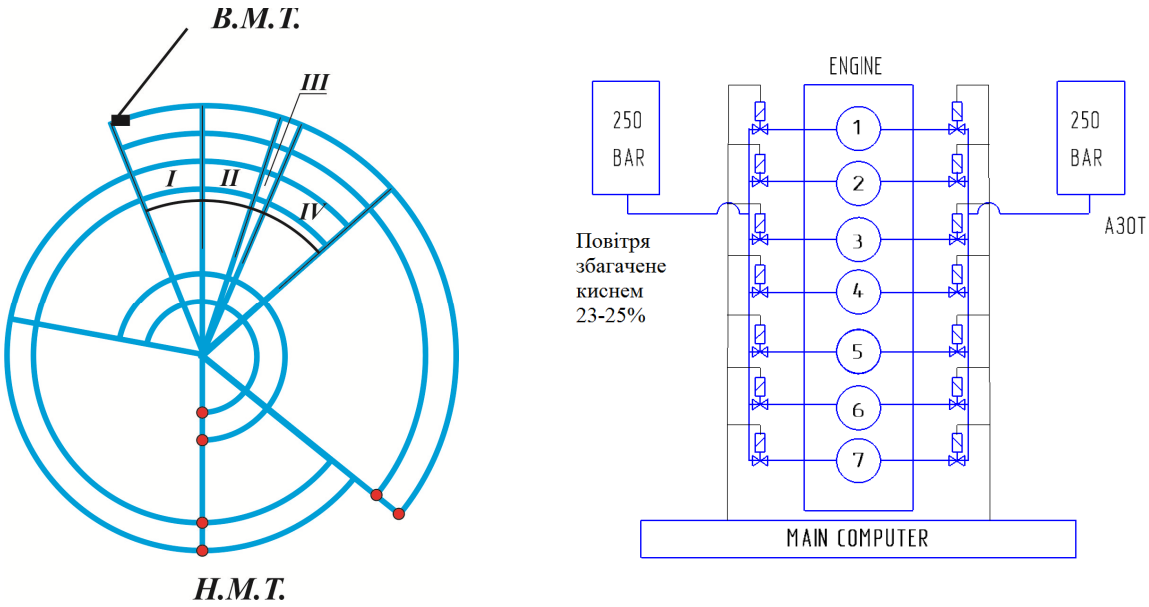


Рис. 2. Схема подачі повітря збагаченого азотом і киснем.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Пронин Е.Н. Использование сжиженного природного газа на водном транспорте: Санкт-Петербург. – Наука. – 2016. – С. 3-8.
2. Высоцкий С.П., Широких К.С., Байчоров А.А. Выбор технологии денитрификации дымовых газов. Вести Автомобильно-дорожного института: научно-производственный сборник. – 2013. – №2(17). – С. 3-8.
3. Альфредович В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания: метод. пособие. – Минск. – БНТУ. – 2016. – С. 54.
4. Додаток II конвенції Марпол 73/78 про «Правила запобігання забрудненння шкідливими речовинами , які перевозяться наливом» .

5. Приложение к Резолюции МЕРС 177(58): Технический кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей. – 1997. – С.10.
6. Голубев М.В. Совершенствование процессов фильтрации и охлаждения отработавших выхлопных газов судовой дизельной установки: дис. на соискание уч. ст. кан. техн. наук. Одесса – ОНМА. – 2016. – С. 157-164.
7. Варнату Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. М.: Физматлит. – 2006. – 352 с.
8. Краснова Е.В. Улучшение экологических характеристик водородного дизеля усовершенствованием рабочего процесса: дис. на соискание уч. ст. кан. техн. наук. Москва – МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015 . – С. 417-420.
9. Оукнев В.Н. Перспективные технологии нейтрализации оксидов азота в отработавших газах энергетических установок: Работы II Межд. научно-тех. семинара// «Использование, проектирование и эксплуатация судовых дизелей внутреннего сгорания». – 2007// – СПб – ИПУ СПТУВК – 2008. – С. 245-250.
10. Assanis 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 P, №1.
11. Промтов М.А. Анализ методов снижения вредных веществ в отработанных газах судовых дизелей: автореферат. – ТГТУ. – 2012. – С. 3-9.
12. 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. – С. 259-265.
13. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов: учебник для высших учебных заведений – 2-е издание. М.: Транспорт . – 1990. – 368 с.

УДК 621.561.59

Попов Д.Ю., Чепиль О. О. , кер. доц. Ольшамовський В.С.
Національний університет «Одеська морська академія»

Рекомендации по удосконаленню холодильної установки суднової системи комфортного кондиціонування повітря

Сучасні морські судна є місцем постійної роботи і проживання членів екіпажів та тривалого перебування пасажирів. Тому в житлових, службових, пасажирських і громадських приміщеннях цих суден у будь – яких районах плавання, у будь – який час року і при будь-яких метеорологічних умовах повинен підтримуватися сприятливий для людей мікроклімат, тобто сукуп-

ність складу і параметрів стану повітря, а також теплових випромінювань в обмеженому просторі приміщень.

Мікроклімат в суднових приміщеннях забезпечується за допомогою систем комфортного кондиціонування повітря (ССККП) і відповідної ізоляції приміщень, температура внутрішньої поверхні яких не повинна істотно (більш ніж на 2°С) відрізнятися від температури повітря в цих приміщеннях. ССККП призначені для очищення і тепловологісної обробки повітря, що подається в приміщення. При цьому в приміщенні повинні бути забезпечені певні, наперед задані кондиції, тобто параметри складу та стану повітря: його чистота, достатній відсоток вмісту кисню, температура, відносна вологість і рухливість (швидкість переміщення). Ці задані кондиції повітря і визначають так звані комфортні умови для людей.

У різних районах плавання суден в різні пори року температура зовнішнього (атмосферного) повітря може досягати найвищих (до 40 – 50°С) та найнижчих (до -50°С) значень. Температура забортної води при цьому може змінюватися в широких межах: від +35°С до -2°С, а вміст вологи в 1 кг повітря – від 24 ÷ 26 до 0,1 ÷ 0,5 г. В таких умовах плавання судна істотно змінюється і інтенсивність сонячної радіації. Якщо врахувати, що судна являють собою великі металеві споруди з високим коефіцієнтом теплопровідності, то стає ясно, наскільки великий вплив зовнішніх умов на формування мікроклімату в суднових приміщеннях. До того ж, на судні достатньо багато внутрішніх об'єктів які виділяють тепло і вологу.

Все це потребує від суднової СККП великої гнучкості в роботі. У теплих районах (у літній період) вона повинна забезпечувати відведення з приміщень відповідних надлишків тепла та вологи, а в холодних районах (у зимовий період) – компенсувати тепловтрати та зволожувати повітря в приміщеннях.

Підігрів повітря здійснюють трубчастими електричними нагрівачами, парою або гарячою водою.Зволоження повітря здійснюють, як правило, водяною парою або водою, а його охолодження та осушення – за допомогою холодильних машин.

В теперішній час на більшості морських суден застосовуються системи цілорічного кондиціонування, а на суднах, які експлуатуються тільки у північних районах, – системи зимового кондиціонування повітря.

Пропонуємі режими роботи суднової ССККП наведені в таблиці.

Режими роботи СККП

	Зовнішнє повітря	Повітря всередині надбудови
Влітку	35°С 70% R. H.	22 ÷27°С 50% R. H.
Взимку	-25°С 50% R. H.	20 ÷ 24°С 50% R. H.

Нижче наведена широко вживана схема холодильної установки та зображення основних елементів суднової системи комфортного кондиціонування повітря та їх розміщення відносно один одного.

Під час ретельного аналізу широко вживаної суднової системи комфортного кондиціонування ми рекомендуємо модернізувати або ж взагалі замінити окремі вузли для зменшення енерговитрат, підвищення надійності та ефективності системи, в цілому.

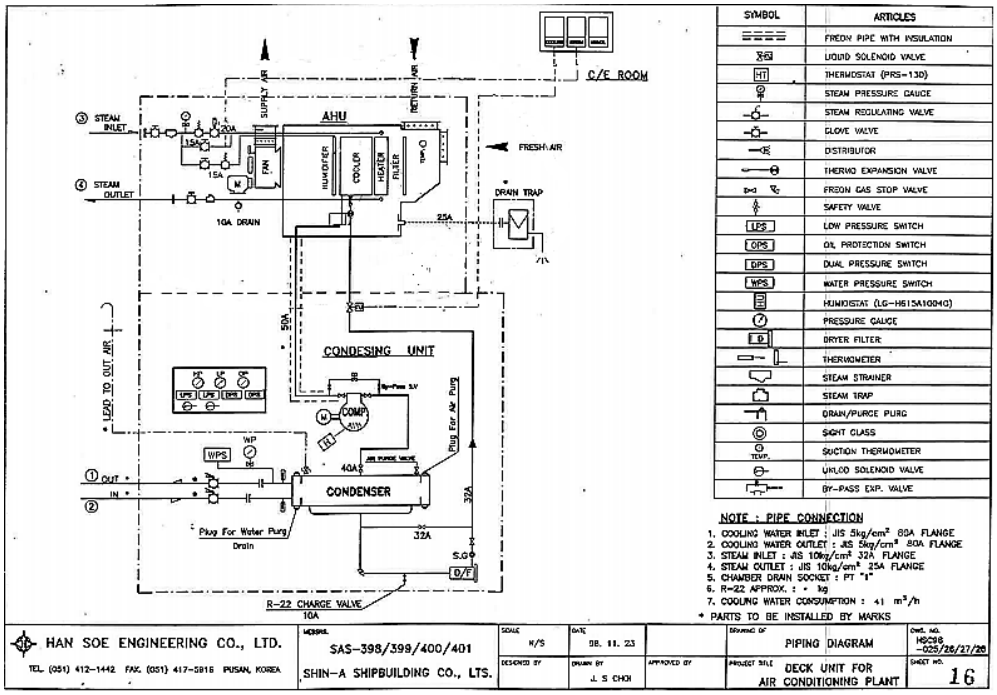


Рис.1. Схема холодильної установки ССККП.

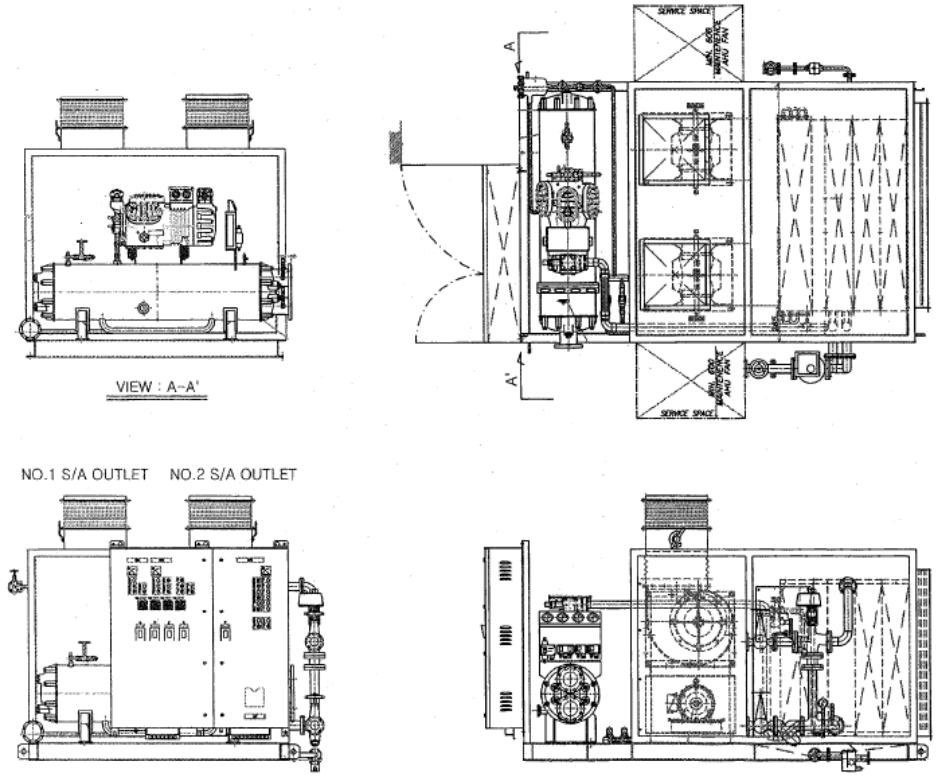


Рис. 2 Загальний вигляд кондиціонера ССККП.

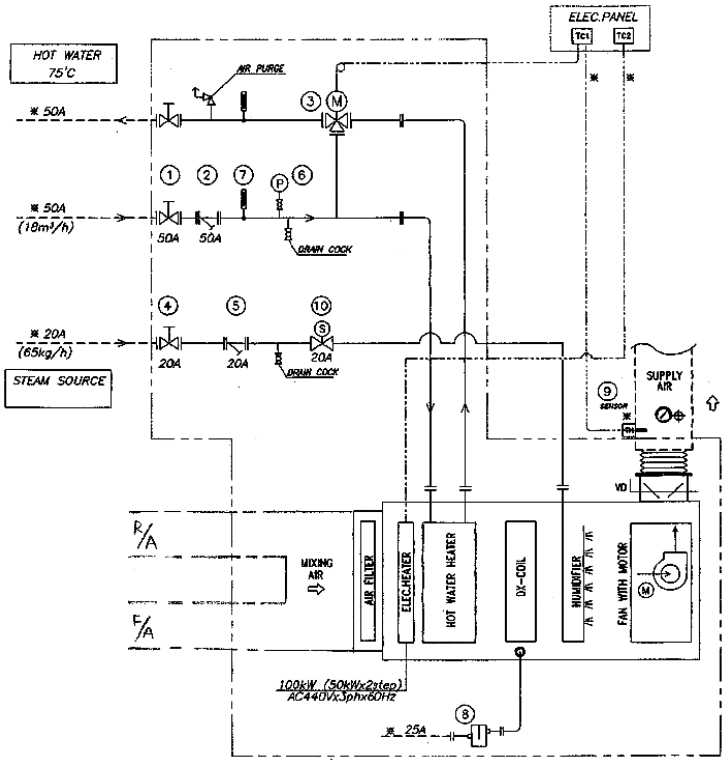


Рис. 3 Схема кондиціонера ССККП.

Отже пропонується:

- Удосконалити систему управління холодильною установкою шляхом заміни механічних приборів контролю і керування на сучасні з електричним вихідним сигналом, які дозволяють контролювати і управляти холодильною установкою дистанційно.
- Модернізувати схему холодильної установки ССККП як для роботи в літку, так і у зимовий період. Пропонується встановити 4х ходовий реверсивний клапан, що дає змогу використовувати холодильну машину як для охолодження припливного повітря, так і для його підігріву. Завдяки цьому ми можемо відмовитися від використання води та ТЕНів для підігріву припливного повітря, що значно зменшує енергоспоживання з боку усієї ССККП.
- Удосконалити систему підтримки ступеня заповнення повітроохолодника холодильним агентом, замістив традиційний механічний ТРВ на більш сучасний клапан з електронним керуванням.
- Удосконалити систему повернення мастила в картер компресора, додатково застосувати в схему холодильної машини мастиловідбірник, ресивер для мастила, фільтр, диференціальний клапан та електронний регулятор рівня мастила у картері компресора.

Модернізування ССККП шляхом встановлення 4х–ходового реверсивного клапана 4х–ходовий клапан застосовується в системах комфортного кондиціонування повітря, які мають як режим охолодження повітря, так і режим обігріву, і служать для перемикання між цими двома режимами (реверсування циклу).

Встановлення даного клапана дає змогу значно скоротити енерговитрати з боку ССККП, адже за такої конструкції потреби у теплі під час роботи у зимовому режимі будут задовольнятися роботою лише одного компресора (30кВт. судно дедвейтом 55337 т.), і зовсім зникає потреба у використанні ТЕНів для підігріву повітря (172 кВт. судно судно дедвейтом 55337 т.)

Підбір 4–ходового реверсивного клапана виконується за каталогом компанії яка виготовляє такі клапана, наприклад "DANFOSS" 2017 року.

Для визначення необхідного типу клапана користуємся, наприклад діаграмою для фреону R404A/R507A, наданою компанією "DANFOSS".

Виходячи з результатів діаграми, обираємо найбільш прийнятний тип клапана, наприклад VHV –[5001, 5002].

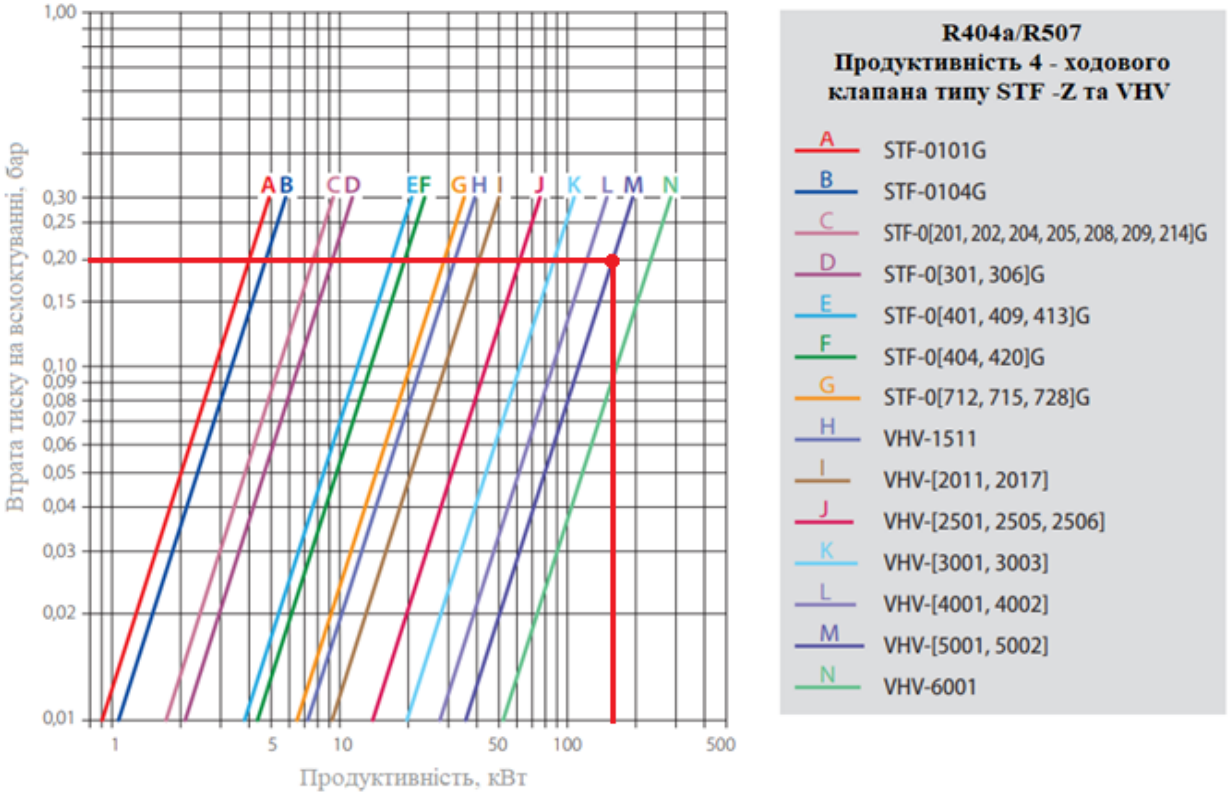


Рис.4 Діаграма для вибору 4х ходового клапану.

Модель	Лінія нагнітання		Лінія всмоктування		Номінальна холодопродуктивність
	мм	дюйм	мм	дюйм	кВт
VHV-S001	38.35	1 1/2	54.40	2 1/8	183-256
VHV-S002	41.2	1 5/8	54.40	2 1/8	183-256

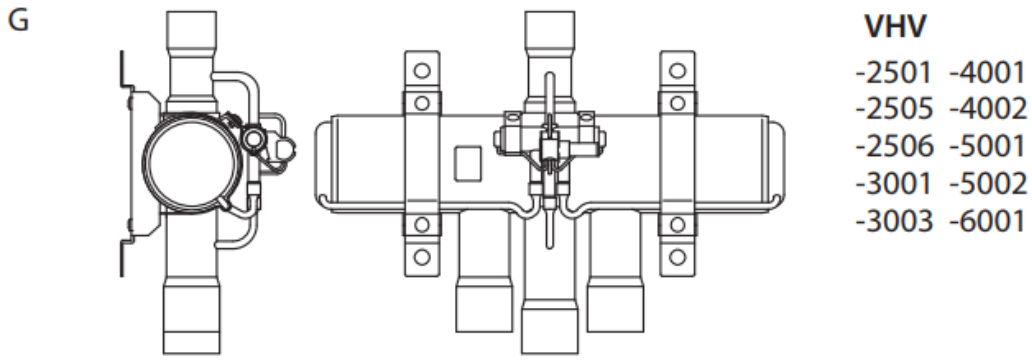
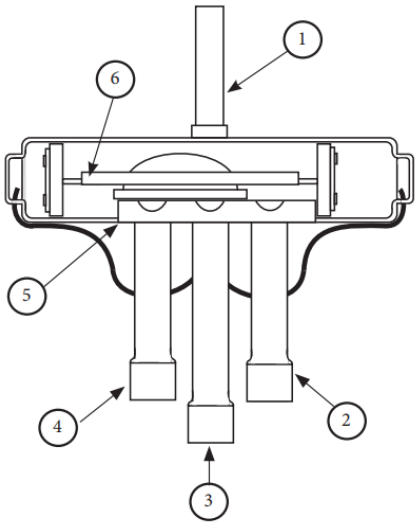


Рис.5. Характеристика і зовнішній вигляд 4х ходового клапана типу VHV – 5002.



1. З’єднання з нагнітальним трубопровідом;
2. З’єднання з випарником/конденсатором;
3. З’єднання з всмоктувальним трубопроводом;
4. З’єднання з конденсатором/випарником;
5. Корпус клапана;
6. Повзунок.

Рис.6 Конструкція клапана VHV – 5002

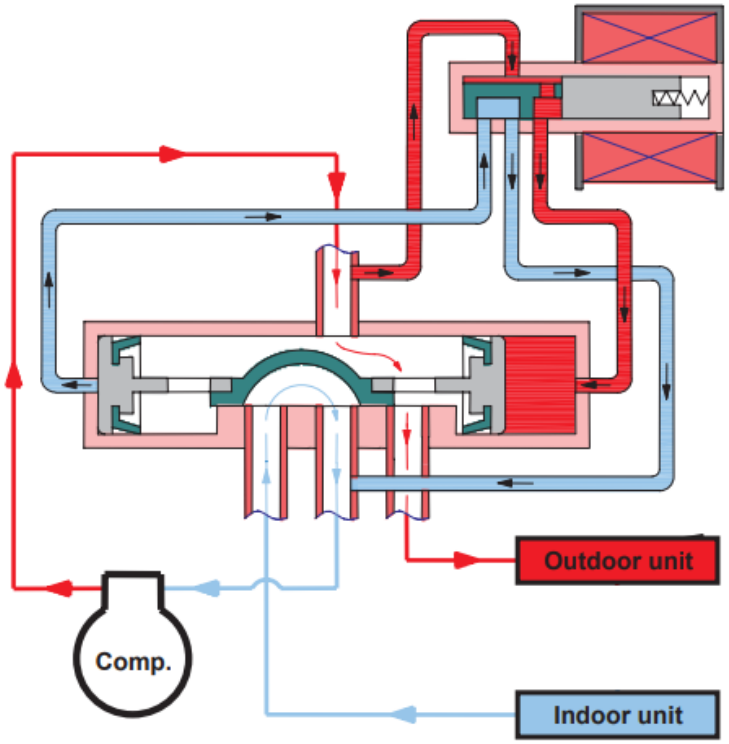


Рис.7 Схема роботи 4х ходового клапана в літньому режимі.

Недоліки механічних ТРВ:

- механічний ТРВ вимагає, щоб перегрів пари холодильного агенту в випарникові був не менше 7 ºС, що знижує активно діючу теплообмінну поверхню випарника;
- неможливість вести контроль роботи випарника на відстані;
- необхідність «рідної» заправки капсули, що відповідає даному холодоагенту;
- обов'язковість сезонного регулювання перегріву;
- обмежений діапазон регулювання продуктивності.

В останні роки холодильна техніка стала насичуватися електронними розширюючими клапанами завдяки їхнім незаперечним перевагам.

Якщо у системах с механічним ТРВ перегрів складає приблизно 8 ÷ 10 ºС, то у системах з ЕРВ перегрів підтримується на рівні 1÷2 ºС (не менше рівня безпечної роботи компресора), що забезпечує зниження енерговитрат.

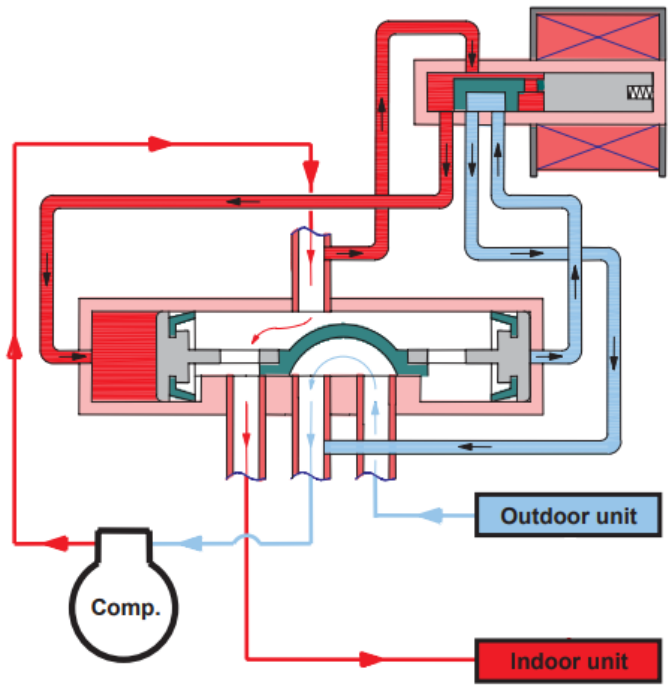


Рис.8 Схема роботи 4х ходового клапана в холодний період.

Переваги ЕРВ:

- широкий діапазон регулювання продуктивності від 10 до 100%;
- адаптивний контроль перегріву,
- ідеальна підтримка мінімального перегріву,
- відсутність сезонного регулювання перегріву;
- можливість використання будь – якого холодоагенту;
- дозволяють вести контроль і регулювання дистанційно.

Визначення типорозміру клапана.

Підбір клапана виконується за каталогом фірми виробника клапанів. Вибираємо таблицю продуктивності для відповідного холодоагенту, наприклад для R 404A.

Клапани ETS здійснюють плавне регулювання за рахунок переміщення крокового двигуна AST з електронним керуванням в якому первинними датчиками є термометр опору та п′єзоелектричний датчик тиску.

Таблиця продуктивності 4х ходового клапану

	T (°C)	Рекомендований об'єм при нормальній роботі							
		ETS 50							
		Давление (Бар)							
		2	**4**	**6**	**8**	**10**	**12**	**14**	**16**
R404A	-40	119,8	148.6	162.8	169.8	172.3	171.9	169.2	164.7
	-30	118.0	148.2	163.7	171.7	175.2	175.6	173.6	169.8
	-20	115.0	146.1	162.6	171.6	176.0	177.1	175.7	172.5
	-10	110.8	142.3	159.5	169.3	174.4	176.1	175.4	172.7
	-5	108.3	139.8	157.2	167.3	172.6	174.6	174.1	171.7
	10	99.4	129.7	147.1	157.5	163.3	165.8	165.8	163.7
R404A		ETS 100							
		Давление							
	T(°C)	2	4	6	8	10	12	14	16
	-40	223.0	276.6	303.1	316.1	320.9	320.0	315.0	306.7
	-30	219.7	276.0	304.7	319.7	362.2	362.9	323.2	316.1
	-20	214.0	272.1	302.8	319.6	327.6	329.7	327.2	321.3
	-10	206.3	265.0	297.1	315.2	324.6	327.9	326.6	321.5
	-5	201.7	260.3	292.7	311.4	321.4	325.1	324.2	319.7
	10	185.0	241.6	273.9	293.2	304.0	308.7	308.6	304.8

При експлуатації холодильної установки ССККП необхідно приділяти увагу системі циркуляції масла тому, що мастило циркулює сумісно з холодильним агентом у вигляді мастильного туману, що складається з дрібних краплин і пари. Холодильний агент і мастило в хладонових установках добре змішуються. Це явище позитивне тому, що дозволяє повертатись мастилу з випарника в картер компресор при роботі установки. Негативним з′являється те, що при стоянці компресора мастило насичається холодильним агентом і при пуску компресора тиск в картері компресора знижується,

що викликає спінювання мастила. Спінювання мастила викликає зрив роботи мастильного насосу компресора, в той же час піна може попасти в циліндри компресора і викликати гідроудар.

Таким чином, перед нами стають задачі: з одного боку, необхідно за можливістю максимально обмежити унесення мастила з компресора, а з іншого – забезпечити, щоб мастило, яке все ж таки вийшло з компресора, без перешкод поверталось в картер для виконання своїх функцій.

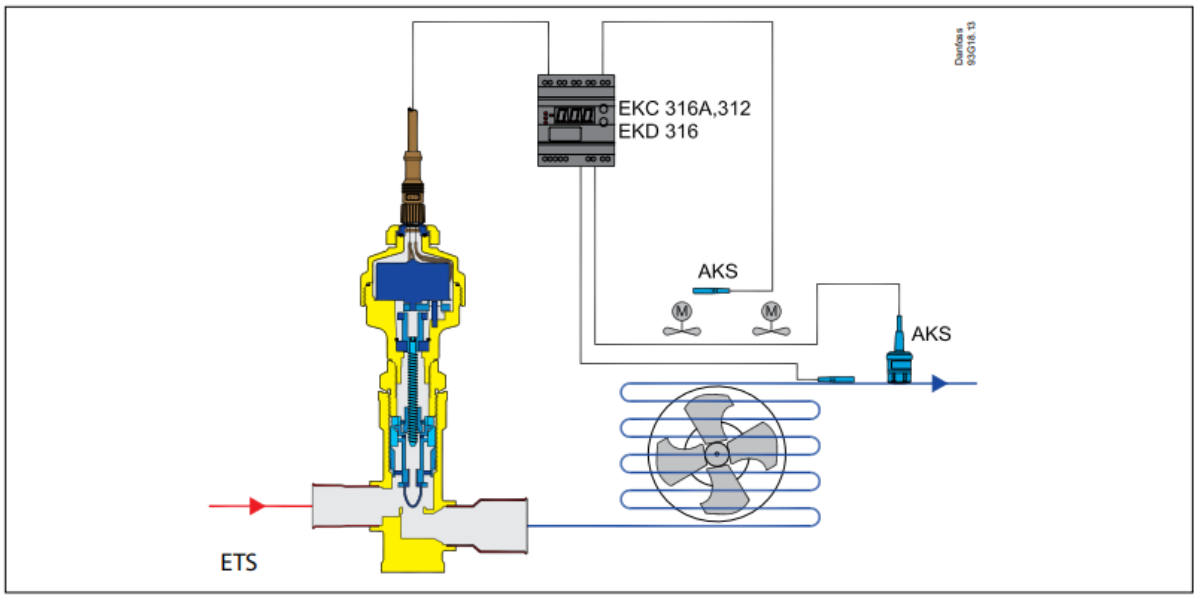


Рис.9 Схема підключення електронного ТРВ з кроковим електродвигуном.

Ми пропонуємо використовувати найбільш сучасну схему повернення мастила в картер компресора, яка показана далі.

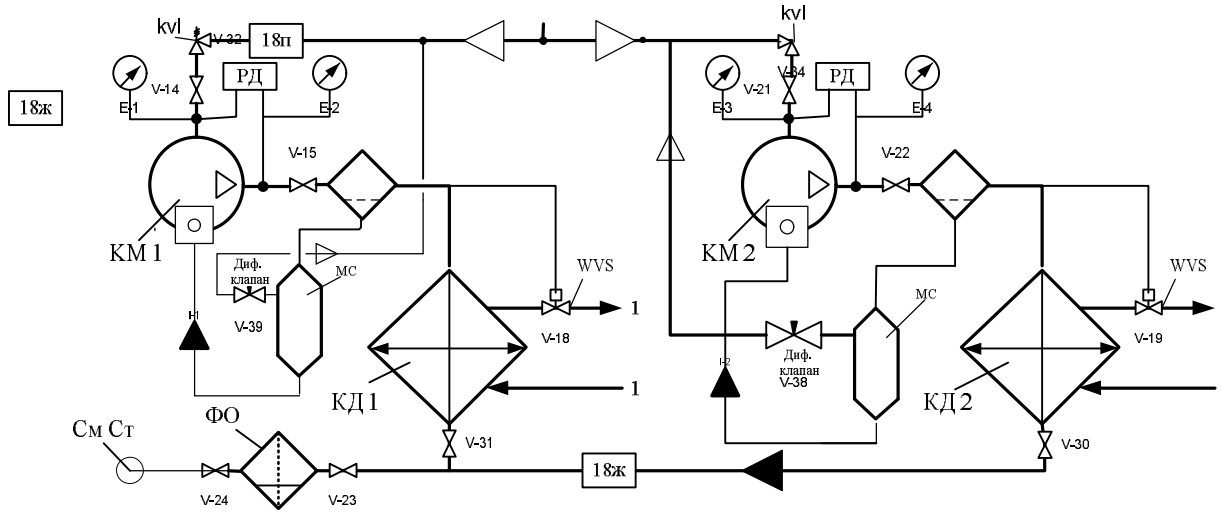


Рис.10 Сучасна схема повернення мастила в картер компресора з мастиловідокремлювачем, ресивером для мастила, диференціальним клапаном та електронним утримувачем рівня мастила.

При експлуатації холодильної машини необхідно прагнути зменшення кількості циркулюючого в системі мастила, так як випадання його у випарнику, крім зниження рівня мастила в картері компресора, зменшує коефіцієнт теплопередачі в випарнику.

Основною функцією віддільника мастила є відділення мастила з потоку пари холодого агенту високого тиску на лінії нагнітання і його повернення в компресор.

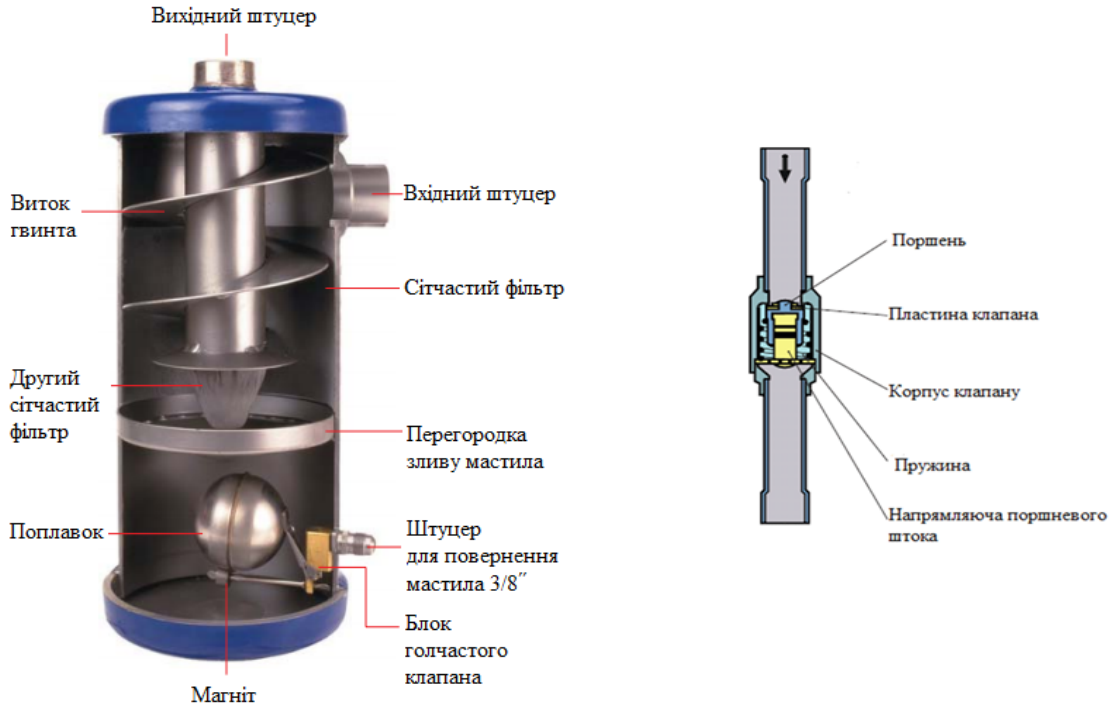


Рис.11. Схема мастиловідокремлювача.

Мастиловідокремлювач запобігає підвищеному віднесенню мастила з картера компресора в систему охолодження, тим самим збільшує ефективність охолоджувальної системи за рахунок зниження інтенсивності циркуляції мастила в холодильному контурі.

При вході в мастиловідокремлювач швидкість пари холодоагенту з краплями мастила значно знижується. За рахунок зниження швидкості потоку значна частина крапель і пари мастила осідає на стінках апарату і стікає в нижню частину апарату.

Рис.12. Мастилозбірник та диференціальний клапан.

Потім потік проходить вертикально через щільний фільтр з металевого дроту. Цей фільтр повністю перекриває поперечний перетин мастиловідокремлювача. За рахунок великого обсягу і щільності дротяний фільтр осаджує на себе максимальну кількість мастила, що залишилося в масловідокремлювачі , яке також стікає вниз. У нижній частині масловідокремлювача знаходиться поплавковий механізм з голчастим клапаном, через який повертається мастило назад до компресору**.**

Мастилозбірник застосовується в системах відділення і розподілу мастила низького тиску активного типу. Мастило, що відокремилося від пароподібного холодоагенту в масловіддільнику, надходить в маслозбірник, який служить в якості ємності для «зберігання» запасу мастила, необхідного для подачі в картер компресора у разі зниження рівня мастила в картері. Рівень мастила в маслозбірнику може коливатися в процесі експлуатації холодильної системи, і чим більший об'єм маслозбірника, тим вище ймовірність постійної наявності мастила для подачі в компресор.

Диференціальний клапан автоматично приводиться в дію перепадом тиску на клапані. Диференціальний клапан містить корпус, який має проточений вхідний отвір і вихідний отвір. Затвор виконаний з можливістю переміщення між відкритим положенням і закритим становищем при перепаді тиску через клапан. Проточений прохід проходить від проточеного вхідного отвору до проточеного вихідного отвору. Підтискаючий елемент виконаний з можливістю підтискання затвора до закритого положення, щоб блокувати проточений прохід високого тиску.

Підтискаючий елемент містить дві пружини, які розташовані паралельно. Одна із зазначених пружин має резонансну частоту, що відрізняється від резонансної частоти інший із зазначених двох пружин.

Завданням регулятора рівня мастила є підтримання рівня масла в картері компресора поблизу заданої уставки. Електроні регулятори крім того, що подають мастило в компресор при зниженні його рівня нижче заданої величини, а й розмикають аварійний сигнальний контакт в тому випадку, якщо рівень масла буде нижче мінімальної уставки.

Даний регулятор використовує датчик Холла для вимірювання рівня мастила. Магнітний поплавок змінює своє положення відповідно до рівня мастила, не реагуючи на піну, або світло. Датчик Холла перетворює зміну магнітного поля в еквівалєнтний сигнал, який використовується контролером для відкриття або закриття вбудованого соленоїдного клапана, який подає мастило безпосередньо в картер компресора.

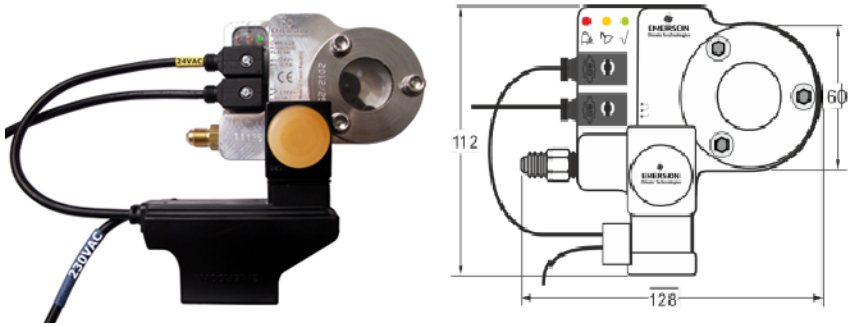
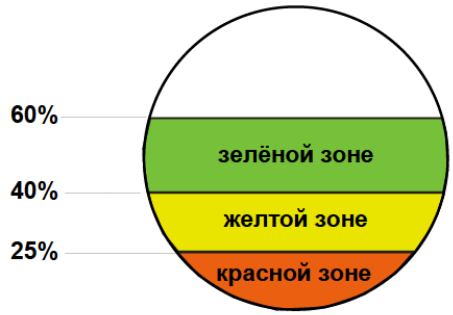


Рис13. Автоматичний регулятор рівня мастила.

Як що рівень мастила падає до рівня червоної зони, регулятор рівня мастила генерує аварійний сигнал і контакти змінюють положення яке відповідне аварії. Аварійне реле може бути використано для відключення компресора. У стані аварії регулятор рівня мастила продовжує поповнювати картер компресора мастилом. Якщо рівень мастила підвищується до нормального, відбувається перезапуск компресора.



Свето диоды	Состояние	Действие	Авария
●	Уровень масла в зелёной зоне (60 - 40%)		
● ●	Уровень масла в зелёной зоне (60 - 40%)	Впрыск, задержка	
●	Уровень масла в желтой зоне (40 - 25%)	Впрыск	
● ●	Уровень масла в красной зоне (25 - 0%)	Впрыск	Да, задержка 20с. о 120 с.

Рис.14. Контрольні зони смотрового скла.

Висновки.

Виконання пропонованих рекомендацій дозволять:

- працювати суднової системі комфортного кондиціонування повітря цілорічно;
- знизити енерговитрати судновою системою комфортного кондиціонування повітря до12÷15 % в теплий період;
- знизити енерговитрати в 3÷4 рази в холодний період року при використанні ССККП для обігріву житлових та робочих приміщень замість використання ТЕНів;
- підвищити надійність мастильної системи компресора;
- підвищити ефективність роботи повітряохолоджувателя.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Захаров Ю.В., Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. "Судостроение", Л. 1972, 568 с.
2. Б.Лэнгли. Руководство по устранению неисправностей в оборудовании для кондиционирования воздуха и в холодильных установках. "Евроклимат, М., 2003, 220 с.
3. Ананьев В.А. и др. Система вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. 2001, 416 с.
4. Г.Й. Брайдерт , Проектирование холодильных установок. Расчёты,параметры,примеры. М.,2006,336 с.
5. Каталог "Danfoss", "Быстрый выбор устройств автоматики и линейной арматуры, електронных контроллеров, компрессоров, конденсаторных агрегатов для всех хладагентов", 2017, 345 с.

УДК 621.514

Грєхов М.А. рук. доц. Солодовніков В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Анализ методів очистки високовуглецевого палива від сірки

Одним із шляхів, що дозволяють відповідати жорстким екологічнимвимогам, є перехід на інші типи палива, спочатку мають низьке вміст сірки або без вмісту її, наприклад зріджений газ (LNG). Але це напрямок стримується високою вартістю таких видів палива.

Найбільш типові сірковмісні сполуки, виявлені в нафтах, наведені нижче.

1. Меркаптани або тіоли— це сірковмісні аналоги спиртів і фенолів органічні сполуки, що мають в своєму складі функціональну групу - SH, що називається тіольною або меркаптановою. Загальна формула - RSH.

2. Сульфіди - це сірковмісні аналоги простих ефірів. Загальна формула - RSR.

3. Дисульфіди - це сірковмісні аналоги органічних пероксидів. Загальна формула їх - RSSR.

4. Тіофен - це сірковмісні ароматичні гетероцикли, що включають сірку в якості гетероатома.

Огляд публікацій з очищення нафтопродуктів від сірковмісних сполук показав, що відомі методи очищення нафти і нафтових дистилятів можна умовнорозділити на дві групи: методи, які використовують руйнування сероорганічних з'єднань з видаленням їх з палива, і методи селективного видалення сполук сірки [30]. Сьогодні основним промисловим способом знесірчення природних вуглеводнів на нафтопереробних заводах є гідроочищення – процес взаємодії водню з сероорганических сполуками.

Гідроочистка фракцій дистилятів під тиском до 10 МПа з застосуванням каталізаторів - окислів молібдену, кобальту і нікелю - в даний час досить добре розроблена технічно і, як правило, ефективна, але не завжди економічно доцільна через високу вартість каталізаторів. Крім того, велика витрата водню вимагає споруди спеціальних досить дорогих установокдля його генерації. В результаті глибоке знесірчення палива призводить до практично подвоєння його вартості. Недоліком даного способу є і значна кількість непрореагувавшого сірководню при проведенні процесу гідроочищення і його утилізація в умовах моря.

Поряд з гідроочищення в практиці, особливо в лабораторній, широко застосовуються адсорбційні методи виділення сірчистих сполук, основним з яких є метод адсорбційної хроматографії. В якості адсорбентів використовують силікагелі, окис алюмінію,глинисті мінерали, іонообмінні смоли. Однакнеобхідні при цьому обсяги адсорбентів не дозволяють розглядати перспективу широкого застосування даного методу на судах.

Біотехнологічний метод мікробної десульфуризації нафти включає трансформації сполук сірки, що ведуть до утворення водорозчинних продуктів, що легко видаляються. При цьому головна умова полягає у вибірковому ви-

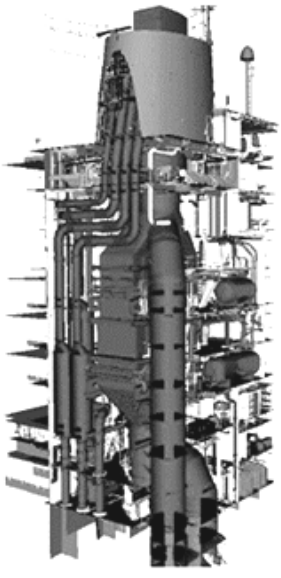
даленні сірки і її сполук без деструкції інших компонентів нафти. Цей метод вимагає стабільних умов існування бактерій.

Окислювальні методи засновані на модифікації функціональних груп і здавна використовувалися для видалення сірчистих сполук з нафтопродуктів, що пов'язано з легкістю відділення вуглеводнів від кисневмісних продуктів окислення сполук сірки. Сіркоорганічні сполуки в складі нафтових фракцій окислюються розчинами перекису водню, азотної кислоти,м'яким озонолізом, органічними гідроперекисами, киснем.

Використання багатьох з названих окислювачів може бути неприйнятно через низьку селективність, малих виходів цільових продуктів, побічних явищ абонедоступності і дорожнечі окислювача.

В даний час в суднових умовах найбільш ефективним способом зменшення сірки в випускних газах є очищення газів шляхом застосування скрубберів. Так, ще в 2009 році перше судно отримало сертифікат відповідностікласифікаційного товариства (DNV), що дозволяє йому використовувати звичайне високосірчисте паливо в зоні SECA. Застосування такого способу очищення вимагає виділення значного простору на судні, оскільки скруббер є досить складним і громіздким спорудженням.

Встановлення даних систем на вже експлуатовані судна передбачає не тільки зміну проектної конструкції надбудови судна, але і прийняття додаткових заходів зі зберігання та утилізації продуктів нейтралізації. З цих причин данасистема є дорогою, а в багатьох випадках навіть не застосовується технічно. Тому застосування скрубера раціонально лише на стадії проектування новогосудна і його споруди.



Методом десульфуризації палива, які можуть застосовуватися на всіх типах морських суден і СЕУ є ультразвукова кавітаційна обробка палива. В результаті проведеного огляду літературних джерел встановлено наступне:

суднова система паливопідготовки є системою, експлуатація якої прямо впливає на економічність роботи суднових СОД і енергетичну ефективність всієї СЕУ;

управління процесами, що відбуваються в системі паливопідготовки, призводить до зміни структурних складових палива і сприяють поліпшенню енергетичних і економічних характеристик ДВС;

Проведений аналіз способів зниження викидів сірки, що застосовуються на суднах, показав необхідність застосування нових підходів до забезпечення скороченняемісії сірки.

Наведені факти свідчать про необхідність досліджень, спрямованих на розробку алгоритмів і способів підвищення якості високосірчистих палив, що використовуються в суднових ДВЗ, шляхом вдосконалення їх систем паливопідготовки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Міжнародна конвенція з запобігання забруднення з судів (МАРПОЛ-73/78). − Кн. III, передив. видання. 2012. – 336 с.

2. DNV Technical eNewsletter [Электроний ресурс]. – Режим доступу: http://www.dnv.com/industry/maritime/publicationsanddownloads/publications/Newsletters/technical_regulatory/

3. MaerskMaritimeTechnology [Электроний ресурс]. – Режим доступу: http://www.maersktechnology.com/Pages/default.aspx

4. *Bent Orndrup Nielsen* GSF Container Ship Concept Study / Bent Orndrup Nielsen [Электроний ресурс]. – Режим доступу: http://www.skibstekniskselskab.dk/public/dokuter/Skibsteknisk/Download%20materiale/2009/Er%20groen%20teknologi%20en%20god%20forretning/Bent%20Orndrup.pdf

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ

УДК 681.51:621.316

Максимкін В. І., кер.проф. Онищенко О.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності експлуатації суднових холодильних установок

Вступ

Інтеграція України у європейську економіку неможлива без реалізації масштабних засобів енергозаощадження й підвищення енергетичної ефективності різних технологічних, у тому числі холодильних і компресорних установок. По даним Міжнародного інституту холоду на виробництво штучного холоду витрачається більше 15 % вироблюваної у світі електроенергії. Помітним споживачем енергії є і суднові холодильні установки.

Автоматизація процесів керування більшості існуючих СХУ виконується з використанням систем автоматичного керування (САК) на базі гістерезисних регуляторів - реле-регуляторів температури. Це зумовлено комплексом причин, зв'язаних із застосовуваними у якості електричних виконавчих механізмів (ЕВМ) компресорів одно- чи трифазних асинхронних електродвигунів.

При роботі СХУ з існуючими САК й електродвигунами характерні низькі, не задовольняючі сучасним міжнародним вимогам значення ККД (65 - 80 %), коефіцієнту потужності ($cos\ \varphi_1 < 0{,}8$), точності стабілізації регульованих параметрів. Крім того, пускові струми, перевантажуючи мережу у 3...7 разів, приводять до значних динамічних ударів на суднову мережу, підвищеному зношуванню компресора й ізоляції. Незадовільні масогабаритні показники, технологічні складності виготовлення ЕВМ герметичних компресорів, приводять до їхньої низької конкурентоспроможності на світовому ринку та істотному обмеженню технологічних можливостей.

Отже, існуючі САК не справляються зі зрослими вимогами до СХУ за критеріями енергоспоживання й забезпечення високої якості процесів керування. Тому потрібні нові типи САК і ЕВМ для СХУ, енергетично ефективна робота яких здійсненна при наявності широкого діапазону зовнішніх збурень і керуючих впливів.

Таким чином, можна сформулювати *актуальну науково-технічну задачу*: розвиток теоретичних і практичних основ створення систем керування з високими експлуатаційними показниками *неможливий* в рамках застосування існуючих технічних засобів і алгоритмів керування СХУ.

Разом із тим, розробка й впровадження САК СХУ з високими експлуатаційними показниками на базі сучасних керованих ЕВМ обмежені цілим комплексом наявних *суперечливих*, конфліктних і взаємовиключних ситуацій.

1. Необхідністю врахування при розробці САК процесів різної фізичної природи з одночасною оцінкою параметрів енергоспоживання при різних

збурювальних і керуючих впливах і відсутністю методів побудови математичних моделей, що дозволяють здійснювати аналіз і синтез таких САК.

2. Побудовою САК ХКУ, що забезпечують їхню продуктивність у максимально можливій відповідності із необхідною та відсутністю, як принципів побудови, так і бази для порівняння цих САК.

3. Підвищенням енергетичної ефективності та здійсненням ефективного керування технологічними режимами СХУ у широкому діапазоні змін збурювальних та керуючих впливів та відсутністю методів синтезу регуляторів їх САК.

Основний матеріал доповіді

Проведено аналіз існуючих способів керування, оцінок енергетичної ефективності й математичних моделей СХУ, на підставі чого обґрунтовані завдання дослідження й намічені шляхи їхнього вирішення.

Встановлено, що способи керування продуктивністю за допомогою виконавчих механізмів (ВМ), які розташовані на трубопровідних комунікаціях і конструктивних елементах компресорів неефективні для малих і середніх СХУ. Аналіз і порівняння різних електричних способів керування продуктивністю показав, що масово застосовуваний “гістерезисний” спосіб, поряд із простотою його технічної реалізації, має ряд принципово непереборних недоліків. Ці недоліки (погіршення умов змащення, механічні й електричні удари, падіння тиску і спінювання масла при пуску, низька енергетична ефективність при роботі із частковими тепловими навантаженнями й інші) зв'язані зі способом керування та з особливостями використовуваних електродвигунів.

Показано, що керування продуктивністю шляхом регулювання частоти обертання компресора в існуючих СХУ майже не застосовується, а для кондиціонерів, зазвичай, здійснюється лише багатоступеневе керування вентилятором повітроохолоджувача. Принципові схеми електроприводу виробники холодильно-компресорного устаткування не надають, хоча при згадуванні частотного способу керування використовують термін “інверторне керування”, не розкриваючи його змісту.

Заяви виробників про економічний виграш і нові споживчі властивості малих СХУ із частотним способом керування найчастіше носять декларативний або рекламний характер і, з огляду на гостру конкурентну боротьбу, вся інформація про устаткування, способи й алгоритми керування не є загальнодоступними, не підтверджені технічною документацією, характеристиками, розрахунками, порівняльним модельним або експериментальним зіставленням.

Аналіз способів оцінки енергетичної ефективності (ЕЕ) СХУ показав, що всі відомі способи – експериментально-аналітичні й, в основному, застосовуються при сертифікації. Директиви Євросоюзу (*EEC*), євростандарти (*EN*), стандарти США (*ARI*/*ANSI*) пред'являють дуже високі вимоги до холодильної техніки, а регіональні стандарти (*IEC*, *JIC C*, *CCC*) додатково встанов-

люють жорсткі вимоги й до узагальненого показника їх ЕЕ – енергетичному факторові (добутку ККД установки на коефіцієнт її потужності).

Аналіз ЕЕ ряду виробників показав, що для виходу України на міжнародний ринок необхідні кардинальні зміни у конструкціях ХУ, їх ЕВМ і системах керування. На основі зіставлення рівнів втрат енергії відзначено, що один з діючих способів підвищення ЕЕ – покращання температурного режиму герметичного компресора за рахунок зниження тепловиділень вбудованого ЕВМ і доведено, що таке завдання вирішується тільки системно, із застосуванням нових типів ЕВМ і САК.

Показано, що ефективне рішення завдань керування ХКУ неможливе без попереднього математичного моделювання (ММ) динамічних і статичних режимів їх роботи. Значний внесок у розвиток теорії моделювання й практичного її застосування в теплоенергетику, придатний і для СХУ, внесли багато відомих радянських, вітчизняних і закордонних учених: Балакірєв В.С., Верлань А.Ф., Гюнтер Е., Дудніков Є.Г., Ейдеюс О.І., Калнінь І.М., Канторович В.І., Кондратенко Ю.П., Коханський А.Й., Оносовський В.В., Рей У., Ужанський В.С., Чумак І.Г. й багато інших.

Аналіз публікацій, програмних продуктів, симуляторів і тренажерів різних ХУ показує наступне. 1) ММ, орієнтовані на дослідження САК ХУ, у літературі й доступних джерелах практично відсутні, часто носять фрагментарний характер або присвячені розробкам ММ окремих елементів ХКУ. 2) При створенні ММ використовуються цілком коректні спрощувальні допущення: теплові потоки в теплообмінних апаратах (ТА) одномірні й однорідні; рідина й пара в ТА перебувають у тепловій рівновазі; ефекти хвильової динаміки тиску несуттєві; процеси розширення ізоентальпні, а процеси стиску ізоентропні або політропні; теплові опори металевих елементів конструкцій у порівнянні з їхньою ємністю, а також осьова провідність холодоагенту зневажливо малі. 3) Жодна з відомих ММ СХУ не дозволяє, навіть якісно, оцінювати електромагнітні й електромеханічні процеси в ЕВМ їхніх компресорів, ураховувати зміну статичного моменту опору компресора при одночасному моделюванні процесів зміни температур охолоджуваного об'єкта.

Висновки

Створення комплексних ММ “СХУ – ЕВМ – САК” дозволить не тільки врахувати енергоспоживання СХУ в різних режимах функціонування, але й ефективно вирішувати завдання аналізу та синтезу їх САК. Проведений аналіз особливостей і сфер застосування САК СХУ дозволив сформулювати вимоги до ЕВМ компресорів з виділенням основних і перспективних типів застосовуваних у них електродвигунів. Показано, що кожний з ЕВМ у сукупності із САК і конкретній ХКУ характеризується рядом особливостей, що вимагає комплексних, у тому числі і експериментальних, досліджень. Таким чином, за рахунок використання сучасних САК можливе суттєве підвищення ефективності експлуатації СХУ різного призначення.

УДК 629.12.001.2

Ревенок А. Ю., кер. проф. Онищенко О. А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Моделювання процесів у суднових холодильних установках методами електротеплових аналогій

Введення

Аналіз літературних джерел [1-4] показує, що до сьогоднішнього дня слабо розроблені математичні моделі (ММ), що дозволяють одночасне дослідження процесів зміни температурних, електромеханічних, електромагнітних та енергетичних режимів суднових холодильних установок(СХУ), особливо - при їх роботі у режимах з регульованою холодопродуктивністю.

Створення багатофункціональної, а тому ефективної, ММ ускладнюється тим, що системи диференціальних рівнянь (ДУ), що описують одночасну роботу холодильної машини (ХМ) і електроприводу компресора, відносяться до класу жорстких систем рівнянь, оскільки швидкості протікання теплових і електромагнітних процесів (десятки хвилин і мілісекунди) несумірні. Використання структурних методів подання ДУ дозволяє перейти до моделювання процесів енергоспоживання і зміни температур у СХУ. Наприклад, у морозильній камері (МК) і холодильній камері (ХК) суднового провізійного охолоджуваного приміщення (ПП). Таке моделювання можна здійснити за допомогою добре апробованих методів теорії автоматичного управління (ТАУ), застосованих до автоматизованих електроприводів (АЕП) різного типу і призначення.

Метою дослідження є уявлення методики моделювання процесів зміни температур, електричних та енергетичних параметрів електроприводів компресорів холодильних установок.

Новизну дослідження визначає концептуальний підхід, прийнятий до складання математичної моделі суднової холодильної установки. Концепція укладена в використанні методів і принципів теорії автоматичного управління, структурних перетворень, електротеплових аналогій і подоби.

Основний матеріал доповіді

Вибір структурного методу моделювання для СХУ обґрунтовується тим, що для дослідження процесів в різних типах електроприводів методи ТАУ не тільки добре себе зарекомендували, а й те, що для них існує величезна кількість прикладних середовищ віртуального моделювання, наприклад, Matlab / Simulink з доповненнями різних енергетичних бібліотек.

Саме тому для переходу до структурної схеми математичної моделі СХУ, що об'єднує в собі всі основні вузли ХМ - електродвигун (або АЕП), компресор, випарник (В), конденсатор (К), терморегулюючий вентиль (ТРВ) і теплове навантаження можна скористатися методом електротеплових аналогій, початок якому наданий Г. М. Дульнєвим [5].

Названа задача математичного моделювання, що забезпечує одночасний облік властивостей електромеханічного перетворювача енергії - автоматизованого електроприводу компресора і різко нелінійних, які важко піддаються аналітичному опису властивостей, параметрів холодильної машини, надзвичайно складна і актуальна [6, 7], оскільки її рішення дозволяє підвищити ефективність проектування перспективних зразків СХУ і експлуатації існуючих.

В результаті попередньо проведених модельних досліджень СХУ встановлено, що для оцінки добової витрати енергії при стабілізації температури і різних теплових навантаженнях потрібний при моделюванні розрахунок значного числа циклів "пуск-зупинка". При цьому, використовуючи відомі методики, встановлено, що:

- вихідна отримана структурна схема системи має низку алгебраїчних контурів, що різко уповільнюють час розрахунку;

- постійні часу електродвигуна і системи управління у тисячі разів менші постійних інтегрування, що входять у рівняння тепломасообміну, що призводить до необхідності істотного зменшення кроку інтегрування;

- наявність релейної гістерезисної характеристики реле-регулятора температури кипіння, нелінійних залежностей компресорно-конденсаторного агрегату і нелінійного статичного моменту опору компресора, приводять до підвищення відносних і абсолютних похибок розрахунку застосованих чисельних методів.

Зазначені причини призвели до необхідності спрощення структурної схеми моделі СХУ: об'єднання пересікаючих контурів і виключення з розрахунку ряду проміжних температур.

Спрощення структурної схеми вироблено уточненими методом Мейзона з подальшим використанням методів електротеплових аналогій Г. Дульнєва. Таке рішення цілком допустимо, так як є очевидний лінійний зв'язок між тепловими потоками і температурами у елементах СХУ, що дозволяє для створення спрощеної математичної моделі (ММ) коректно перейти до використання методів подібності і електротеплових аналогій.

Зазначений перехід здійснений шляхом еквівалентної заміни теплових провідностей σ_{ij} всіх виділених елементів їх термічними опорами $R_{ij} = 1/\sigma_{ij,}$ а потім - електричними (резисторами), з подальшим використанням законів Кірхгофа для електричних кіл.

Використовуючи методи електротеплових аналогій (електричний струм - тепловий потік, електричний потенціал - температура, базовий вузол (загальний вивід) - температура абсолютного нуля, або нуля температури за шкалою Цельсія, електрична ємність (електричний конденсатор) - середня теплоємність), ґрунтуючись на складеної спрощеної теплової моделі, наприклад, суднового провізійного приміщення (ПП) з розташованими у ньому (у морозильній і холодильній камерах - МК і ХК) імітаторами продуктів, і раніше виділеними еквівалентними термічними опорами $R_{ij} = 1/\sigma_{ij,}$ отримана спрощена електрична схема заміщення СПП для стаціонарного температурного режиму.

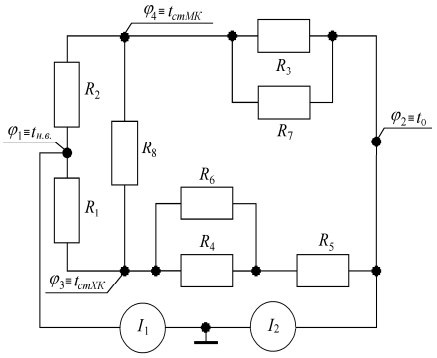


Рис. 1. Спрощена еквівалентна електрична схема заміщення для стаціонарного температурного режиму СПП

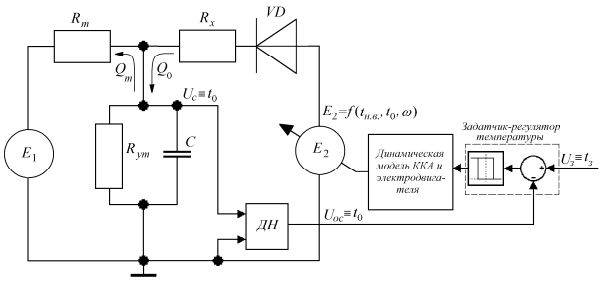


Рис. 2. Спрощена динамічна модель для оцінки режимів стабілізації температури на поверхні випарника

На основі еквівалентних перетворень для паралельного і послідовного з'єднань опорів (резисторів) в електричній схемі заміщення (рис. 1) і методу електротеплових аналогій прийнято, що електричні потенціали φ і відповідають наступним температурам:

$\varphi_1 \equiv t_{н.в.}$ - температурі зовнішнього повітря;

$\varphi_2 \equiv t_0 = t_I$ - температурі кипіння (середня температура на поверхні випарника);

$\varphi_3 \equiv t_{СТХК}$ - середній температурі стінок холодильній камери;

$\varphi_4 \equiv t_{СТМК}$ - середній температурі стінок морозильній камери.

На рис. 1, також, позначені еквівалентні термічним, наступні електричні опори: R1 і R2 - від зовнішнього повітря через ізоляцію до стінок ХК і МК відповідно; R3 - від стінок МК до випарника; R4 і R5 - від стінок ХК і перегородки до випарника; R6 і R7 - від ІП, розташованих відповідно в ХК і МК, до випарника; R8 - через двері до стінок ХК і МК.

Наприклад, для дослідження динамічних процесів зміни температури тільки на поверхні випарника з можливістю оцінки режимів енергоспоживання, наведена схема заміщення (рис. 1) перетворена і доповнена (рис. 2) електричної ємністю, що імітує сумарну усереднену теплоємність окремих теплоємкостей C_i елементів СХУ; еквівалентними джерелами струму I_1 і I_2 джерелами ЕРС E_1 і E_2, причому кероване джерело E_2 має характеристику компресорно-конденсаторного агрегату.

З допомогою діода *VD* виключена можливість двунаправленого проходження струмів (теплових потоків) через джерела ЕРС і тим самим імітується робота компресора і ТРВ.

Наприклад, для того щоб дати оцінку номінальної добової витрати електроенергії СХУ, встановлений режим роботи у ММ, відповідний коефіцієнту робочого часу $\gamma \approx 0{,}9 \cdot \gamma_{розр} \approx 0{,}7$ і мінімальним температурам зберігання у камерах (+2 і -12 С). Модель розроблена у середовищі *Matlab* 2012 *a.* Деякі з результатів моделювання наведені на рис. 3, наприклад, квазістатичний процес стабілізації температури у камерах СПП за одну добу.

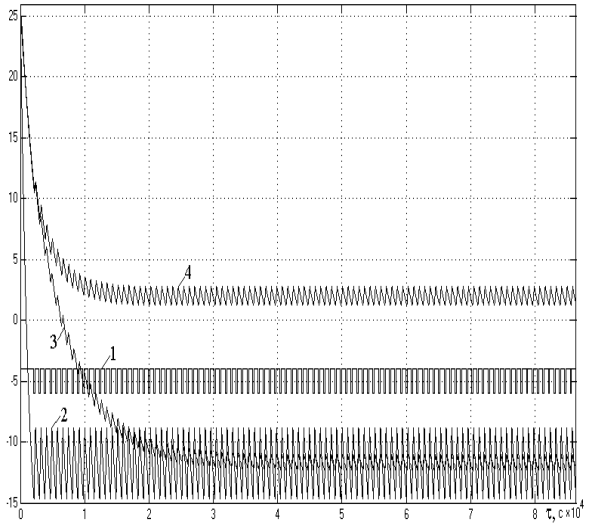


Рис. 3. Процеси стабілізації температури у камерах СПП: 1 - реле-регулятор; 2 - температура на поверхні випарника, град; 3 - температура у середині ІП МК, град; 4 - температура у середині ІП ХК, град

Висновки

У дослідженні наведена проста методика моделювання процесів в холодильних установках різного призначення, заснована на застосуванні принципів електротеплових аналгій і подоби.

Запропонована послідовність розрахунків дозволяє на основі, наприклад,: а) конструкційних параметрів суднового охолоджуваного провізійного приміщення, розташованого на маломірному судні, б) запису диференційних і алгебраїчних рівнянь, що описують процеси теплообміну і електромеханічного перетворення, компресії, конденсації, в) ряду конструкційних і технічних параметрів холодильної машини і її компресорно-конденсаторного агрегату, створити електричну схему заміщення (електричну математичну модель), що описує усталені теплові і енергетичні процеси.

Шляхом електротеплового переходу (електричний струм - теплової потік, електричний потенціал - температура, загальний вивід - нуль градусів Цельсію, електрична ємність - середня теплоємність) запропонована математична модель динаміки процесів у холодильній установці.

Наведені результати моделювання процесів у холодильній і морозильній камерах суднового охолоджуваного провізійного приміщення дозволили встановити діапазони зміни температур у камерах, час виходу в усталений режим, енергоспоживання, коефіцієнт робочого часу, отримати вихідні дані для розрахунку холодильних коефіцієнтів, коефіцієнтів питомої холодопродуктивності та інші.

Представлена методика створення математичних моделей холодильних установок досить універсальна і може бути використана для дослідження і оптимізації режимів роботи холодильних установок різних типів і цільового призначення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Моделирование работы холодильной установки в режиме "пуск-остановка" компрессора / Ходенков А.А., Делков А.В., Козловцева М.А., Харитонов Ф.В., Ситничук Д.Б. // Решетневские чтения, 2012. Т.1, №16. - С. 126-127.

2. Моделирование циклического режима работы малой холодильной машины / Козловцева М.А., Лыткин А.Ю., Деткова В.А., Делков А.В., Кишкин А.А. // Актуальные проблемы авиации и космонавтики, 2013. Т.1, №9. - С. 73-74.

3. Ходенков А.А., Черненко Д.В. Исследование рабочих режимов холодильной машины на основе математической модели / Решетневские чтения, 2011. Т.1, №15. - С. 145-146.

4. Вынгра А.В. Модернизация модели судовых холодильных установок применением нечеткой логики для регулирования температуры / Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология, 2017. №2. - С. 60-68. Doi: 10.24143/2073-1574-2017-2-60-68.

5. Дульнев Г. Н. Электронный ресурс: goo.gl/cvrMNY.

6. Современный электропривод для систем холодильной техники / Живица В.И., Онищенко О.А., Радимов И.Н., Шевченко В.Б. // Холодильная техника и технология, 1999. №64. - С. 112-116.

7. Онищенко О.А. Система управления электроприводом поршневого компрессора холодильной установки / Электромашиностроеение и электрооборудование, 2005. № 65. - С. 23-28.

8. Dossat R.J. Principles of Refrigeration / R.J. Dossat, T.J. Horan. – NY: Prentice Hall Press, 2002. – P. 454.

9. Константинов Л.И. Судовые холодильные установки / Л.И. Константинов, Л.Г. Мельниченко. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 448 с.

10. Елагин М.Ю. Математическое моделирование нестационарных процессов в открытых термодинамических системах. – Тула: ТГУ, 1995. – 86 с.

11. Онищенко О.А. Оценка свойств бытового холодильного прибора, как объекта управления. Вестник НТУ "ХПИ". Серия "Новые решения в современных технологиях", 2012. № 17. - С. 27-35.

УДК 629.5.08

Репуленко В.Л., кер. проф. Онищенко О.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення безпеки експлуатації танкерів вантажними системами

Вступ

Практика експлуатації сучасних танкерів свідчить, що цей тип суден є найбільш небезпечним, як для навколишнього середовища, так і для персоналу який його обслуговує. Згідно статистичних даних ITOPF (*International Tanker Owners Pollution Federation* - Міжнародна федерація забруднення власників танкерів [1]), у період з 1970 року до 2017 року було зафіксовано більш ніж 10000 інцидентів розливу нафти. Більшість з яких відноситься до найменшої категорії – менше 7 тон. У 2017 році було зафіксовано два великих інциденти з розливом – більше 700 тон і чотири середніх – 7-700 тон. У восьмирічний період з 2010-2017 було зафіксовано 53 інциденти розливу, у результаті яких було втрачено 47000 тон нафти. Тому питання забезпечення безпеки у процесі технічної експлуатації [2, 3] нафтоналивних суден мають вкрай важне і актуальне значення.

Основний матеріал доповіді

У зв'язку з необхідністю підвищення безпеки і екологічності експлуатації танкерів, технічні засоби, що забезпечують їх ефективну технічну експлуатацію, належать до найбільш відповідальних [4-6]. Нині, на додаток до нових вимог Міжнародної морської організації (ІМО), у галузі безпеки мореплавання і охорони довкілля встановлюються ще більш жорсткі умови судноплавства. Вони торкаються прискореного виведення з технічної експлуатації однокорпусних танкерів, підвищення відповідальності за забруднення довкілля, використання палива з низьким вмістом сірки та ін.

На танкерах основні витрати матеріальних засобів пов'язані з технічною експлуатацією (до 65 % від загальних витрат по танкеру). З них витрати на паливо, технічне обслуговування і ремонт складають майже 70 %. Значна доля енергоспоживання і відмов (до 50 %) доводиться на допоміжне устаткування. До його складу включаються системи технологічного комплексу танкера, у тому числі вантажні і зачисні. Такими системами обладнуються всі танкери, займаючи пріоритетну роль серед інших систем. З їх допомогою забезпечується збереження вантажу у процесі перевезення, його пожежна безпека і екологічна безпека довкілля.

До стадій технологічного циклу танкерних перевезень входять: вантажні, бункерувальні та інші операції на стоянках, а також транспортні операції, пов'язані з виникненням навігаційних аварій (зіткнення, посадки на мілину тощо), пожеж, пошкодження корпусу і механізмів та інші. Слід зазначити, що найбільша кількість зареєстрованих випадків розливів доводиться на виконання вантажних операцій. Причому доля аварій при виконанні вантажних операцій по відношенню до аварій, де джерелами є інші причини, останніми

роками росте. Данні при експлуатації морських танкерів і терміналів свідчать, що екологічна небезпека при вивантаженні танкера, менша ніж при завантаженні. Тому основна увага приділяється відмовам вантажної системи у процесі вантажних операцій танкера з оцінками аспектів екологічного ризику, його складових і чинників.

Вантажні системи відносяться до класу спеціальних систем наливних і комбінованих суден, до складу яких входять допоміжні елементи енергетичних установок і вантажні насоси. Для суден танкерного флоту ці системи є основними, оскільки забезпечують функціональне призначення танкера - перевезення рідких вантажів, тобто завантаження, зберігання, зокрема, нафтового вантажу, а також його вивантаження. Конструкції вантажних систем мають певні типи і різновиди, проте для сучасних танкерів принципово не відрізняються. Операція розвантаження є однією з найбільш напружених технологічних операцій для танкера, вимагає додаткових і значних трудовитрат екіпажу, великих енерговитрат і призводить до підвищеного навантаження суднової енергетичної установки, порівнянної з енерговитратами при русі судна. У разі виникнення відмов вказаних технічних засобів у процесі вивантаження, можливе зниження продуктивності вантажної системи, що призводить до збільшення часу вивантаження і вимушеного простою танкера у порту. Простій танкера може обходиться судновласникові у десятки тисяч доларів США в добу.

Аналіз аварійності і досвід технічної експлуатації танкерів показує, що виникнення подій, що ініціюють аварійну ситуацію, пов'язаний з трьома основними чинниками: помилки обслуговуючого персоналу, техногенні і природні дії, відмови устаткування, комунікацій і їх елементів. Причинами виникнення аварійних ситуацій можуть бути і вантажні танки через порушення режимів техніки експлуатації (зміна швидкості наповнення, підвищення тиску в танку вище встановленого тощо) і помилок, допущених при проведенні ремонтних робіт.

Причинами аварій насосних агрегатів є: руйнування корпусу внаслідок механічного зносу; корозія; поломка деталей; розрив трубопроводів, різні зовнішні дії.

Виходячи із необхідності забезпечення заданого рівня надійності, принципи технічної експлуатації устаткування повинні формуватися наступним чином. Підвищення функціональної надійності досягається завдяки підвищенню показників: безвідмовної роботи обладнання, його окремих вузлів і деталей при одночасній розробці ефективних методів технічної експлуатації; при виборі методу технічного обслуговування і резервуванні окремих вузлів необхідно врахувати фізичне походження відмов. Рівень функціональної надійності устаткування може бути оцінений лише за результатами його технічної експлуатації. При цьому одними з найважливіших заходів є випробування дослідних зразків і натурні випробування елементів, деталей і вузлів, при організації і проведенні яких визначається достовірна оцінка показників безвідмовної роботи з використанням малого числа експериментів.

Рішення задачі в такій постановці грунтується на двох положеннях. Перше передбачає використання всього об'єму інформації, накопиченого про устаткування, а друге базується на статистичному підході.

Здобута таким чином фактологічна інформації про технічний стан устаткування і визначення на її основі характеристик надійності дозволяє перейти від існуючого централізованого планування профілактичних ремонтно-відновлювальних робіт на перспективнішу і менш витратну систему технічної експлуатації і ремонту по фактичному стану, що дуже важливе в ринкових умовах.

Висновок

Ефективність технічної експлуатації нафтоналивних суден значною мірою залежить від рівня працездатності елементів вантажного комплексу (котельна установка, вантажна і зачисна системи, підігрівання вантажу, система контролю і управління вантажними операціями).

З елементів вантажного комплексу пріоритетна роль у забезпеченні вибухопожежної безпеки і забруднення водного басейну відводиться вантажній системі, що є сукупністю взаємозв'язаних між собою, з технічної точки зору, систем (газовідвідною, протипожежною, підігрівання вантажу і миття танків).

Первинне значення у забезпеченні працездатності і відвертання виникнення аварійних ситуацій має рівень надійності устаткування, зокрема, комплексу (привод-насос-трубопровід).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. www.itopf.org/knowledge-resources/data-statistics/statistics.

2. Никитин А. М. Категории технического состояния и оптимизация ТО // Эксплуатация морского транспорта. - СПб.: Наука, 2003.

3. Никитин А. М., Рубцов М. С. Оценка эффективности технического обслуживания по состоянию // Эксплуатация морского транспорта. - СПб.: Наука, 2003.

4. Костылев И. И., Денисенко Н. И., Петухов В. А. Безопасность технологического комплекса танкера: Учебно-справочное пособие. - СПб.: «Экмор», 2001.

5. Костылев И. И. Оценка надежности технологического комплекса танкера как «человеко-машинной» системы / В кн. Актуальные проблемы транспорта. Сборник научно-техн.трудов // Т. 2. - СПб.: Российская академия транспорта, 2001.

6. Костылев И. И. Эффективность эксплуатации технологического комплекса танкера. - СПБ.: «Экмор», 2001.

УДК [628.33.629.06]-044.056

Потелещенко О.А., кер. проф. Логішев І.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Очищення нафтовмісних вод в суднової енергетичної установки кавітаційним способом

В ряду різних видів забруднень навколишнього середовища найбільшу небезпеку представляють лляльні води, дано джерела утворення нафтовмісних вод на суднах, показано методи та установки очищення нафтовмісних вод, описано механізм впливу кавітаційних пухирців на частки нафти у воді, показана перспектива очищення нафтовмісних вод ультразвуком,

Ключові слова: екологічна небезпека, нафтовмісні води, методи очищення, перспектива очищення за рахунок кавітації

Among the different types of pollution of the environment, the greatest danger is bilge water, the sources of formation of oil water on ships are given, the methods and installations for cleaning oil waters are shown, the mechanism of the influence of cavitation bubbles on particles of oil in water is described, the prospect of cleaning oil waters by ultrasound is shown,

Key words: environmental dangers, oil waters, cleaning methods, perspective of cleaning due to cavitation

Значну роль у негативному процесі забруднення води Земної кулі відіграє флот. Його вплив на водні басейни пов'язане з утворенням у процесі експлуатації суднових енергетичних установок (СЕУ) і суден у цілому різних видів забруднень навколишнього середовища, серед яких найбільшу небезпеку представляють підсланєві (або лляльні) води (з англ. - bilge water).

Небезпека цих вод з екологічної точки зору обумовлена вмістом у них нафтопродуктів, які можуть перебувати у воді в різних фазово-дисперсних станах. Найбільшу складність при очищенні цих видів стічних вод представляє видалення з них диспергованих нафтопродуктів, що утворюють нафтоводяні емульсії. Сучасні методи, використовувані при цьому, недостатньо ефективні й у більшості випадків приводять до вторинного забруднення навколишнього середовища у вигляді залишкових концентрацій реагентів і продуктів утилізації (знищення) фільтруючих елементів та іонітів [7,9].

Отже, встає питання про необхідність розробки нових методів очищення підсланєвих вод, заснованих на безреагентних технологіях. Одним з напрямків розв'язку цього питання є використання фізико-хімічних процесів, що супроводжують ультразвукову кавітацію. З наукового погляду найцікавішим представляється використання окисної здатності ультразвукової кавітації на стадії глибокого очищення підсланєвої води [4,5].

Основними причинами утворення цих вод можуть служити [6]:

1) протічки води із трубопроводів, арматури, насосів, через дейдвудні пристрої, обшивку корпуса судна й донну арматури;

2) протічки нафтопродуктів із трубопроводів і арматур, при ремонті механізмів, паливної й масляної апаратури й т.п.;

3) влучення в лляли води, використаної при промиванні деталей, механізмів, пропарюванню паливних і масляних цистерн, а також у результаті аварійних протічок;

4) недотримання правил обігу, зберігання й транспортування нафтопродуктів і т.д.;

5) скупчення води під сланями в результаті конденсування пар води на обшивці корпуса судна.

Кількість лляльних вод і вміст у них нафтопродуктів є залежним від технічного стану СЕУ й судна в цілому, а також від рівня технічної культури членів екіпажа. Середньодобове нагромадження підсланєвих вод в основному визначається потужністю головних двигунів і вантажопідйомністю судна.

Відповідно до вимог Додатка I Конвенції МАРПОЛ 73/78 [8], кожне судно має бути обладнане технічними засобами очищення нафтовмісних вод (НВ), що підтверджується видачею цим суднам Міжнародних свідоцтв про запобігання забруднення нафтою.

Конвенцією МАРПОЛ передбачені такі технічні засоби для запобігання забруднення водного середовища НВ з суден:

– збірні танки;

– нафтаводяне фільтруюче устаткування з очисною здатністю до рівня нафтовмісту у скиданні не більше 15 мл/л (млн$^{-1}$ або *ppm*);

– автоматичний пристрій для закриття зливних клапанів, коли вміст нафти в очищеній воді, що скидається за борт, перевищує 15 мл/л.

Методи очищення НВ можуть бути класифіковані за характером використовуваних процесів на: фізичний, хімічний і біологічний [3].

Фізичний метод має декілька способів: а) гравітаційне відстоювання; б) фільтрування за допомогою коалесценції або адсорбції; в) флотація; г) сепарування.

Гравітаційне відстоювання звичайно використовується як перший рівень очищення НВ. Як приклад використання фільтрування за допомогою коалесценції приведемо схему фільтра на рис. 1.

Емульговані НВ поступають на фільтруючий елемент 2, в якому відбувається коалесценція (укрупнення часток нафтопродуктів при проходженні фільтруючого елемента). Після цього вода з укрупненими частками прямує у відстійну порожнину 1. З верхньої частини порожнини 1 віддаляються нафтопродукти (клапан 3), а з нижньої частини порожнини відводиться очищена вода.

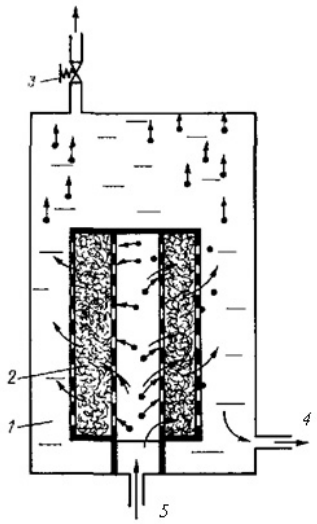


Рис. 1. Коалесцуючий фільтр:
1 — відстійна порожнина; 2 — фільтруючий елемент; 3 — клапан для скидання накопичених нафтопродуктів; 4 — відведення очищеної води;
5 — підведення нафтомістної води

Флотація базується на основі витягання з НВ часток нафтопродуктів бульбашками повітря, які спливають на поверхню (рис. 2). НВ спочатку йде в ємність 3, в якій підтримується підвищений тиск. Далі вода надходить у флотатор 4, в якому тиск переважно дорівнює атмосферному. При зниженні тиску з води виділяється розчинене в ній повітря у вигляді дрібних бульбашок, які виносять частки нафтопродуктів на поверхню.

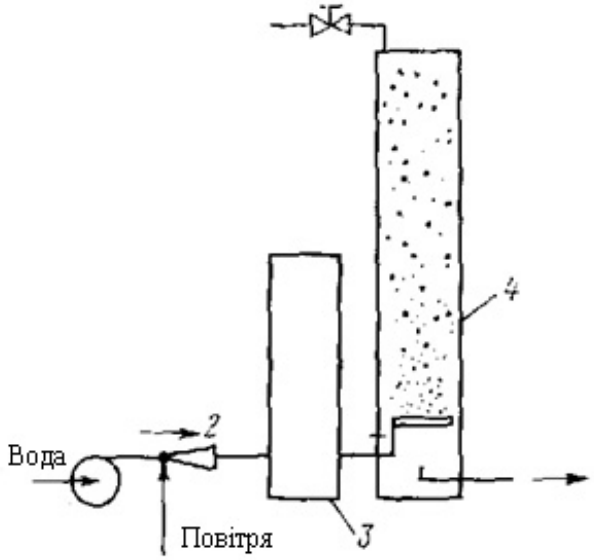


Рис. 2. Схема прямоточної напірної флотації:
1 — насос; 2 — ежектор; 3 — напірний резервуар; 4 — флотатор

Хімічний метод. Його основними способами електрохімічного очищення НВ є електрохімічна коагуляція та електрохімічна флотація. Але цей метод потребує порівняно велику потребу в електроенергії, значну витрату листового металу, має засмічення простору між електродами продуктами електро-

коагуляції, утворення на поверхнях електродів окисних плівок (пасивація електродів).

Біологічний метод заснований на здатності мікроорганізмів в процесі своєї життєдіяльності використовувати нафтопродукти. До недоліків цього методу слід віднести жорсткі обмеження, пов'язані з умовами підтримки життєдіяльності мікроорганізмів і досить тривалий період введення їх в дію.

На практиці набула широкого поширення технологія очищення НВ, заснована на різних комбінаціях вищезгаданих методів.

Наприклад, схема установки "ФРАМАРІН" (Голландія) включає очищення відстоєм і коалесценцією, представлена на рис. 3 [3].

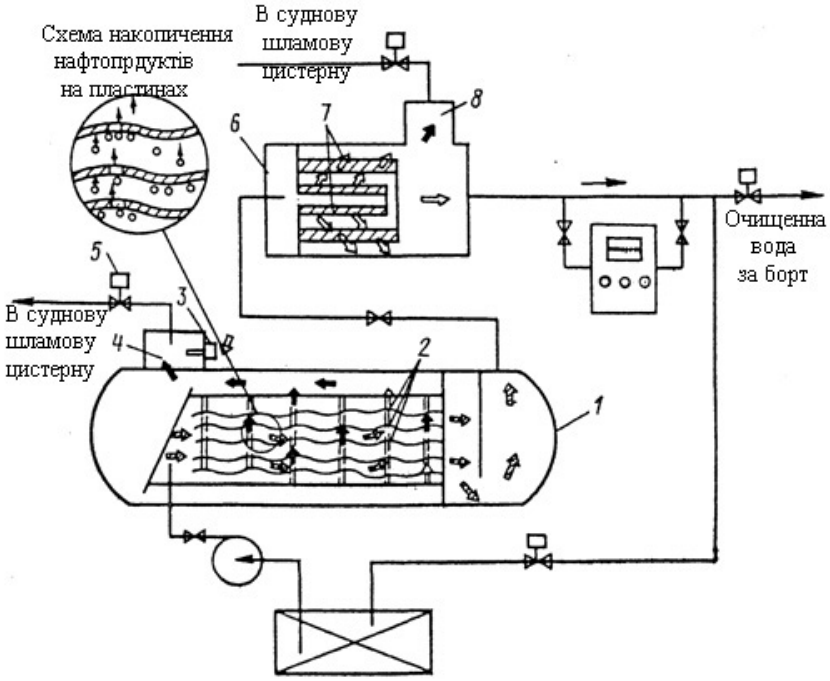


Рис. 3. Схема установки "ФРАМАРІН"

У відстійному сепараторі 1 горизонтального типу, потік очищуванної води, потрапляє між гофрованими пластинами 2, де відбувається його тонкошарове відстоювання. У виступах гофрів є отвори, через які нафтопродукти піднімаються у верхню частину сепаратора – збірний ковпак. У міру накопичення в ньому нафтопродуктів спрацьовує датчик 3, і подає сигнал на відкриття клапану 5, через який нафтопродукти скидаються в шламову цистерну. Заздалегідь очищена НВ, після сепаратора, подається в корпус горизонтального коалесцуючого фільтру 6. У конструкції фільтру передбачений збірний ковпак 8 для накопичення нафтопродуктів, що відокремилися. Накопичені в ковпаку 8 нафтопродуктів так само скидаються в шламову цистерну, як і з ковпака 4 сепаратори.

Як було сказано вище, у більшості випадків розглянуті методи приводять до вторинного забруднення навколишнього середовища у вигляді залишкових концентрацій реагентів і продуктів утилізації (знищення) фільтруючих елементів.

Тому метод ультразвукової кавітації очищення підсланєвої води, який немає цього вторинного забруднення навколишнього середовища, має велику перспективу використання в СЕУ.

В першу чергу ультразвукова кавітація роздрібнює частки нафтопродуктів. Крім того, ультразвук має на домішці хімічний і фізико-хімічний вплив [1]. Хімічний вплив можна охарактеризувати двома типами процесів:

1) процеси окисні;
2) процеси, що прискорюють хімічні реакції.

Ґрунтуючись на гіпотезі дифузійної стабілізації ядер кавітації Гарвея – Епштейна [2] представляються можливими наступні три механізми впливу кавітаційних пухирців на частки емульгованної у воді нафтопродукту при їхніх пульсаціях (рис. 4).

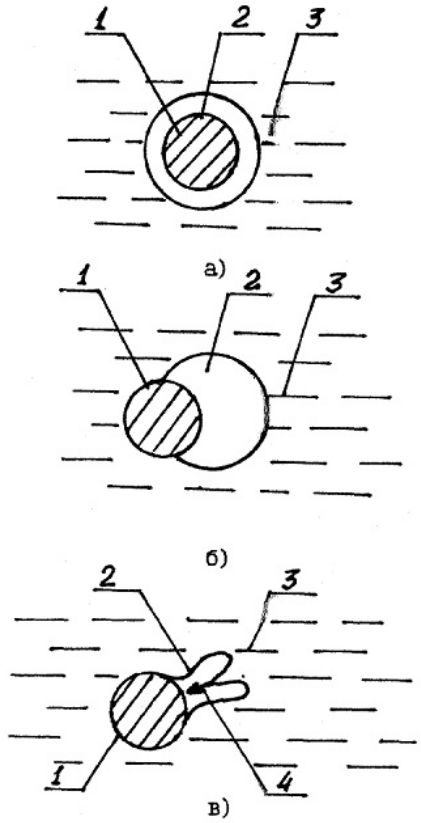


Рис.3.2. Механізми впливу кавітаційного пухирця на частку, емульгованніої у воді нафтопродукту:
1 - частка нафтопродукту; 2 - кавітаційний пухирець; 3 - вода; 4 - кумулятивний струмінь. а) об'ємне термічне окиснення; б) часткове поверхневе окиснення; в) вплив кумулятивного струменя.

Пухирець, із часткою, що перебуває всередині нього, нафтопродукту, далі стискується адиабатично тобто відбувається "об'ємне" термічне окиснення цієї частки (рис. 4, а).

У випадку, що коли розширюється газ не обволікає повністю частку (рис. 4, б), діє другий механізм - часткове "поверхневе" окиснення. Тут також передбачається адіабатичний стиск пухирця.

Третій механізм може спостерігатися при руйнуванні пухирця (рис. 4, в) - "крапкове" окиснення. При третьому механізмі спостерігається подвійний

вплив; нагрівання частки при адіабатичному стиску на перших стадіях замикання кавітаційного пухирця й вплив кумулятивного струму при руйнуванні пухирця.

Таким чином, ультразвукова обробка є перспективним та універсальним способом очищення стічних нафтових вод і може бути застосована практично на будь-якій стадії очищення суднових НВ.

У подальших дослідженнях дипломної роботи магістра передбачається створення системи очищення НВ способом ультразвукової кавітації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бергман Л. Ультразвук. - М.: Наука, 1969. - 640 с.
2. Возникновение кавитации. Електронний ресурс. Режим доступу:https://studopedia.ru/2_17651_perehod-ot-nachalnih-stadiy-k-razvitoy-kavitatsii.html
3. Занько О.Н. Технологии использования рабочих веществ в судовых энергетических установках: учебник / О.Н. Занько, В.Н. Калугин, И.В. Логишев. – Одесса: Фенікс, 2015. – 506 с.
4. Зубрилов С.П. Физическая активация растворов. - Л.: Судостроение, 1989. - 176 с.
5. Зубрилов С.П. Ультразвуковая обработка воды и водных систем. - Л.: Транспорт, 1973. - 100 с.
6. Конаков Г.А., Васильев Б.В. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. - М.: Транспорт, 1980. - 423 с.
7. Кузубова Л. И., Морозов С.В. Очистка нефтесодержащих сточных вод: Аналитический обзор/ СО РАН. – Новосибирск, 1992. - 39 с
8. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г., измененная Протоколом 1978 г. к ней с поправками– С-Пб,: ЗАО ЦНИИМФ, 2011 - 401 с
9. Средства очистки жидкостей на судах: Справочник /Под общей ред. И.А. Иванова - Л.: Судостроение, 1994 - 272 с.

УДК 621.892:621.436

Погорельцев А.О., кер.проф. Логішев І.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення якості очищення мастила в судновій дизельній установці

Дано причини погіршення якості моторних мастил та технічного стану дизеля в процесі експлуатації, проаналізовано методи очищення мастила, показана перспектива покращення процесу очищення за рахунок застосування автоматичних пристроїв.

Ключові слова: якість моторних мастил, методи очищення автоматичні пристрої

The reasons for the deterioration of the quality motor lubricating oils and the technical state of the diesel in the course of operation are given, the methods for cleaning lubricating oil are analyzed, and the prospect of improving the cleaning process through the use of automatic devices is shown.

Keywords: quality of motor lubricating oils, cleaning methods, automatic devices

У процесі роботи двигунів і механізмів СЕУ мастило весь час забруднюється нерозчинними в ньому речовинами. У міру накопичення забруднень знижується ефективність миючої дії присадок, що знаходяться в маслі, зростає нагароутворення на поверхнях деталей двигуна, що змазуються, збільшується в'язкість масла.

На швидкість забруднення моторного мастила також впливає вид палива (легке чи важке), конструкція системи мащення та умови роботи мастила (рис. 1).

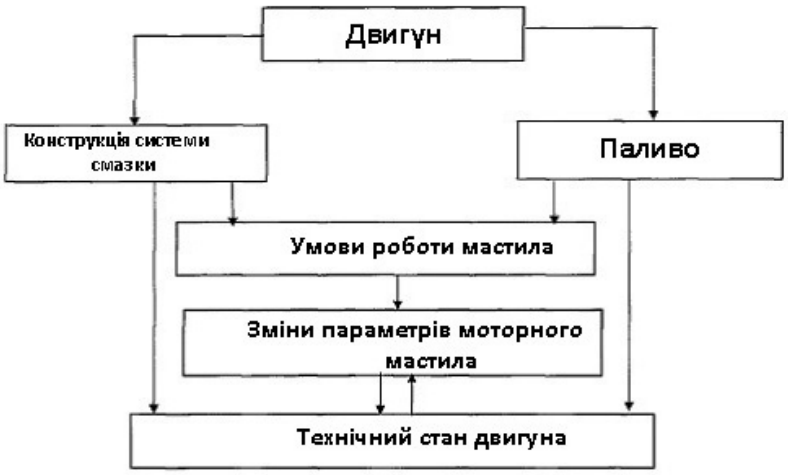


Рис. 1. Вплив конструктивних та експлуатаційних факторів мащення дизеля на його технічний стан

Погіршення якості мастила, в свою чергу, негативно впливає на технічний стан дизельного двигуна. Тому зміна мастила в системі мащення є об’єктивним процесом. Але термін зміни мастила також залежить від конструкції системи мащення.

Для 2-х тактних дизелів для змазування вузлів тертя використуються дві системи: 1) для змазування циліндропоршневої групи (ЦПГ) – лубрикаторна система; 2) для змазування підшипників деталей руху – циркуляційна система (рис. 2). В цьому випадку картер дизеля – «сухий»

4-х-тактні дизелі мають систему мащення з так називаним «мокрим» картером (рис. 3). Змазування ЦПГ та інших вузлів тертя проходить за рахунок розбризкування масла, яке знаходиться в картері дизеля.

Масло в циркуляційній системі 2-х-тактного дизеля за умови доливання через витоки й втрати із сепарацією працює 50÷60 тисяч годин і більше [1],

тому що це масло тільки змазує підшипники дизеля і не приймає участь в процесі згоряння в циліндрі двигуна.

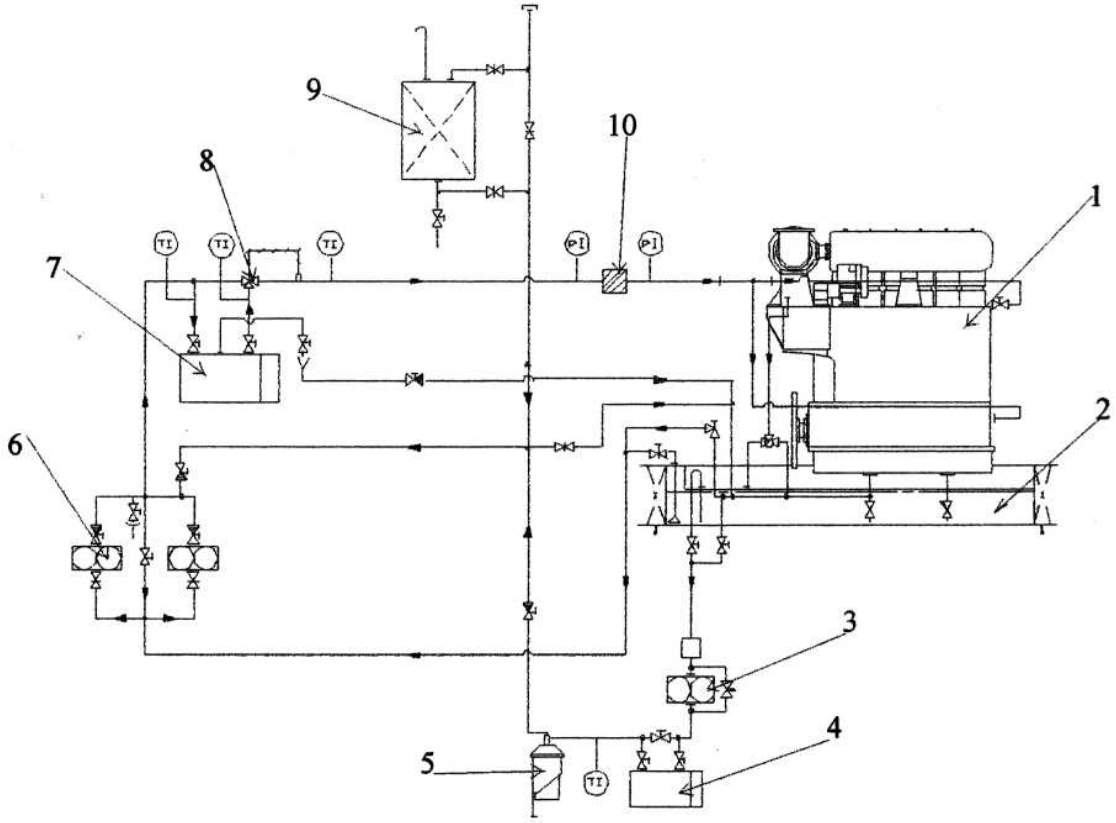


Рис. 2. Схема системи змащування 2-х-тактного дизеля:
1 - ДВЗ; 2 - стічно-циркуляційна цистерна; 3 - живильний насос сепаратора; 4 - підігрівач; 5 - сепаратор; 6 - головні масляні насоси; 7 - охолоджувач мастильного матеріалу; 8 - термостатичний клапан; 9 - цистерна запасу мастила; 10 - повнопоточний фільтр.

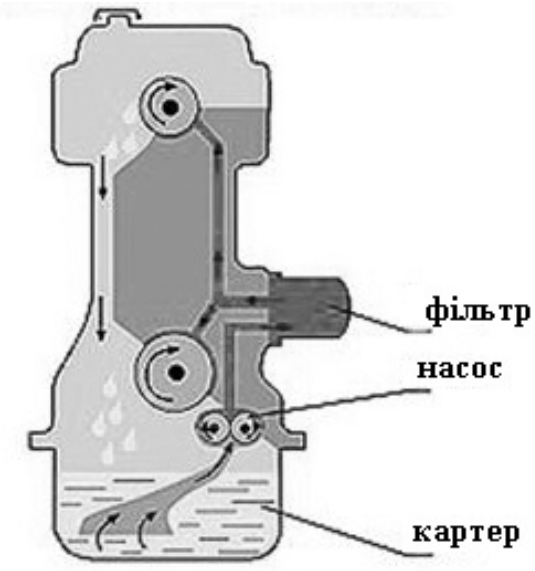


Рис. 3. Схема системи змащування 4-х-тактного дизеля з «мокрим» картером

Масло в 4-х-тактном дизелі приймає участь й в процесі змазування підшипників, й в процесі змазування ЦПГ, тобто на його якість впливає процес згоряння палива.

Тому строк використання цього мастила значно менше (~ 1,1÷1,2 тисяч годин). Щоб цей термін збільшити, треба підвищити якість очищення мастила.

В суднових енергетичних установках застосовують наступні основні методи очищення масла: *гравітаційне очищення (відстоювання), фільтрування та відцентрове сепарування*. Як показала практика, найбільш ефективними методами очищення масла на борту судна з метою збереження його якісних показників протягом усього строку його служби є два останніх метода.

У системах мащення застосовують фільтри, які за ступенем або тонкістю відсівання часток, поділяють на фільтри грубого очищення (ФГО), з розміром затримуваних часток, що не перевищують 60÷90 мкм і фільтри тонкого очищення (ФТО), з розмірами затримуваних часток не більше 35÷40 мкм.

Залежно від схеми включення й кількості масла, що проходить через фільтр, фільтри можуть бути повно-потоковими, головним чином, ФГО, рідше ФТО й частково-потоковими, в основному ФТО, тому що вони мають більший опір і, внаслідок цього, меншу пропускну здатність. Через частково-потокові фільтри проходить лише частина потоку, звичайно не більше 8÷15 %.

При повно-потоковими фільтрі якість очищення найкраща, але термін дії фільтруючого елемента мінімальний.

На 4-х-тактних дизелях звичайно встановлюють не автономні, а навішені струмінно-реактивні центрифуги (рис. 4). Тонкість очищення після центрифуги становить до 3÷5 мкм.

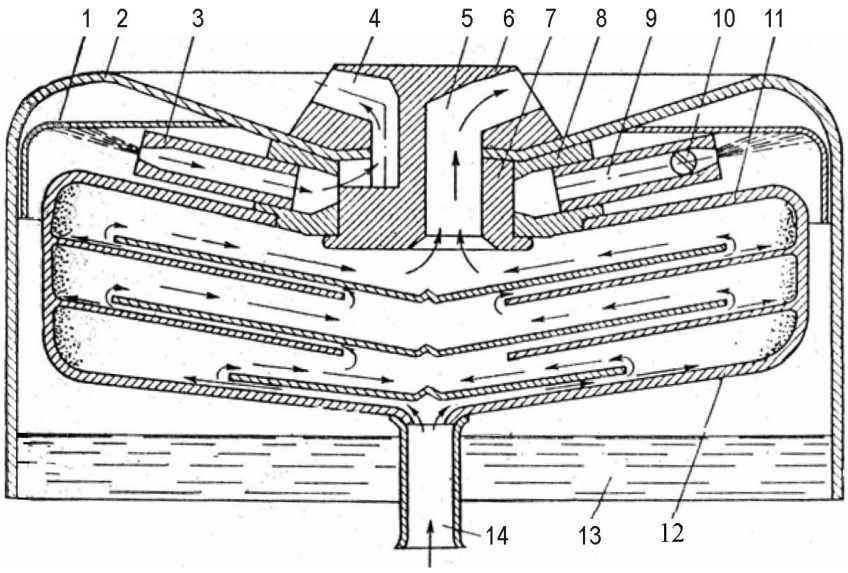


Рис. 4. Конструкція струмінно-реактивної масляної центрифуги:
1 – головка; 2 – купол; 3 - мілкодрібна сітка; 4 - вхідний канал; 5 – вихідний канал; 6 - бризковідбивальне кільце; 7 – втулка центрифуги; 8 – вертушка; 9 – плечі; 10 – сопла; 11- кришка; 12 – циліндр; 13 – нерухома частина корпуса; 14 – всмоктуючий патрубок.

Конструкція цієї центрифуги потребує ручного очищення, що зменшує термін необслуговування системи мащення. Крім того, використання дизеля з такою центрифугою не рекомендовано в СЕУ зі ступеню автоматизації Aut 2 та Aut 1.

З цього витікає, що підвищення ефективності використання системи мащення полягає, в першу чергу, за рахунок удосконалення засобів очищення.

В технічній літературі, наприклад в [2], описано конструкція фільтра [рис. 5], в якому очищення фільтруючого елемента відбувається автоматично.

Розкриття й техобслуговування фільтра за свідченням фірми потрібно не раніше строків технічного обслуговування дизеля.

Подальші дослідження дипломної роботи магістра будуть спрямовані на створення такої схеми системи мащення 4-х-тактного тронкового дизеля, в якої будуть застосовані автоматичні засоби фільтрування й сепарування моторного мастила, що позитивно вплине на зростання строку необслуговування системи (збільшити термін зміни масла в картері в ~ 2 рази), якість очищення мастила та технічний стан двигуна.

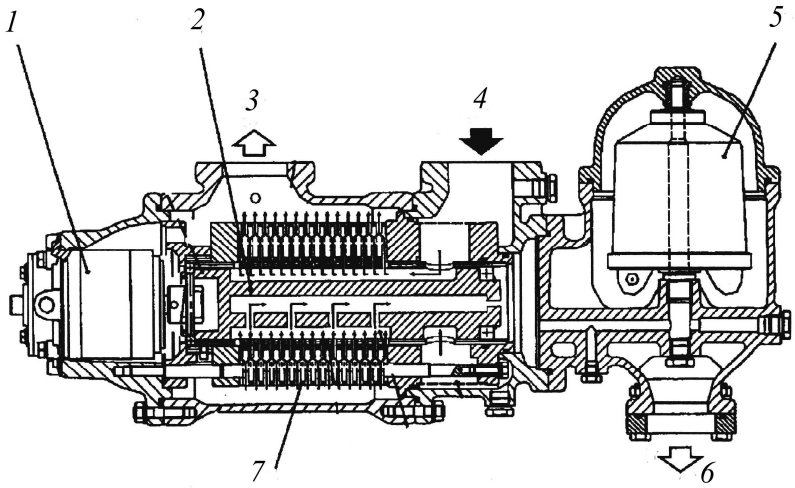


Рис. 5. Поверхневий самоочисний фільтр масла CCU180 фірми «Альфа Лаваль»:
1 – гідромотор приводу розподільника; 2 – розподільник потоків масла на очищення й промивання фільтрувальних елементів протитоком; 3 – вихід очищеного масла; 4 – вхід масла на очищення; 5 – центрифуга для очищення промивного масла; 6 – вихід очищеного промивного масла; 7 – фільтрувальні елементи

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Занько О.Н. Технологии использования рабочих веществ в судовых энергетических установках: учебник / О.Н. Занько, В.Н. Калугин, И.В. Логишев. – Одесса: ОНМА, Фенікс, 2015. – 506 с.

2. Возницкий И. В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей / И. В. Возницкий. – СПб. : ГМА им. С.О. Макарова, 2007. - 127 с.

УДК 621.436.13-726

Решетіло І. А., кер.доц.Довиденко Ю. М.
Національний університет “Одеська морська академія”

Аналіз недоліків сучасних лубрикаторних систем

Для сучасних суднових двотактних двигунів система змащення циліндрів грає дуже важливу роль. Під час експлуатації двигуна виникає велика сила тертя та висока температура у ЦПГ які необхідно ліквідувати бо це призводить до швидкого зносу ЦПГ, зменшення щільності у циліндрі дизеля та компресії в камері згоряння (Рс) та руйнування циліндру (відбувається утворення задирів та тріщин) .

За функцію змащення ЦПГ відповідає лубрикаторна система, котра широко використовується.

До складу лубрикаторної системи входять слідуючі компоненти:

- Витратну цистерну (ємність для мастила),
- Плунжерний насос чи лубрикатор (насос який подає масло до штуцерів та акумуляторів через трубопровід),
- Нагнітальный трубопровід (трубопровід від насосу до штуцера)
- Штуцер (пристрій для подачі мастила на дзеркало циліндра),
- Незворотні клапани (для запобігання витікання мастила у зворотньому напрямку),
- Мастильний канал (канал для подачі мастила між мастильною канавкою та виходом штуцера),
- Мастильна канавка (геометрично складна спеціально створена канавка для рівномірного розподілу мастила на дзеркалі циліндра),

Але лубрикаторні системи мають багато різновидів. Сучасні лубрикаторні системи різняться конструктивними особливостями такими як місце подачі мастила на дзеркало циліндра по висоті, конструкцією штуцерів та мастильних канавок, довжиною мастильного каналу, та іншими параметрами. Залежно від виробника та часу комплектацій ,види лубрикаторних систем постійно змінювались та вдосконалювались.

Протягом всього часу експлуатації двотактних СДВЗ були запропоновані різні ідеї розміщення мастильного каналу. [1. 116].

Найбільш невдалою була ідея мастильного каналу типу Z фірми MAN. Під час експлуатації були виявлені дуже серйозні недоліки. Через свою конструкцію цей варіант був досить складний у виробництві на заводі, а під час роботи двигуна через свою конструкцію мастило не доходило у достатній кількості до дзеркала циліндра, що спричиняло підвищений знос ЦПГ. Через високі температури траплялось закоксування каналу та закупорку системи. Двигуни з змащенням такого типу дуже швидко виходили з ладу.

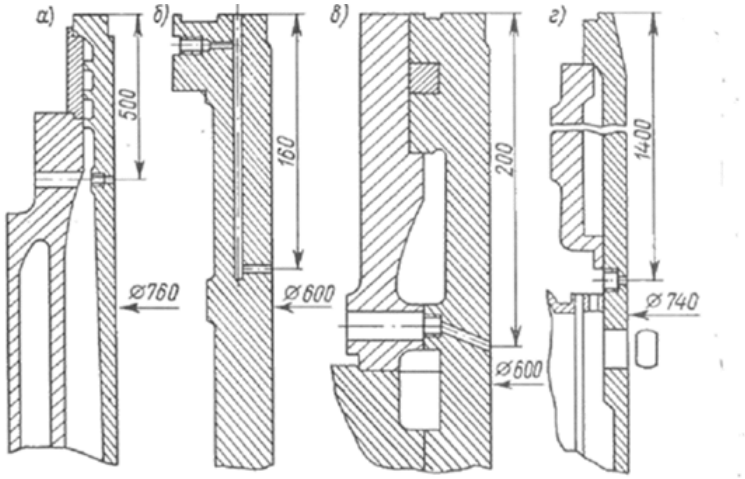


Рис. 1. Приклади розміщення мастильного каналу [1]:
а – Фірма Зульцер (подача зверху); б – Фірма MAN (подача по каналу типу Z); в – Фірма MAN (подача мастила знизу під кутом); г- Фірма B&W (знизу)

Також існують двигуни у яких подача мастила здійснюється на двох рівнях по висоті циліндра. [2. 12]

Дуже важливу роль грає конструкція штуцерів. Це пристрій який необхідний для подачі мастила від насосу до дзеркала циліндру. Він має свої особливості конструкції від яких залежить стан ЦПГ. Різновид штуцерів дуже великий та неодноразово вдосконалювався.

Особливу роль у конструкції штуцера грає безповоротний клапан. Його роль не дати змогу мастилу піти у зворотньому напрямку, а якщо відстань від дзеркала циліндра до зворотнього клапану буде велика тоді мастило під дією високого тиску та температур позбудеться своїх властивостей та існує можливість закупорки мастильного каналу.

Роздивимося на прикладі двох конструкцій штуцерів:

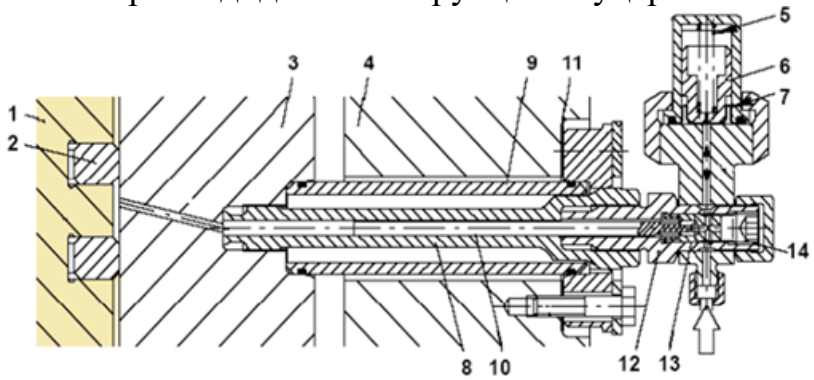


Рис. 2. Конструкція штуцера лубрикаторної системи двигуна типу RTA [2] :
1- поршень двигуна ; 2- поршневе кільце; 3- циліндрова втулка ; 4- рубашка ; 5- пружина ; 6- поршень акумулятора ; 7- мембрана ; 8- корпус штуцера; 9- труба ; 10- канал штуцера ; 11- прокладка ; 12- корпус штуцера ; 13- незворотній клапан ; 14- заглушка.

Як видно з малюнка, безповоротний клапан знаходиться на вході в штуцер що конструкційно не ефективно через частковий ‘викид’ мастила з каналу. З часом щоб уникнути проблем та покращити систему змащення було запропоноване конструктивне змінення положення клапану.

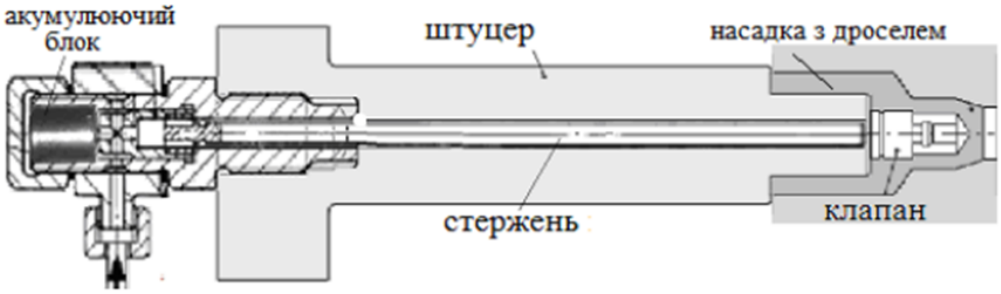


Рис. 3. Вдосконалений штуцер [3]

Як бачимо у вдосконаленому штуцерові клапан знаходиться на виході.

Не слід також забувати про таку значну деталь у системи змащення ЦПГ як масляні канавки які теж мають свої конструктивні різновиди. [3. 52]

Головна задача масляних канавок – це розподілити мастило рівномірно по дзеркалу циліндра. Отже конструкція канавок грає дуже важливу роль.

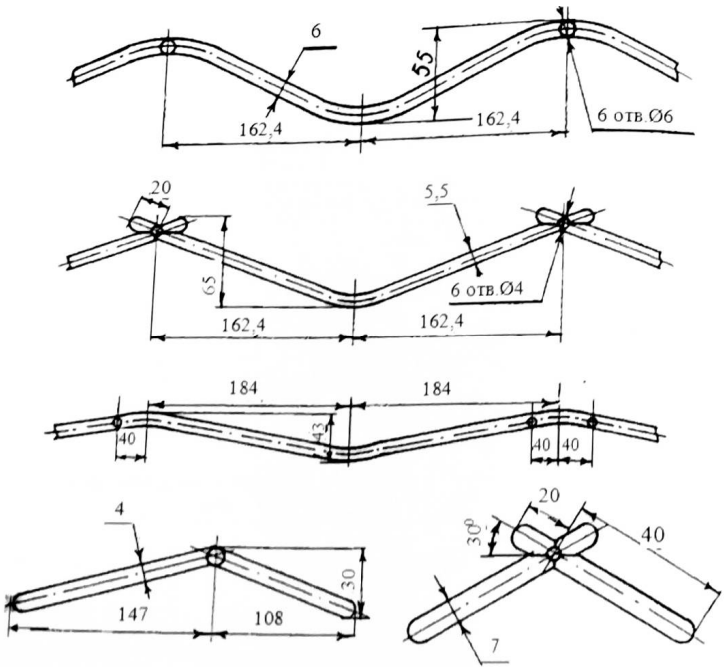


Рис. 3. Різновиди масляних канавок [3]

Як показали дослідження , формування процессу витікання мастила трапляється на шляху за незворотним клапаном штуцера. Складна геометрія масляних канавок сприяє витіканню масла на дзеркало циліндру під необхідними кутами для найкращого змащення ЦПГ.

Для більш детального розуміння процессу виходу мастила за допомогою лубрикаторної системи можна звернутись до росширенної індекаторної діаграмми

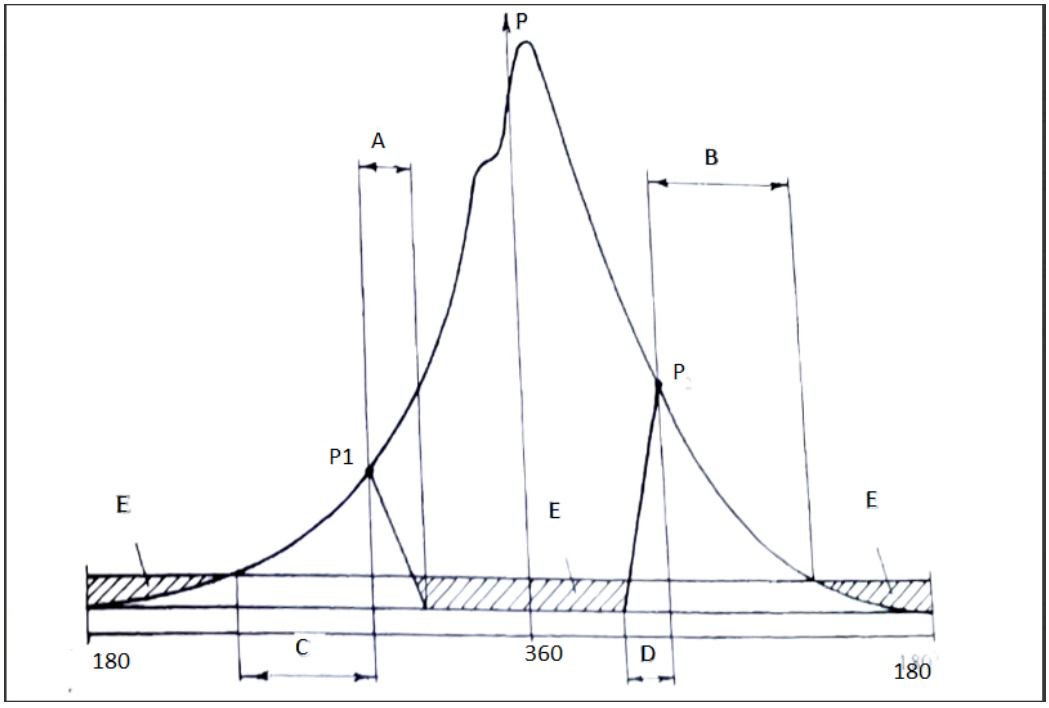


Рис.4. Фази подачі масла:
A – хід мастила до дзеркала циліндра з "викидом" при ході поршня на стисканні.
B - хід мастила до дзеркала циліндра з "викидом" на разширения
C - хід мастила від дзеркала циліндра в глиб каналу при ході поршня на стисканні.
D – хід мастила від дзеркала циліндра в глиб каналу при ході поршня на розширенні.
E - області закінчення подачі мастила.

Під час роботи лубрикаторної системи виникає явище під назвою “викид мастила”. Це явище выдбувається тому що між незворотним клапаном в штуцері та дзеркалом циліндру знаходиться масляний канал котрий утворює об'єм між незворотним клапаном та дзеркалом циліндра. [4. 20]

Рис.5. Викид при подачі ЛБ “Альфа”

При такті стиснення масло стиснюється в масляний канал в який так само потрапляє бульбашка повітря через те, що циліндр наповнений повітрям і тиск зростає. Після ВМТ при такті разширения поршень рухається вниз і тиск починає падати внаслідок чого масло вистрілює з каналу. Через викид

мастила його витрата збільшується що негативно сприяє на стан двигуна в цілому.

Одна з найпопулярніших систем змащення яка використовується на суднах це система “Альфа Лаваль”. Ця система використовується на двигунах фірми MAN B&W та вважається однією з найкращих лубрикаторних систем.

В альфа-лубрикаторі масло надходить з системи гідроприводу (близько 40 бар) за допомогою поршня до плунжера, які під великим тиском нагнітають масло до відповідних форсунок, встановлених в циліндрових втулках замість традиційних штуцерів (безповоротних клапанів). Форсунки розпилюють масло на поверхні поршневих кілець і втулок в момент, коли вони проходять повз форсунки при русі поршня від НМТ до ВМТ. Таким чином, масло рівномірно розподіляється по поверхнях тертя, що значно покращує умови формування надійної плівки масла на цих поверхнях, дозволяючи істотно скоротити витрату циліндрового масла при хорошому стані поверхонь тертя.

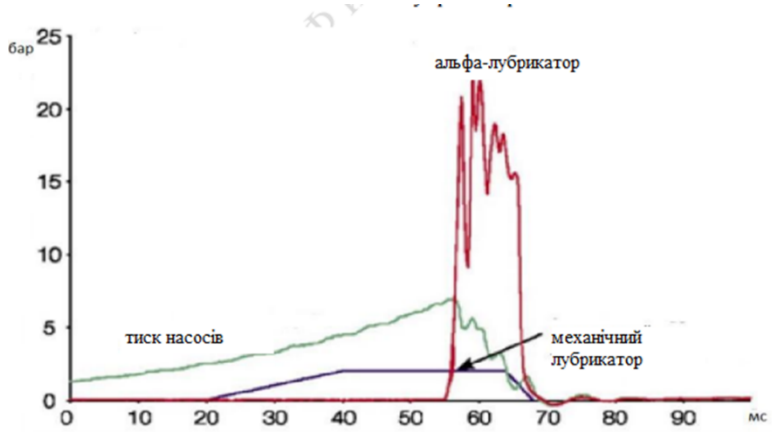


Рис. 6. Схема діаграм тисків масла і часу вприскування в штуцерах лубрикатора

На малюнку показані діаграми тиску:

-від механічного приводу ;

-від приводу подачі масла.

За діаграмою механічного лубрикатора тиск в штуцері невеликий, а час складає 50 мс; в діаграмі альфа - лубрикатора тиск в штуцері лубрикатора до 33 бар, а час уприскування складає 15 мс і витрата масла в двигунах з електронною подачею масла набагато зменшена

Але ця система має ряд недоліків,які роздивлялись раніше . Для цієї системи також характерний викид мастила. Але найголовніше те що плунжерний насос не може надати достатнього тиску у системі щоб протидіяти тиску на такті стиснення у циліндрі.

На підставі недоліків і проблем з експлуатацією систем змащення були розроблені і встановлені деякі нові конструкторські рішення ТАКИЕ КАК...

- Конструкції виключають викид (економія масла і підвищення ефективності змазування ЦПГ)

- Впровадження систем акумуляторів та інше.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Богач В.М., Задорожний А.А., Коліев И.Д. Особливості витоку мастила у циліндри суднових дизелів MAN-B&W// Науковий журнал Суднові энергетичні установки, ОНМА, Одесса 2005 г. С. 116-126.

2. Богач В.М., Задорожний А.А., Коліев И.Д. Експеременталний стенд і методика досліджень систем змащування циліндрів СДВС // Суднові енергетичні установки: науч.-техн.сб. – 2005.- № 12.- Одеса: ОНМА.- С.11-22.

3. Довиденко Ю. М., Description of the systems and parameters of the lubricant supply to the marine diesel engine cylinders // Norwegian Journal of development of the International science №8, 2007г. С. 50 – 54.

4. Пилюгін А. С. Оптимізація витрати циліндрового мастила суднових дизелів/ Пилюгін А. С., Богач И. М., Довіденко Ю. М., Бузовский В. А.// Республіканський сбірник ХПІ, 1988г. Вип -48, с.17 – 23.

5. Богач В.М., Попов В.Г., Задорожний А.А. Чисельні моделювання процесів маслоподачі// Судові енергетичні установки: науч.-техн.сб. – 2000.- № 5.- Одеса: ОГМА.- С.18-22.

6. Богач В.М., Задорожний А.А. Оптимальні умови витоку масла у циліндри суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науч.-техн.сб. – 2003.- Вип.8.- Одеса: ОНМА.- С.67-73.

7. Богач В.М., Задорожний А.А., Богач А.В. Дослідження маслоподачі у двигуни B&W // Суднові енергетичні установки: науч.-техн.сб. – 2004.- № 10.- Одеса: ОНМА.- С.14-23.

8. Задорожний А.АПідвищення ефективності систем змащування циліндрів суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науч.-техн.сб-2005. Вип.14. Одеса. ОНМА.-С.79-91

УДК 621.436.011:681.518.5

Філіппов В.С., кер.доц. Довиденко Ю.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення точності вимірювання параметрів робочого процесу суднового дизеля

Повышение точности измерения параметров рабочего процесса судового дизеля

Improving the accuracy of measuring the parameters of the working process of ship diesel

Розглянуто кілька систем діагностики суднового дизеля, вказані параметри які вони знімають в процесі роботи двигуна. Наведено особливості цих систем діагностики і контролю. Досліджено вплив індикаторного каналу на результати індіціювання суднових дизелів.

Ключові слова: Системи діагностики, параметри двигуна, робочий процес дизеля, індикаторний канал.

Рассмотрено несколько систем диагностики судового дизеля, указаны параметры которые они снимают в процессе работы двигателя. Приведены особенности этих систем диагностики и контроля. Исследовано влияние индикаторного канала на результаты индицирования судовых дизелей.
Ключевые слова: Системы диагностики, параметры двигателя, рабочий процесс дизеля, индикаторный канал.

Основним завданням, яку на сьогоднішній день, багато хто намагається вирішити є збільшення економічних показників і зниження витрат при морських перевезеннях. Великою частиною витрат на утримання судна є витрати на паливо і запасні частини. Використання систем контроля і діагностики робочого процесу дизелів направлено на збільшення ресурсних характеристик дизелів і продовження міжремонтного періоду їх експлуатації. .

Техніко-економічна ефективність судових дизелів обумовлюється:

1) Зниженням витрат на технічне обслуговування завдяки зменшенню числа розборок та зборок дизелів при переході від планово-технічних норм обслуговування і ремонту до обслуговування і ремонту їх по фактичному стану; .

2) Зниженням витрат на ремонт за рахунок виявлення потенційних відмов на ранній стадії їх виникнення; .

3) Скороченням витрат палива шляхом своєчасного виявлення розрегулювання паливної апаратури.

Діагностуванню в основному доступні пошкодження зносового виду, які супроводжуються зміною робочих параметрів машин або будь-яких фізичних полів (електричних, магнітних, акустичних, теплових тощо) і параметрів (герметичності, зазорів та ін.).

Стан поршневих кілець і клапанів доцільно контролювати за допомогою простого і недорогого пневмоіндікатора. Для контролю технічного стану підшипників і розбалансування ротора можна використовувати віброакустичні методи і прилади ударного імпульсу.

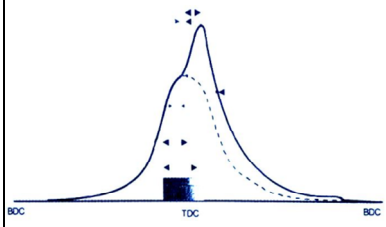
Вітчизняні та зарубіжні фірми пропонують сучасні системи діагностування суднових дизелів, які поряд з оцінкою теплотехнічних параметрів здійснюють контроль зносу втулок і стану поршневих кілець, температури деталей циліндропоршневої групи, стану турбокомпресора, тиску палива перед форсункою, крутного моменту і концентрації масляної пари в картері двигуна.

Зупинимося докладніше на системах, які контролюють робочий процес дизелю.

Структура систем технічної діагностики має у собі наступні складові:
-частина, що вимірює параметри та обробляє отримані результати;
- частина з методами (алгоритмами) обробки результатів вимірювань. [1]

Розглянемо декілька існуючих систем діагностики:

Таблиця 1. Системи діагностики суднових дизелів

	DII - 7	Depas Handy 4.0H	DM
			
Revolution (RPM)	●	●	●
Pmax (mean, max,min)	●	●	●
Basic working process parameters: P	●	●	●
Pc	●	●	
Pi	●	●	●
Pressure diagram vs crank angle (tame	●	●	●
Derivative pressure diagram	●	●	●
Measuring injection pressure			●
Fuel timing	●	●	●
Valves timing	●	●	
Vibro sensor	●	●	
Pscav auto calculation		●	
TDC determination	●	Software automatic	

СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ТА ДІАГНОСТИКИ DII-7 [2]

Дана система технічної діагностики дизелів проводиться фірмою Diesel Intellect International (New Jersey, USA).

Опис системи та технічне характеристики

Система діагностики двигунів внутрішнього згоряння розроблена на основі вимірювання параметрів робочого процесу за допомогою електронних датчиків, встановлених всередині циліндрів двигуна. Вона може бути виготовлена в переносному варіанті для тимчасового використання або в стаціонарному для постійного спостереження за якістю процесу згоряння в кожному циліндрі двигуна. Система дозволяє визначити несправності двигуна на ранній стадії, що дозволяє планувати необхідний ремонт і запобігає аварійні ситуації.

Система DEPAS Handy[3]

DEPAS Handy створена на базі сучасного високопродуктивного контролера з архітектурою Pipeline і низьким енергоспоживанням, розрахованим на автономне електроживлення. Основною особливістю системи є те, що модуль збору даних реального часу відділений від розрахункового модуля ("розділений моніторинг") і виконаний на базі спеціалізованого контролера. Зв'язок між модулями здійснюється по послідовному інтерфейсу. Система дозволяє проводити моніторинг робочого процесу 2-х тактних МОД і 4-х тактних СОД і ВОД (у всіх діапазонах частот обертання з роздільною здатністю

не менше 0,5 ПКВ). В незалежній FLASH пам'яті контролера може зберігатися до 100 сеансів індіцирования. Тривалість автономної роботи системи - 7 годин.

Відмінними рисами системи DEPAS Handy є:

- програмне визначення ВМТ і синхронізація даних
- фази подачі палива і газорозподілу, а також технічний стан окремих вузлів двигуна
- економити паливо, за рахунок точного регулювання ТА і МГР;
- збільшити міжремонтний період експлуатації і скоротити витрати на обслуговування СДВС;
- в значній мірі підвищити безпеку експлуатації суднових дизелів.

СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ "ДИЗЕЛЬ МАЙСТЕР" (ДМ) [4]

Системи технічної діагностики Дизель Майстер (ДМ) призначені для дистанційного централізованого контролю навантаження працюючого дизеля і параметричної діагностики робочого процесу в циліндрах дизеля і в системі уприскування палива . Система поставляється в двох виконаннях - стаціонарному {ДМ-2000) і переносному ДМ-1000С).

Система ДМ-2000 проводить вимірювання і їх обробку за допомогою сучасного потужного комп'ютера.Властивість системи запам'ятовувати і накопичувати виміряну інформацію дозволяє переглянути процес в запису в реальному або уповільненому темпі. Це дає можливість контролювати робочий процес не тільки на сталих, але і на перехідних режимах, включаючи режим пуску.

Система ДМ-2000 виконує наступні основні функції:

- безперервний контроль навантаження працюючого дизеля - навантаження окремих циліндрів, розподіл навантаження по циліндрах, режим роботи дизеля по відношенню до обмежувальної характеристиці;
- оцінка економічності дизеля по відношенню до паспортним характеристикам;
- індикація основних параметрів поточного режиму роботи дизеля, сигналізація про відхилення від норми;
- підсумовування та облік напрацювання дизеля на різних навантаженнях (мала, середня, повна, перевантаження);
- контроль робочого процесу в циліндрі дизеля по кривій тиску газів.

Незалежно від того, якою з перерахованих систем проводиться контроль основних параметрів робочого процесу дизеля (Pz; Pc; Pi), необхідно враховувати вплив індикаторного клапана (каналу) на результати індиціонування.

При забезпеченні необхідної надійності, безумовно, основним питанням, що вирішуються при розробці, є мета досягти допустимої похибки вимірювання параметрів робочого процесу. Особливо це стосується такого параметра, Pi – що є основою визначення індикаторної потужності двигуна, а також Pмах.

Основними складовими похибки визначення середнього індикаторного тиску є:

- похибка датчика тиску;
- похибка визначення кута попередження;
- похибка визначення ВМТ;
- похибка, викликана скручуванням колінчастого валу;
- похибка алгоритму розрахунку Рі;
- похибка через перекручування сигналу в індикаторному каналі та ін.

Найбільш важкою для усунення є похибка, викликана індикаторним каналом. Зі збільшенням частоти обертання двигуна її внесок в загальну похибку збільшується як для МОД та стає домінуючою при індіціюванні СОД.

Під час індіціювання датчик ДГ встановлюється на індикаторний кран циліндра. Тиск газів з циліндра Рцил передається до нього по індикаторному каналу (рис.1), в який входять власне газовий канал діаметром dгк і довжиною lгк, і газова порожнина довжиною lгп і діаметром dгп.

Індикаторний канал є коливальною динамічною ланкою. Якщо стрибкоподібно змінити Рціл, то виникнуть затухаючі коливання (рис.2), по завершенні яких Рвих = Рціл. Процес зміни тиску Р вих, сприйманого датчиком, може бути описаний відомим виразом для коливального ланки: [6]
де Q – до бротність індикаторного каналу;

$$T_c = \frac{1}{2\pi f_c}, \quad T_c^2 \frac{d^2 P_{вых}}{dt^2} + \frac{T_c}{Q} \frac{dP_{вых}}{dt} + P_{вых} = P_{цил},$$

fc - власна частота індикаторного каналу.

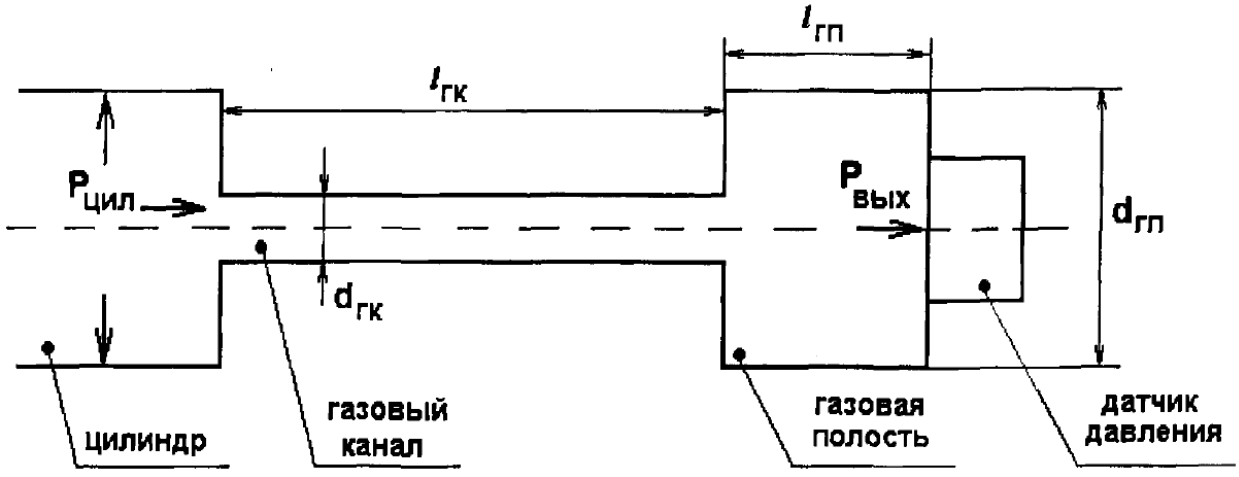


Рис.1 Схема індикаторного каналу дизеля

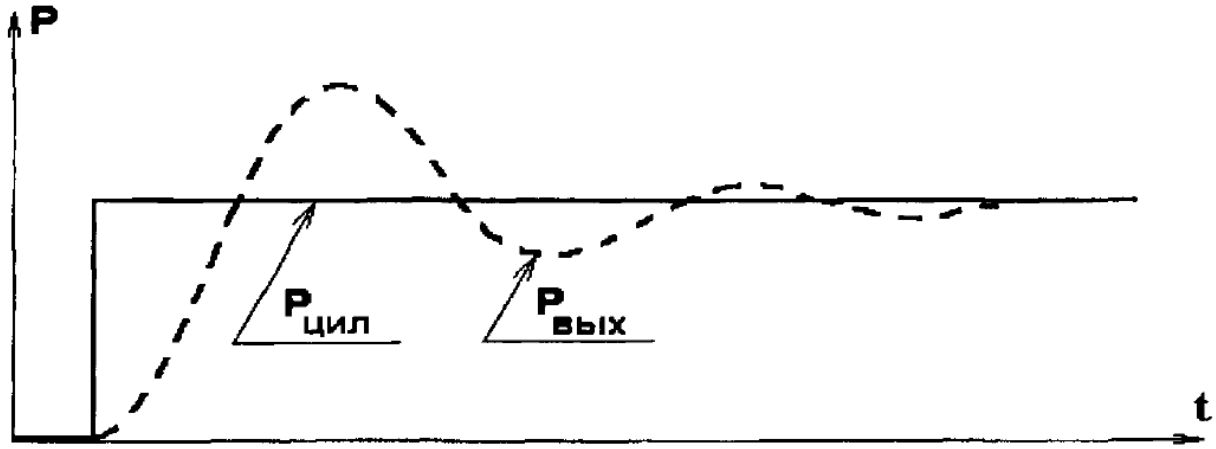


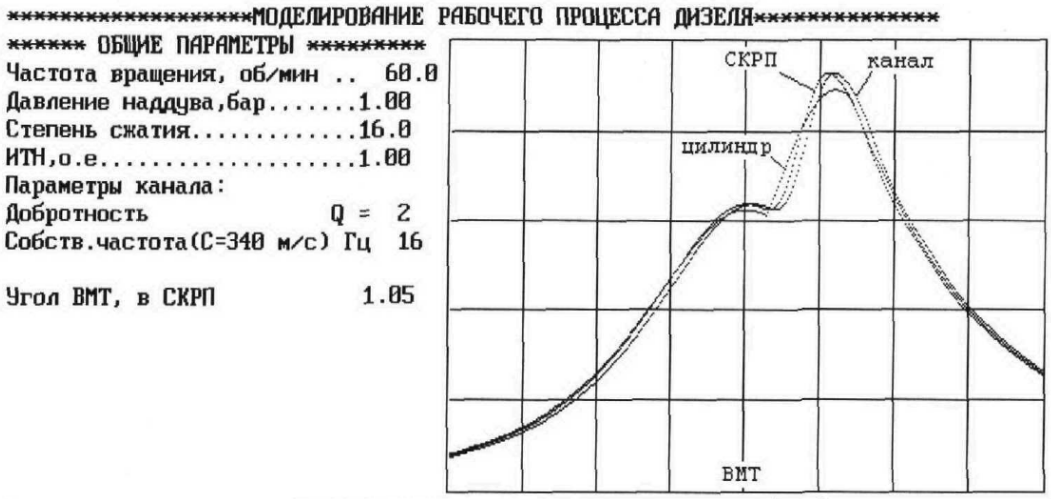
Рис. 2 Коливальний процес в індикаторному каналі

Добротність характеризує швидкість загасання коливань. Вона залежить від багатьох, важко піддаються обліку чинників - від конфігурації каналу, зміни його перетину по довжині, ступеня забруднення, від режиму течії газу і ін. При Q <1 коливання відсутні, проте для індикаторних каналів двигунів значення Q може бути істотно більше одиниці.

Власна частота каналу залежить від параметрів газу, а ті, в свою чергу, - від режиму роботи двигуна. Зі збільшенням навантаження двигуна зростає тиск і температура газу і, як наслідок, зростає власна частота каналу. Таким чином, індикаторний канал є коливальні системою зі змінними параметрами. Сильний вплив на характер процесу надає добротність каналу Q.

На (рис.3) наведено результати моделювання на стенді робочого процесу в циліндрі дизеля при добротності індикаторного каналу Q = 2. Параметри процесу, отримані як за сигналом безпосередньо на виході каналу, так і після його обробки в СКРП істотно відрізняються від параметрів процесу в циліндрі.

Таким чином враховуючи вплив коливань, що виникають у каналі індикаторного крану, параметри робочого процесу фіксуються з меншою похибкою. Що є особливо важливим для середньо-обертових двигунів.



*** ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА (размерность - бар) ***

ПАРАМЕТР	В ЦИЛИНДРЕ	В КАНАЛЕ	по СКРП
Pmi	16.43	17.36	16.13
Pmax	133.4	139.1	139.2
Fpmax	13.3	13.3	12.0
Pcomp	68.7	65.3	68.5
Pexp	132.5	137.3	139.2

Рис.3 Результати моделювання процесу в циліндрі і на виході індикаторного каналу при Q -2

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1.Варбанец Р.А. Система контроля параметров рабочего процесса судовых дизелей. -1994. - с.1.

2. Operational manual Diesel Intellect International c.2.

3. Operational manual DEPAS Handy c.2-3.

4.Operational manual DIESEL MASTER c.3-4.

5. Грин А.А., Орехов Ю.А. Оценка точности результатов индицирования главного судового двигателя- 1987. - с.4-6.

6. Самойленко А. Ю. Электронные системы контроля параметров рабочего процесса судовых средне- и высокооборотных дизелей: Монография — СПб.: Судостроение, 2004. — 132 с. Сегаль В.Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. - с.5

УДК:502.3:504.7: 621.181.1

Татаренко О.Ф. кер. доц.Калугін В. М.
Національний Університет «Одеська морська академія»

Розробка техніко-експлуатаційних заходів до сучасних дизелів при їх роботі в зонах екологічного контролю

Дана робота присвячена розробці техніко-експлуатаційних заходів, які дозволять забезпечити ефективність експлуатації суднових двигунів внутрі-

шнього згорання (СДВЗ) при використанні дистилятних сортів палива (Marine Gas Oil – MGO).

В роботі виконано аналіз впливу шкідливих викидів з суднових енергетичних установок (СЕУ) в атмосферу на оточуюче середовище і аналіз альтернатив використанню морських сортів палива з низьким вмістом сірки.

Представлений узагальнений досвід експлуатації СДВЗ на паливах з низьким вмістом сірки і розглянуто конструктивні і експлуатаційні засоби адаптації СДВЗ до роботи на паливах з низьким вмістом сірки.

ВИПУСКНІ ГАЗИ, ВМІСТ СІРКИ В ПАЛИВІ, ДИСТИЛЯТНІ СОРТИ ПАЛИВА, ЗАЛИШКОВІ СОРТИ ПАЛИВА, ПАЛИВНА АПАРАТУРА, СУДНОВА ЕНЕРГЕТИЧНА УСТАНОВКА, СУДНОВИЙ ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ.

1. Актуальність проблеми і мета досліджень

Стагнація морських перевезень вантажів змушує фрахтувальників, судновласників та менеджерів судноплавних компаній віддавати перевагу суднам із найбільш ефективними СЕУ, розробці раціональних технологічних процесів і інших заходів, що забезпечують мінімізацію експлуатаційних витрат, переважаюча частина яких становить паливна складова. При вирішенні проблем з експлуатаційними витратами вони також, повинні враховувати особливі вимоги до використання палив при роботі суден в районах контролю викидів шкідливих речовин в атмосферу з суден (Emission Control Area - ECA), та відповідні національні і регіональні вимоги, які визначають, що вміст сірки у всіх сортах палива, не повинен перевищувати від 0,1 до 0,5% по масі [1, 2]. Крім того, з 01 січня 2017 року діють обмеження стосовно вмісту сірки в морських сортах палива, при їх застосуванні на суднах в районах ECA Китаю [3, 4]. В якості альтернативи використання палив з низьким вмістом сірки, Конвенція МАРПОЛ [1] рекомендує обладнати морські судна установками по очищенню вихлопних газів (скруберами). Далі буде доведено, що в даний час існуючі технології з очищення випускних газів (ВГ) мають істотні недоліки [2, 5], тому морські судна, які вже знаходяться в експлуатації в районах ECA будуть переважно використовувати MGO. Таким чином, усі судна, які розповсюджуються вимоги щодо використання палив з низьким вмістом сірки, повинні мати на борту відповідні види палива і масла, що призводить до значних капітальних витрат.

Слід враховувати, що робота СДВЗ сучасних морських суден на основних експлуатаційних режимах розрахована для роботи на важких залишкових сортах палива і вони не пристосовані для тривалої роботи на MGO, тому мета досліджень полягає в забезпеченні високого рівня працездатності СДВЗ при роботі суден в зонах екологічного контролю – ECA і для її досягнення були поставлені наступні завдання:

1) виконати аналіз впливу шкідливих викидів з суднових енергетичних установок СЕУ в атмосферу на оточуюче середовище;
2) визначити перспективи використання різних видів палива на основі

прогнозування їх вартості;
3) розробити рекомендації по адаптації СДВЗ до використання в них MGO.

Вищевказане визначає доцільність виконання досліджень присвячених реалізації нормативних вимог Додатка VI Міжнародної Конвенції МАРПОЛ та узгоджується з Директивою ЄС 2005/33/ЕС [6].

2. Вплив викидів шкідливих речовин з СЕУ в атмосферу на довкілля, характеристика шкідливих викидів

Формування технічних вимог до складу і рівню шкідливих викидів з ВГ СДВЗ є важливим елементом в системі організаційно-технічних заходів, спрямованих на зменшення шкідливого впливу СЕУ на довкілля. Найбільш небезпечними компонентами ВГ є: оксиди азоту - NO_x, оксиди сірки - SO_x і вуглецю - CO, незгорілі вуглеводні - CH, а також тверді частки (золи).

Більше 80% світового бункерного ринку складають різні марки залишкових сортів палива, які класифікуються як канцерогенний продукт, небезпечний для навколишнього середовища і шкідливий для людей і тварин. Великі масштаби поширення забруднюючих речовин над океаном, в результаті спалювання таких палив, особливо викиди в атмосферу SO_x і NO_x, створюють значний антропогенний вплив на оточуюче середовище. Загострюється проблема концентрації шкідливих речовин в замкнутих морських басейнах, в акваторіях портів з інтенсивним рухом суден, поблизу великих портово-промислових комплексів, які входять до складу густонаселених прибережних агломерацій. Слід зазначити, що в атмосфері SO_x і NO_x розчиняються у воді і, перебуваючи в дощових краплях, випадають на землю у вигляді кислотних дощів, окислюючи ґрунт. В результаті знищуються рослини і порушується природний баланс. В атмосфері, CO і NO_x породжують парниковий ефект, тобто спричиняють потепління і осушення клімату Землі. Крім того, CO є дуже токсичним газом.

Через високу токсичність і шкідливість компонентів, які є складовою ВГ СДВЗ, їх вміст у ВГ обмежується міжнародними [1] і національними стандартами, а також регіональними вимогами [3, 4, 6].

3. Перспективи використання різних видів палива на основі прогнозування їх вартості

Основними факторами, що визначають роботу морських транспортних суден, є ціни на морські сорти палива, як похідні вартості сирої нафти. Ціни на нафту на світовому ринку істотно залежать від коливань попиту нафти в провідних промислово розвинених країнах і країнах, які інтенсивно розвиваються. На рівень вартості нафти впливають такі фактори випадкового характеру, як: війни, урагани, аварії, раптові технічні проблеми, страйки, політичні заворушення, міжнародні санкції. На попит нафти можуть впливати також і різні випадкові фактори. До них можна віднести військові дії, наприклад в Сирії, частинах території Сирії і Іраку які зайняті бойовиками ІГІЛ і

курдськими повстанцями та, як результат, в припиненні, або зменшенні видобутку нафти в цих регіонах. І навпаки, поява на міжнародному нафтовому ринку нових постачальників за рахунок зняття санкцій в 2016 році з Ірану і розконсервування запасів нафти в США, а також введення в дію нових родовищ в Бразилії, Колумбії і Еквадорі, визначає появу додаткових обсягів сирої нафти і нафтопродуктів на світовому нафтовому ринку.

Вартість бареля нафти марки «Brent» станом на середину лютого в 2015 році становила 51,0 USD, в 2016 році - 35,5 USD, в 2017 році – 56,6 USD в 2018 році – 65,1 USD і на кінець вересня 2018 року 81,9 USD. Цілком імовірно, що ціни на сиру нафту в майбутньому можуть як знижуватися до граничного значення – приблизно 40 – 60 USD, так і збільшуватися до 80 - 100 USD за барель. Для оцінки ризиків використовувався «коридор», який охоплює весь діапазон вартості морських сортів палива, якій наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Прогноз вартості морських сортів палива на 2018 – 2019 роки

Сорт палива	Вміст сірки в % по масі	USD за тонну
MGO	<0.1	560 - 760
MDO	<0.5	480 - 700
LS180	<1.0	480 - 650
LS 380	<1.0	450 - 620

Збільшений попит на сорти палив з низьким вмістом сірки здійснює істотний вплив на діяльність нафтопереробних заводів. Інтенсифікація обсягів випуску продукції нафтопереробними заводами, внаслідок високого споживання ними енергії, призводить до збільшення викидів в атмосферу CO_2, кількісний показник яких приблизно відповідає загальносвітовим викидам з морських суден.

4. Альтернативи використанню суднами дистилятних сортів палива в ЕСА

В якості альтернативи судновим сортам палива, з метою зниження вмісту сірки в ВГ, можна використовувати зріджений природній газ (ЗПГ – LNG). Очевидно, що суднові технічні засоби (СТЗ) в основному пристосовані для принципового використання LNG. Тим не менше, потрібно більше простору для розміщення резервуарів для LNG, ніж в даний час займають танки бункерного палива (до 4 разів). Це в свою чергу погіршує відношення капітальних витрат до отриманих доходів від транспортування вантажів. В даний час середній вік основної кількості суден, що знаходяться в експлуатації, всього десять років, тому використання LNG є найбільш інноваційним сценарієм і є альтернативою тільки для нових суден.

Переваги використання LNG: - відповідність всім існуючим екологічним стандартам з гарантією такої відповідності до 2025 року; - зниження зносів СДВЗ.

Недоліки: - відсутність берегової інфраструктури для постачання LNG на судна; - заправка LNG може здійснюватися тільки на спеціалізованих прича-

лах, поза часом проведення вантажно-розвантажувальних робіт, що веде до збільшення часу перебування судна в порту; - відсутність реально працюючих суден-бункерувальників для перевезення LNG; - потенційна небезпека вибуху судна-газоходу в разі виходу з ладу системи охолодження зрідженого газу; - висока вартість переобладнання діючих СЕУ; - обмежений запас автономності і далекості плавання.

Серед способів очищення ВГ від різних домішок найбільш ефективним вважається використання очищувачів ВГ – скруберів (Scrubber Technologies – ST). Скрубери діляться на три основних види – сухого і вологого очищення. У разі «сухого» скрубера ВГ проходять спеціальні адсорбуючі елементи, а процес очищення ідентичний процесу фільтрації. У разі «вологого» (або «мокрого») скрубера ВГ при своєму русі піддаються впливу рідини (прісної або морської води), яка надалі виводиться за межі скруберів.

Здається, що застосування ST є ідеальним рішенням, але встановлення скруберів на морські судна, які вже знаходяться в експлуатації потребує модернізації. Вартість такої модернізації одного транспортного судна, обладнаного СДВЗ потужністю в 34 МВт оцінюється приблизно від 4 до 5 млн. USD.

Згідно існуючої інформації [2] можна зробити висновки щодо використання існуючих технологій ST.

Переваги: - в якості палива можна використовувати традиційне залишкове паливо з високим вмістом сірки; - інфраструктура постачання суден бункерним паливом не змінюється; - низька вартість палива, яка є нижчою за вартість дистилятного палива.

Недоліки: - висока вартість обладнання та переобладнання суден; - високі витрати на технічну експлуатацію скруберів та їх обладнання; - збільшення масо-габаритних показників судна за рахунок необхідності розміщення скрубера та його обладнання з питомою вагою ~ 5,0 кг/кВт від потужності СЕУ; - порушення запасу остійності судна, так як сам скрубер, так і обслуговуюче його обладнання розміщується в області фальш-трубі, що зміщує центр ваги судна ближче до метацентру; - погіршення ефективності СДВЗ за рахунок збільшення опору газовипускного тракту; - необхідність тримати на судні значний запас 50%-го розчину NaOH для роботи скрубера; - необхідне додаткове навчання екіпажу судна для технічного використання і обслуговування скрубера; - відсутність розгалуженої відповідної інфраструктури в портах заходу судна щодо транспортування, зберігання нових і відпрацьованих абсорбентів та утилізації останніх.

На основі вищенаведеного можна вважати, що в найближчі роки, принаймні до 2020 року, морські судна які вже знаходяться в експлуатації, будуть змушені переважно використовувати MGO із вмістом сірки менше 0,1% (0,5%) по масі при їх роботі в зонах ECA, а також в портах і морських водах де нормується вміст сірки в паливі.

В зв'язку з цим далі необхідно розглянути конструктивні та експлуатаційні засоби адаптації основних компонентів СДВЗ до роботи на дистилят-

них сортах палива. Таким чином, забезпечення ефективної роботи СЕУ з використанням MGO палива є вимогами практики і дозволяють сформулювати основний напрямок досліджень: раціональне технічне використання компонентів СДВЗ при їх роботі на MGO та здійснення впливу на підтримання високого рівня їх працездатності, що дозволяє забезпечити ефективну та безвідмовну експлуатацію СДВЗ і судна в цілому, що визначає практичну доцільність виконаних досліджень та їх цінність.

5. Способи адаптації СДВЗ до використання палив з низьким вмістом сірки

Узагальнений досвід експлуатації СДВЗ на паливах з низьким вмістом сірки, встановлює взаємозв'язок в'язкості MGO із працездатністю компонентів паливної апаратури і технічним станом СДВЗ [2].

Зокрема, у паливному насосі високого тиску (ПНВТ), може бути ускладнене всмоктування, наповнення та подача MGO за рахунок зниження в'язкості палива та пов'язане з цим погіршення змащувальної здатності палива. Недолік змащувальних властивостей палива може викликати перегрів ПНВТ. Надмірний знос ПНВТ може бути результатом більш низьких змащувальних властивостей MGO.

Для MGO з мінімальною в'язкістю від 1,5 сСт при 40°С (ISO 8217) вимагається, щоб його температура становила приблизно 22°С, що дозволить забезпечити граничне мінімальне значення в'язкості близько 2 сСт. Підтримання температури палива в необхідному діапазоні значень не можливо в існуючих паливних системах. Якщо не забезпечується граничне мінімальне значення в'язкості, то наслідком цього можуть бути задирки прецизійних компонентів паливної системи. Таким чином, при модифікації паливної системи, в якій можуть ефективно використовуватися як важкі сорти палива - HFO, так і MGO, для цілей підтримання мінімальної в'язкості 2 сСт може виявитися необхідним включення до її складу нового обладнання - охолоджуючої установки з відповідними засобами управління, у якій для цілей охолодження може бути реалізований паро-компресорний цикл, або цикл абсорбційного охолодження.

Таким чином в подальшому необхідно розробити докладнішу методику розрахунків показників компонентів паро-компресорної холодильної установки.

Для цілей поліпшення змащувальних властивостей і зменшення проблем, пов'язаних із в'язкістю, можуть використовуватися хімічні присадки до палива. Однак, останнє значно підвищує вартість використання MGO і стримує їх широке застосування в практиці експлуатації в СДВЗ.

Слід виділити і детальніше розглянути такі основні способи адаптації, які в значній мірі впливають на працездатність СДВЗ:

- вибір оптимального значення лужного числа (ЗЛЧ) циркуляційного і циліндрового масла;

- забезпечення можливості роботи паливної апаратури СДВЗ при низьких значеннях в'язкості палива.

При виборі циліндрового масла і його дозування необхідно виходити зі значення його ЗЛЧ і вмісту сірки в паливі, ґрунтуючись на рекомендаціях будівників двигунів. Якщо використовуються MGO, а також якщо необхідно проводити часте переведення на різні види палива, то перевагу необхідно віддавати циліндровим маслам TBN=40, так як стандартне циліндрове масло TBN=70 застосовується, коли використовуються HFO із високим вмістом сірки [2].

Згідно рекомендацій будівників двигунів і провідних компаній які виготовлюють масла, необхідно:

- знижувати витрату циліндрового масла при високих значеннях TBN масла і низьких значеннях вмісту сірки в паливі;

- збільшувати витрату циліндрового масла при низьких значеннях TBN масла і високих значеннях вмісту сірки в паливі.

У світовій практиці основним циліндровим маслом є масло із TBN = 70. При виборі дозування циліндрового масла рекомендується використовувати наступну залежність [2]:

$$q_{цм} = F \cdot S \cdot 70 / X \text{ , г/кВт} \cdot \text{год} \quad (1)$$

де: F- коефіцієнт витрати, F= 0,26 - 0,34; S- вміст сірки в паливі, %;

70 - значення ЗЛЧ базового циліндрового масла; X - значення ЗЛЧ циліндрового масла, що має інше (менше) значення.

6. Висновки

Виконаний аналіз впливу викидів шкідливих речовин з ВГ СЕУ в атмосферу на оточуюче середовище, свідчить, що деякі компоненти ВГ володіють сильними токсикологічними і іншими шкідливими властивостями. Тому важливим елементом в системі організаційно-технічних заходів, є формування технічних вимог до складу і рівню шкідливих викидів з ВГ і їх обмеження національними і міжрегіональними стандартами.

Були визначені фактори ціноутворення на світовому ринку нафтопродуктів. Проведено аналіз динаміки зміни цін на морські сорти палива.

Виконаний аналіз альтернатив використанню морських сортів палива з низьким вмістом сірки, засвідчує, що найближчим часом вони не отримають широкого застосування на морських суднах, які вже знаходяться в експлуатації, тому в районах ECA, країнах і регіонах, в яких обмежуються викиди шкідливих речовин в атмосферу, морські судна переважно будуть використовувати сорти палива з низьким вмістом сірки менш ніж 0,1% (0,5%).

Визначено конструктивні та експлуатаційні засоби адаптації СДВЗ до роботи на MGO. Використовуючи отримані результати, можна забезпечити раціональне технічне використання вузлів і елементів паливо-постачальної системи у різних умовах експлуатації та підтримання високого рівня праце-

здатності її компонентів і, таким чином, забезпечити ефективну та надійну експлуатацію СДВЗ і судна в цілому.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ), Книга III, пересмотренное издание = International Convention for Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), Book III, revised edition – СПб.: ЗАО «ЦНИИМФ», 2009. – 304 с.

2. Занько, О. Н. Технологии использования рабочих веществ в судовых энергетических установках: учебник [для курс. и студ. морских высш. учеб. завед.] / О. Н. Занько, В. Н. Калугин, И. В. Логишев – Одесса: Изд-во «Феникс», 2015. – 506 с.

3. ARPOL Annex VI & Air pollution. 20/04/2016- Air Emissions update in China. Shanghai MSA issues Notice Control Area on Supervision of Domestics Emission Control Area. [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: http://www.westpandi.com/Publications/News/china-emission-control-areas/.

4. New Hong Kong Sulfur Rules to Start April 01 2014. Ship & Bunker News Team. [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: http://shipandbunker.com/news/apac/433396/.

5. Ship Owners Have "Little Incentive" to Invest in Scrubbers Prior to 2020. Ship & Bunker News Team. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: http://shipandbunker.com/news/world/201918/.

6. Directive 2005/33/EC of the European Parliament and of the Council of 6 July 2005 amending Directive 1999/32/EC.

УДК:656.085: 621.431.74:621.431.74.052

Титоренко Є.Л., кер.доц. Калугін В.М.
Національний Університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності експлуатації газотурбокомпресорів суднових дизелів за станом

Анотація

Дана робота присвячена підвищення ефективності експлуатації газотурбокомпресорів (ГТК) в складі суднових двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) на основі безрозбірного моніторингу їх технічного стану (ТС) для цілей практичної реалізації системи планового технічного обслуговування (ТО) суднових технічних засобів (СТЗ).

ВІДЦЕНТРОВИЙ КОМПРЕСОР, ВІДМОВА, ГАЗОТУРБОКОМПРЕСОР, ГІДРОДТНАМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, НАДІЙНІСТЬ, ТЕХНІЧНИЙ СТАН, ПОМПАЖ, ТУРБІНА.

Вступ - актуальність проблеми і мета досліджень

В сучасних умовах росту питомих потужностей суднових ДВЗ і пов'язаним з цим, збільшенням механічного і теплового навантаження на деталі циліндро–поршневої групи (ЦПГ), особливого значення набуває забезпечення високого рівня ТС в процесі експлуатації компонентів ГТК до яких відносяться відцентрові компресори і газові турбіни, так як ГТК забезпечує подачу повітря і газообмін в циліндрах ДВЗ.

ГТК входить до складу термічно і механічно навантажених вузлів і деталей ДВЗ, що впливає на їх експлуатаційну надійність в цілому. Накопичений досвід експлуатації суднових ДВЗ, дозволяє встановити значення основних показників їхньої надійності та визначити основні причини їх відмов. Основною причиною є ГТК, на долю яких припадає до 40% від загальної кількості відмов усіх вузлів та компонентів суднових ДВЗ.

ТС ГТК, значною мірою визначає якість протікання робочих процесів у циліндрах ДВЗ, рівень тепло навантаження деталей ЦПГ, потужність, що розвивається двигуном і його економічність. Тому проведення досліджень причин зниження рівня працездатності ГТК, та визначення якісних і кількісних взаємозв'язків несправностей з параметрами роботи ДВЗ та запобігання зниження рівня працездатності ГТК в процесі експлуатації визначає актуальність досліджень що виконуються.

Мета досліджень: З метою забезпечення надійної та ефективної роботи ГТК і ДВЗ у цілому, на часі стає здійснення виконання ТО ГТК за станом, базуючись на результатах моніторингу їх ТС з використанням методів безрозбірного діагностування по параметрах і показниках, які характеризують рівень працездатності компонентів ГТК.

Для досягнення мети були поставлені наступні завдання:

1. Виконати аналіз експлуатаційної надійності ГТК суднових ДВЗ;
2. Виявити основні структурні несправності ГТК й причини їх виникнення;
3. Розробити діагностичні показники для експрес-аналізу ТС ГТК.

Доцільність досліджень що виконуються відповідає вимогам Міжнародного Кодексу управління безпечною експлуатацією суден і запобіганню забруднення (ISM-Code – МКУБ), а також запобіганню небезпечних факторів, вплив яких може призвести до аварійних ситуацій при експлуатації суден (Risk Assessment in Ship’s Operations).

1 Аналіз експлуатаційної надійності ГТК в складі суднових ДВЗ

Дослідження та аналіз показників надійності СТЗ і ГТК, були виконані класифікаційним товариством «Lloyd's Register» (LR) [1] і Шведським страховим товариством «Swedish Club» (SC) [2, 3].

Результати досліджень показників надійності суднових ДВЗ показують, що найбільша кількість їх відмов сталася внаслідок пошкоджень ГТК. І вони є переважною причиною відмов суднових ДВЗ. Крім того, відмови ГТК і за сукупними витратами є найдорожчою категорією з пред'явлених позовних вимог.

За даними LR встановлена залежність зміни надійності СДВЗ, що викликана відмовами ГТК, у залежності від типу двигуна. Кількість несправностей ГТК, що призвели до відмов ДВЗ, стосовно загальної кількості відмов по двигуну, склало: 3% для високо обертових двигунів (ВОД), 9% для середньо обертових двигунів (СОД) і 18% для МОД. За даними аналогічних досліджень SC: 29,8% для СОД, 42,9% для МОД. Це свідчить про те, що більшість серійно виготовлених ГТК, спеціально призначених для ВОД і СОД, більш надійні в експлуатації, у порівнянні з встановленими на МОД. Імовірність виникнення відмов у ГТК, стосовно загального числа відмов по двигуну, встановлених на МОД, у 2 рази вище, ніж у СОД, і в 6 разів вище, ніж у ВОД. Причиною цьому є більш тяжчі умови роботи ГТК двотактових дизелів, у процесі експлуатації, що залежать від ряду визначальних експлуатаційних факторів. В якості приклада, в таблиці 1 наведено характерні несправності, що викликали відмови ГТК типу NA головних суднових МОД «MAN-Diesel» і їх відносні кількісні значення, у відсотках, до загальної кількості несправностей ГТК.

2 Основні структурні несправності ГТК й причини їх виникнення

Найчастіше відмови ГТК типу NA були викликані пошкодженнями підшипникових вузлів й пристроїв системи мащення – 35.9%, ротора - 18.3%, соплових лопаток турбіни - 10.0% .

Аналогічні дослідження, які були проведені для ГТК типу VTR показали, що найчастіше відмови ГТК типу VTR були викликані пошкодженнями ротора - 23.3% , соплових лопаток турбіни 12.7 %), робочих лопаток турбіни - 11.9%, а також робочого колеса відцентрового компресора – 11.9%.

Таблиця 1 - Відносна кількість несправностей деталей ГТК типу NA, МОД

№	Несправності ГТК	Відносна кількість несправностей, %
ГТК в зборі, ротор й корпусні компоненти		
1	ГТК, як єдиний агрегат	5,0
2	Ротор ГТК в зборі	18,3
3	Лабіринтові ущільнення	8,7
Компресор		
4	Прийомні пристрої на всмоктуванні повітря	2,5
5	Робоче колесо включно з лопатковими апаратами	9,3
Турбіна		
6	Соплові лопатки	10,0
7	Робочі лопатки	9,3
Підшипникові вузли й пристрої системи мащення		
8	Опорно-упорний підшипник ковзання з боку компресора	11,6
9	Опорний підшипник ковзання з боку турбіни	12,1
10	Система мащення підшипників	13,2
Усього:		100,0

Руйнування робочого колеса компресору призводять до повної відмови ГТК, а частки металу, що завдяки високій кінетичної енергії, можуть проби-

ти корпус компресора і вилетіти назовні, представляючи небезпеку для обслуговуючого персоналу і бути причиною пошкоджень інших прилеглих механізмів машинного відділення.

Головними причинами відмов ГТК є низькочастотна і високочастотна

вібрація ротора. Якщо низькочастотні коливання генеруються не урівноваженими силами і їх моментами, ударними навантаженнями, які викликані спалахами палива в циліндрах двигуна і власними низькочастотними амплітудами коливань корпусу ГТК, то амплітуди високочастотних коливань залежать від урівноваженості ротора, яка змінюється в процесі експлуатації. В основному ці зміни пов'язані з відкладеннями на робочих лопатках і диску турбіни, погнутість ротора внаслідок місцевих перегрівань. Крім того причиною збільшення амплітуд високочастотних коливань може стати порушення співвісних шийок валу ротора і підшипників. Ще однією важливою причиною виникнення значних вібраційних навантажень і наступних ушкоджень ГТК є їх робота в зоні нестійких режимів - помпаж компресору.

Турбіни ГТК головних МОД у найбільшої мірі схильні до відкладень, що пов'язано з використанням ними залишкових важких сортів палив, які характеризуються великим розкидом якісних характеристик. Чим вище шар відкладень на робочих лопатках, тим більше не урівноваженість ротора і вище рівень високочастотної вібрації. Якщо не застосовувати очищення проточної частини турбіни або виконувати її епізодично, то це призводить до погіршення процесу згоряння палива і додаткової стимуляції росту шару відкладень і, як наслідок, розбалансуванню ротора ГТК.

В цілях своєчасної і оперативної ідентифікації не урівноваженості роторів ГТК необхідно здійснювати постійний контроль ГТК суднових ДВЗ усіх типів по рівню вібрації і показниках ТС лопаткових апаратів турбіни і компресора.

Якщо, згідно результатах моніторингу ТС ГТК, своєчасно усувати відкладення в турбіні і компресорі, які виникають в процесі експлуатації, то це дозволить запобігти виникненню можливих відмов ГТК і забезпечити високий рівень працездатності ГТК в процесі експлуатації суднових ДВЗ.

Очищення проточної частини турбіни, здійснюється сухим очисниками або водою.

3 Вибір показників для експрес-аналізу технічного стану ГТК

Наявність складних функціональних залежностей, в процесі роботи ГТК в складі ДВЗ, між турбіною і компресором, а також велика кількість різнорідних параметрів, що характеризують їх ТС, ускладнює формальний опис. У зв'язку з цим можна використовувати поширення методи імітації, які було застосовано при діагностуванні та аналізі робочих процесів газотурбінних установок.

Основним недоліком методу є мала універсальність, що призводить до розробки окремих підсистем, практично для кожного типу двигуна, використовуючи при цьому статистичні дані по відмовах (несправностей). Тим ча-

сом, для вибору показників, найбільш повно характеризують загальний рівень працездатності, можна використовувати теорію подібності [5]. Вона дозволяє зобразити основні характеристики (геометричні та термодинамічні) у вигляді безрозмірних функціональних залежностей і поширити їх на реальні (подібні) об'єкти або процеси. Передумова вибора показників працездатності полягає в тому, що у одних і тих же технічних засобів, в нашому випадку лопаткових машин, при змінах базових геометричних розмірів, тобто структурних параметрів, умови подібності зберігаються, що знаходить своє відображення в пропорційних зміни певних функціональних залежностей [5].

Роботу турбіни і компресора характеризує ряд залежних величин, які можуть бути зведені до чотирьох основних розмірностях величин: m - маси, кг; L - геометричних розмірів, м; T - температур, К; t - часу, с. Замість величини m може бути прийнято сила f, Н. Основні параметри робочих середовищ і геометричних розмірів можна представити у вигляді взаємозв'язку основних розмірностей, при цьому всі основні умови протікання процесів стиснення і розширення можна представити у вигляді такої функціональної залежності:

$$N = f(P^a, T^b, R^c, \rho^d, \mu^k, G^v, n^i, L^j), \quad (1)$$

де: n - частота обертання, L - геометричні розміри; для повітря або

газів: P – тиск або ΔP - підвищення тиску, T - температура, R - газова постійна, ρ - густина, μ -динамічна в'язкість, G - масова витрата повітря або газів.

Для перетворення системи величин (1) в безрозмірну форму використовувалася П-теорема теорії розмірностей [5, 6]. В результаті були отримані безрозмірні комплекси параметрів, з яких обрані в якості діагностичних показники, які включають геометричні площі прохідних перерізу потоку повітря в компресорі - Кк:

$$Кк = \frac{\Delta P}{n^2 \cdot \rho \cdot L^2}. \quad (2)$$

З метою оцінки площі прохідного перетину турбіни були досліджені:

- графоаналітичний метод розрахунку газової турбіни [7],

$$Кт = \frac{Gr \cdot \sqrt{T_{r2}}}{F_T \cdot P_{r2}} = f\left(\frac{P_{r1}}{P_{r2}}\right), \quad (3)$$

- параметричний комплекс Стодолы – Флюгеля,

$$Sd = \frac{Gr \cdot \sqrt{T_{r1}}}{\sqrt{P_{r1}^2 - P_{r2}^2}}, \quad (4)$$

де: Fт – площа прохідного перетину турбіни, м^2; Gr – масова витрата газів в турбіні, кг/с; Pr_1 і Pr_2, відповідно, тиск газів перед і поза турбіни; Tr_1 і Tr_2, відповідно, температура газів перед і поза турбіни.

Були досліджені залежності показників Кк, Кт і Sd на відповідність зміни геометричних розмірів прохідних перетинів відцентрових компресорів і газових турбін ГТК ДВЗ при їх доведенні на випробувальних стендах в за-

водських умовах. Отримано хороші результати збіжності змін розрахункових показників за формулами (2), (3) або (4) і фактичних значень площ прохідних перетинів. Таким чином, встановлено, що контроль рівня працездатності ГТК в експлуатації можна реалізувати за відносними змінами непрямих показників площ проточних частин турбіни і площі дифузорів відцентрових компресорів Кт або Sd і Кк з достатньою для практичних цілей точністю. Середня похибка оцінки площі перетину турбіни з використанням графоаналітичного метода розрахунку - Кт менше 2,0%, а по параметричному комплексу Стодолы – Флюгеля - Sd не перевищує 4,0%.

Висновки

1. Виконано аналіз експлуатаційної надійності ГТК суднових ДВЗ. Встановлено, що найбільша кількість їх відмов суднових ДВЗ сталася внаслідок пошкоджень ГТК. Найчастіше відмови ГТК типу NA були викликані пошкодженнями підшипникових вузлів й пристроїв системи мащення – 35.9%, ротора - 18.3%, соплових лопаток турбіни - 10.0% . Найчастіше відмови ГТК типу VTR були викликані пошкодженнями ротора - 23.3% , соплових лопаток турбіни 12.7 %), робочих лопаток турбіни - 11.9%, а також робочого колеса відцентрового компресора – 11.9%.

2. Головними причинами відмов ГТК є низькочастотна і високочастотна вібрація ротора. Низькочастотні коливання генеруються не урівноваженими силами і їх моментами, ударними навантаженнями, які викликані спалахами палива в циліндрах двигуна і власними низькочастотними коливаннями корпусу ГТК, а високочастотні коливання залежать від урівноваженості ротора, яка змінюється в процесі експлуатації. Ці зміни пов'язані з відкладеннями на робочих лопатках і диску турбіни, погнутістю ротора внаслідок місцевих перегрівань. В цілях своєчасної і оперативної ідентифікації не урівноваженості роторів ГТК необхідний постійний контроль ГТК суднових ДВЗ по рівню вібрації і показниках ТС лопаткових апаратів турбіни і компресора.

3. Обґрунтовано вибір діагностичних показників для експрес-аналізу ТС ГТК із застосуванням П-теореми теорії розмірностей. Обрано комплекс параметрів Кк який являє діагностичний показник площі перерізу потоку повітря в дифузорах відцентрових компресорів. А в якості показників ТС газових турбін обрано непрямі показники площ проточних частин турбіни Кт або Sd з достатньою для практичних цілей точністю.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

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

3. Main Engine Damage Study 2015. [Электронный ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: http//www.swedishclub.com.

4. Крутов В.И., Основы научных исследований / В.И.Крутов, В.В.Попов – М.: Высшая школа, 1989. — 400 с.

5. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента: [пер. с англ.] / Х.Шенк. – М.: Мир, 1972. – 381 с.

6. Селезнёв К.П., Теория и расчёт турбокомпрессоров: [учебн. пособие для студентов вузов машиностроительных спеціальностей] / [К.П.Селезнёв, Ю.Б.Галёркин, С.А.Анисимов и др.]. – [2-е изд., перераб. и доп.]. Под редакцией К.П.Селезнёва – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 392 с.

7. Котляр И.В., Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок: / И.В.Котляр. – Л.: Судостроение, 1966. – 292 с.

УДК 621.431.7:621.436-192

Пушкаревський І.В., кер. доц. Небеснов В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз впливу умов експлуатації пропульсивного комплексу на надійність суднових дизелів

Одними з основних задач експлуатації флоту є забезпечення високої надійності роботи суднових технічних засобів та безпеки мореплавства.

У різних умовах плавання суден режими роботи елементів пропульсивного комплексу (головного двигуна, передачи, валопровода, рушія та корпусу судна) можуть значно змінюватися в залежності від опору середи руху суден, який залежить від величини осадки, обростання корпусу судна та гвинта, вітро-хвильового впливу та маневрових операцій.

Зміна режиму роботи дизеля може стати причиною перевантаження двигуна, якщо поле режимів не обмежено спеціальними характеристиками, які визначають зону допустимих режимів роботи дизеля, враховуючи вплив зовнішньої середи, технічних та експлуатаційних факторів.

Для аналізу роботи суднових дизельних установок (СДУ) на часткових (долевих) навантаженнях в якості вихідних показників можуть бути використані залежності основних параметрів головного двигуна (ГД), в першу чергу навантажувальних, які для конкретного двигуна і постійних атмосферних умов визначаються за виразами:

$$Ne = C1\frac{\eta i}{\alpha}\eta н\,\eta м\,n \qquad Ne = C2\frac{\eta i}{\alpha}\eta н\,\eta м \qquad Ne = C3\frac{\eta i}{\alpha}\eta н\,\eta м$$

де C_1, C_2, C_3 - коефіцієнти пропорційності для даного двигуна;

α - коефіцієнт надлишку повітря при згорянні; η_i - індикаторний ККД двигуна; η_i - коефіцієнт наповнення; $\eta_м$ - механічний ККД двигуна.

Отже, характер зміни потужності, крутного моменту і середнього ефективного тиску з переходом на часткові навантаження визначається сукуп-

ністю коефіцієнта наповнення циліндра, досконалості робочого циклу (величини η_i / α) і механічного ККД двигуна.

Часткові режими роботи представляють інтерес з двох точок зору - збереження допустимих рівнів теплових і механічних навантажень і, з іншого боку, запобігання (по можливості) різкого погіршення економічності, особливо для установок, які часто працюють на середньому і малому ходах. Особливість роботи установок з гвинтом фіксованого кроку (ГФК) - великий резерв потужності при частотах обертання нижче номінальних.

На відміну від зовнішньої, за гвинтовою характеристикою зі зменшенням частоти обертання $\eta_м$ падає, а коефіцієнт α зростає. Ця обставина обумовлює підвищення питомої ефективної витрати палива з переходом на часткові навантаження.

Навантаження суднових експлуатаційних установок характеризує відношення потужності ГД на розглянутому режимі N_e до номінальної потужності $N_{ен}$, тобто величина $\vec{N} = N_e / N_{ен}$. Зі зменшенням $\vec{N}$ знижується ККД ГД і зростають відносні витрати енергії на допоміжні механізми.

Перевищення номінальної потужності і частоти обертання ГД дозволяється тільки за командою вахтового штурмана і виключно у випадках, пов'язаних з загрозою людському життю і безпеці судна. Як правило, дизелебудівні заводи допускають короткочасну (не більше 1-2 год) перевантаження двигуна з параметрами $N_{e\,max} = 1{,}10 N_e$ та $n_{max} = 1{,}03 n_н$.

Перевантажувальний режим роботи ГД вимагає від обслуговуючого персоналу винятковою зібраності і підвищеної уваги за температурами випускних газів, масла, охолоджувальної води, які не повинні перевищувати значень, зазначених заводською інструкцією для режиму роботи з перевантаженням. Необхідно посилити спостереження за температурами рамових, мотильових, головних, упірних, проміжних підшипників та інших деталей, що знаходяться під дією сили тертя.

Одним з основних факторів, що обмежують можливість роботи двигуна на перевантажувальному режимі, є теплонапруженість, що визначає працездатність, в першу чергу, деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) — втулки, поршня і кришки циліндру. Основним критерієм теплонапруженості (крім питомого відведення теплоти) служить середня температура стінки деталей ЦПГ з боку газів t_1 температурний перепад $\Delta t = t_1 - t_2$, де t_2 — температура стінки з боку охолодження.

За інших рівних умов теплонапруженість підвищується зі збільшенням товщини стінки. Надмірне підвищення t_1 або Δt може призвести до виникнення тріщин в циліндровій кришці або голівці поршня, пригорянню поршневих кілець, задирам у втулці, підвищеним зносам.

Механічна (динамічна) напруженість двигуна контролюється значеннями крутного моменту M_e, максимального тиску згоряння p_z, швидкістю наростання тиску $\Delta p / \Delta \varphi_{пкв}$, відношенням p_z / p_i.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що на нормальних експлуатаційних режимах залежності $t_l = f(n)$ і $t_г = \varphi(n)$ еквідистантні (рис.1) як для високообертових, так і малообертових ДВС.

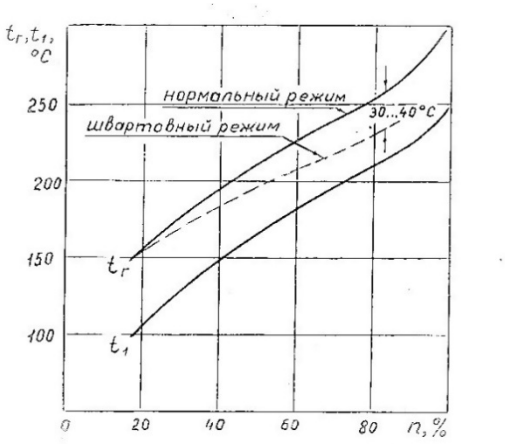


Рис. 1. Залежності температур випускних газів (tг) і стінки циліндра (t_l) від частоти обертання

Це дає підставу в процесі експлуатації побічно судити про теплонапруженість двигуна по температурі випускних газів $t_г$.

Однак у тих випадках, коли навантажувальні показники M_e і p_e досягають номінальних значень при частоті обертання, меншій за номінальну: $n<n_н$ (робота на швартовах, у шторм, при буксируванні, обростанні корпусу судна, на мілководді і т.п.). Температура випускних газів не завжди буде точно відображати теплонапруженість ЦПГ. Суть в тому, що зі зниженням n зменшується кількість випускних газів Gг, а отже, і опір газовипускного тракту, що збільшує ступінь розширення газу. Це означає, що колишній максимально допустимій $t_г$ буде відповідати більш висока, ніж у звичайних умовах, температура стінки t_l. У таких випадках допустимі значення $t_г$ при $n_{min} \approx 0{,}7n_н$ повинні бути знижені на 30...40°С.

Механічна напруженість головного двигуна не повинна перевищувати деякого допустимого рівня, обумовленого особливостями конструкції, застосованими матеріалами і умовами протікання робочого процесу в циліндрах. Вона визначається значенням крутного моменту двигуна (кН•м).

$$M_e = C_{гд}\, p_e = 9{,}54\,\frac{N_e}{n}.$$

У штормових умовах опір руху судна зростає внаслідок впливу вітру, хвилювання і течії. При цьому втрата швидкості є наслідком сукупності наступних причин: збільшення повітряного опору (до 10% і більше загального проти 2-3% звичайного); додаткового опору, обумовленого кільовою і бортовию хитавицею; збільшення опору внаслідок руху судна з кутом дрейфу під впливом вітру і хвилювання; збільшення опору за рахунок рискливості судна (внаслідок частих перекладань для утримання судна на заданому курсі збільшується гальмівна дія керма); зниження пропульсивних якостей системи корпус-рушій через кільову хитавицю і роботу головного гвинта (ГГ) в косому потоці.

Опір руху судна на схвильованому морі зростає зі збільшенням висоти хвиль і коефіцієнтом повноти корпусу і має відносно велике значення при малих швидкостях ходу.

У баласті втрата швидкості значніше, ніж в вантажу. Найбільший вплив хвилювання має місце при відносинах довжини поперечної хвилі до довжини судна λ/L = 0,8÷1,2.

Вищевказані фактори призводять до зростання моменту і упору на ГГ, кН•м, кН,

$$M_в = k_2\,\rho\,n_s^{\,2}\,D^5 \cdot 10^{-3};$$
$$P = k_1\,\rho\,n_s^{\,2}\,D^4 \cdot 10^{-3}.$$

З порівнянням коливань потужності головного двигуна і частоти обертання гвинта (рис. 2,3) випливає, що коливання потужності при хвильових умовах λ/L = 1,1, більше, ніж для випадку λ/L = 0,6 [2]. Це пояснюється тим, що більш крупні хвилі досягають гвинта без значного зниження амплітуди. У випадку λ/L = 1,6 різке збільшення частоти обертання гвинта спостерігається при оголенні гвинта (рис. 3), що викликає різке зменшення обертаючого моменту і потужності (рис. 2).

Робота двигуна в штормову погоду протікає при змінних частотах обертання і навантаження, внаслідок зміни упору і моменту гвинта, що обумовлюється, в числі іншого, впливом стану моря і зміною заглибленості гвинта.

Стан двигуна при цьому характеризується змінними в часі механічними і тепловими навантаженнями і режими роботи судна є несталими.

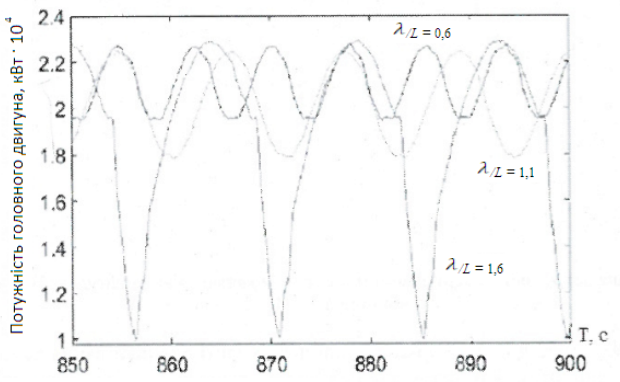


Рис.2. Вплив хвилювання на коливання потужності головного двигуна

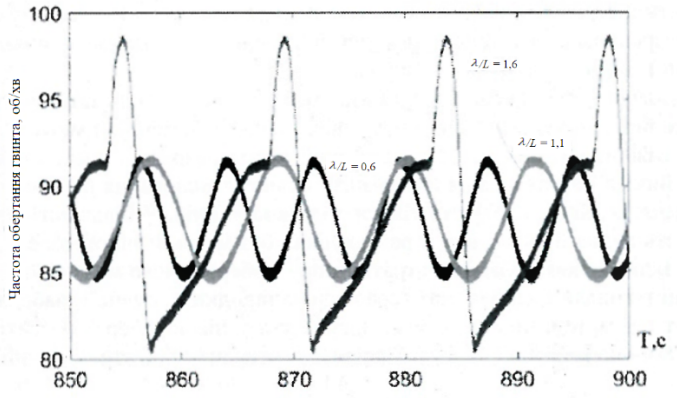


Рис.3. Вплив хвилювання на частоту обертання гвинта

В умовах плавання судна з обмеженими глибинами і шириною суднового ходу характер і величина опору руху судна значно змінюються. При русі судна на мілководді швидкість обтікання водою (зустрічний потік) поверхні корпусу зростає і, відповідно, збільшується величина опору від в'язкісного тертя. Складова опору від хвилеутворення також збільшується.

Для транспортних морських суден використовується квадратична залежність величини опору від швидкості ходу судна.

Надалі в умовах обмеженого по глибині суднового ходу при збільшенні відносної швидкості більше цієї величини починає різко зростати складова опору від хвилеутворення. Це відбувається внаслідок перетворення та зміни системи руху супутніх корабельних хвиль, в результаті чого на хвилеутворення залучаються додаткові маси рідини, і хвильовий опір значно збільшується в порівнянні з рухом на глибокій воді з тією ж швидкістю. При цьому характер кривої залежності величини опору від швидкості ходу виявляє різну ступеневу закономірність при різних швидкостях ходу судна.

У зв'язку з тим, що в умовах плавання з обмеженим по глибині судновим ходом опір руху корпуса судна значно збільшується, відповідно відбувається зважчення гвинтової характеристики головного двигуна.

Як приклад впливу мілководдя на режим роботи головного двигуна можна привести залежність потужності головного двигуна *Ne* і швидкості ходу *V* від відносної глибини *H/T*, де *H* - глибина під килем, *T* - осадка судна.

Зі збільшенням швидкості ходу вплив зменшення відносної глибини *H/T* на величину потужності головного двигуна *Ne* істотно зростає. Так, при швидкості *V* = 20 вуз. зменшення відносної глибини від *H/T* = 5,5 до *H/T* = 2,5 призводить до збільшення необхідної потужності головного двигуна *Ne*

в 1,75 рази. Для запобігання можливого механічного і теплового перевантаження головного двигуна необхідно знизити частоту обертання з *пгл* до *пм* не переходячи обмежувальних характеристик по теплової та механічної напруженості (рис. 4).

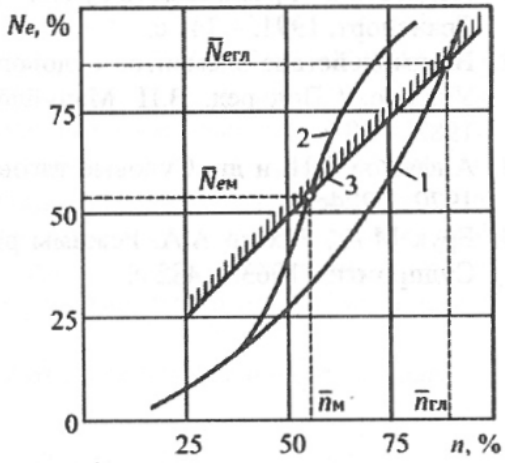


Рис. 4. Взаємодія ГГ та ГД на мілководді: 1 — гвинтова характеристика на глибокій воді; 2 — гвинтова характеристика на мілководді; 3 — обмежувальна характеристика.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Взаимодействие элементов судового пропульсивного комплекса. Уч. пос. / Под ред. В.П. Мануилова — М.: ЦРИА «Морфлот» , 1982. — 48 с.

2. Bhushan Taskar. The Effect of Waves on Marine Propellers and Propulsion, 2017.

3. Завьялов А.А., Небеснов В.В. Режимы работы пропульсивной установки судна в условиях мелководья // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб — 2010. — Вып. 26. — Одесса: ОНМА. — с. 55 — 60.

УДК 621.514

Омран Абу Яхія, кер. доц. Солодовников В.Г.
Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення екологічної ефективності суден шляхом застосування альтернативних палив

Постановка проблеми у загальному вигляді. Судна річкового і морського флоту є важливим компонентом транспорту всіх країн, що здійснюють перевезення вантажів і пасажирів міжнародними морськими і внутрішніми водними шляхами. Результатом експлуатації суден є не тільки отримання комерційного прибутку, але і несприятливий вплив на навколишнє середовище. Вагому роль у забрудненні навколишнього середовища з морських і річкових суден грають суднові енергетичні установки. Головним джерелом забруднення атмосфери є двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) – дизелі. На них припадає близько 70% загального обсягу викидів забруднюючих речовин. Широке поширення на транспорті дизельних двигунів пояснюється тим, що вони працюють на порівняно дешевому паливі і тому відрізняються кращою паливною економічністю [1]. При цьому в результаті вчинення кругового робочого циклу, як будь-який тепловий двигун, ДВЗ викидає в атмосферу відпрацьовані (випускні) гази (ВГ).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Екологічні параметри роботи морських і річкових суден регламентуються вимогами міжнародних конвенцій і резолюцій, зокрема конвенції МАРПОЛ [2].

ВГ суднових ДВЗ включають такі групи:

• оксиди азоту NO_X, утворення яких пов’язане з процесом згоряння рідкого палива і наявністю в ньому азоту; їх зміст регламентуються відповідно до Додатку VI Конвенції MARPOL 73/78;

• оксиди сірки SO_X, їх утворення повністю залежить від вмісту сірки в паливі; концентрація SO_X регламентуються в спеціальних районах відповідно до Додатку VI до Конвенції MARPOL 73/78;

• двоокис вуглецю CO_2, її утворення прямо пропорційно кількості палива, що спалюється; в даний час розглядається як глобальна проблема в зв’язку з тим, що є «парниковим газом» відповідно до Кіотського протоколу, однак її зміст в випускних газах не регулюється;

• димність, незгорілі вуглеводні НС, окис вуглецю СО, тверді частинки, утворення яких пов'язано з процесами згоряння і газообміну в двигуні; в даний час вимогами конвенцій не регламентуються, при цьому окремі типи викидів можуть в тій чи іншій мірі контролюватися індивідуально.

Існуючі технічні рішення, спрямовані на підвищення екологічної ефективності суден шляхом зменшення шкідливих викидів в ВГ дизелів, можна розділити на три основні групи:

• вплив на робочий процес двигуна;

• очищення випускних газів у випускній системі двигуна;

• застосування альтернативних палив [3].

На рис. 1 представлена схема способів зниження токсичності ВГ дизелів.

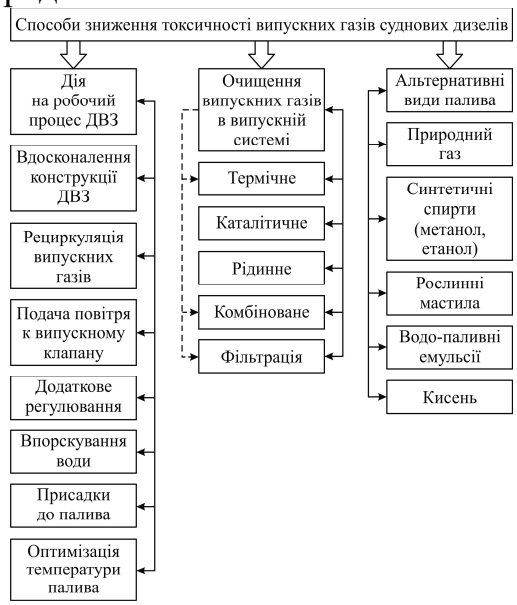


Рис. 1. Схема способів зниження токсичності ВГ дизелів

Постановка завдання. Одним з найбільш ефективних способів зниження токсичності ВГ є використання альтернативних палив, в тому числі з відновлюваної сировини. Такими паливами є метиловий і етиловий спирти (етанол) і емульсії на їх основі. Використання газових палив в двигунах застосовується досить давно і показало свою ефективність (зниження викидів шкідливих речовин при використанні газового палива складає на різних двигунах, за оцінкою фахівців від 20 до 40%). При цьому практично не вивчене питання про використання в дизелях палив на основі ефірів і спиртів. А це (на підставі вже проведених досліджень, підтверджених документально) дозволяє значно знизити викиди з ВГ таких токсичних компонентів, як оксиди азоту NOx (до 30%) і сажі (до 90%). Настільки суттєво скорочення викидів шкідливих речовин з ВГ дозволить вже існуючим і таким, які знаходяться в експлуатації двигунам відповідати сучасним екологічним вимогам.

Також подальшого вивчення потребує вплив на екологічні показники судна використання водо-паливних емульсій (ВПЕ), а особливо впливу на емісію NOx та незгорілих вуглеводнів CnHm їх складу – кількісного вмісту води в ВПЕ і ступеню однорідності.

Виклад основного матеріалу дослідження. Дослідження по вивченню впливу етаноло-паливної емульсії (ЕПЕ) на екологічні показники суднових

дизелів вивчались на ДВЗ 4Ч11,0/12,5. В експериментах використовувались два однакових дизеля, при цьому один з них експлуатувався на дизельному паливі ДП, а інший – на ЕПЕ. Дизелі характеризувались однаковим часом напрацювання, а їх експлуатація при дослідженнях виконувалась на однакових режимах навантаження, охолодження та мащення. Крім того, однаковими підтримувались характеристики паливоподачі, зокрема тиск впорскування та кут випередження.

Швидкісні характеристики і зміна вмісту токсичних компонентів в ВГ дизеля 4Ч11,0/12,5 на оптимальному установчому режимі в залежності від зміни частоти обертання колінчастого валу при роботі на дизельному паливі та при використанні ЕПЕ надані на рис. 2 [4].

З графіків видно, що при роботі дизеля на ДП па всьому швидкісному діапазоні роботи вміст вуглеводнів СНХ в ВГ збільшується.

При збільшенні частоти обертання зменшується вміст оксидів азоту NOx в ВГ від 1175 ppm при п=1200 хв–1 до 830 ppm при п=2400 хв–1. Зменшення вмісту NOx складає 29,4 %.

При збільшенні частоти обертання зменшується вміст СО2 в ВГ. Наприклад, при п=1200 хв–1 значення СО2 складає 7,0%, а при п=2400 хв–1 – 6,4%. Вміст СО2 в ВГ зменшується на 8,6 %.

Вміст СО в ВГ знижується з 0,225% при п=1200 хв–1 до 0,120% при п=2400 хв–1 або в 1,9 рази.

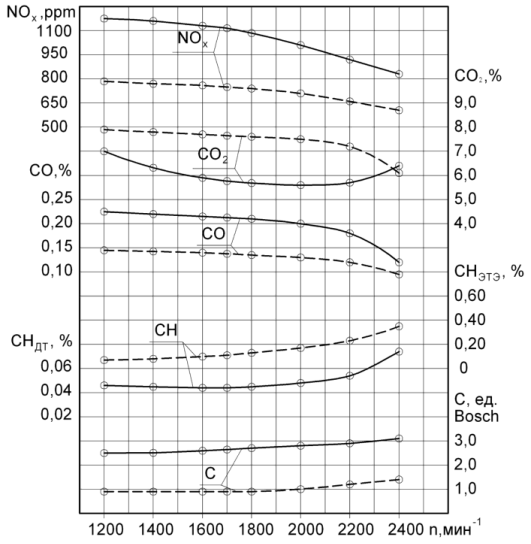


Рис. 2. Вплив застосування ЕПЕ на токсичні показники дизеля 4Ч11,0/12,5 в залежності від зміни частоти обертання колінчастого вала:
—— – дизельне паливо; - - - - - – ЕПЕ

Димність ВГ зі збільшенням частоти обертання збільшується. Наприклад, при п=1200 хв–1 димність ВГ складає 2,5 одиниці за шкалою Bosch, а при частоті п=2400 хв–1 – 3,1 одиниці за шкалою Bosch, тобто, димність підвищується в 1,24 рази.

Якщо розглядати зміну токсичних показників при роботі дизеля на ЕПЕ, визначимо наступне. При збільшенні частоти обертання зменшується вміст NOx в ВГ від 785 ppm при п=1200 хв–1 до 605 ppm при п=2400 хв–1 . Зменшення вмісту NOx складає 23%. При роботі дизеля на ЕПЕ при збільшенні

частоти обертання колінчастого валу зміст СНх в ВГ збільшується на всьому швидкісному діапазоні роботи. При збільшенні частоти обертання знижується вміст СО в ВГ. Наприклад, при п=1200 хв–1 вміст СО: в ВГ складає 7,9 %. а при збільшенні частоти обертання до максимальної, тобто, при п=2400 хв–1 вміст СО в ВГ складає 6,1%. Вміст СО2 знижається на 22,8 %. Вміст СО в ОГ знижається з 0,145% при п=1200 хв–1 до 0,095 % при п=2400 хв–1 – тобто на 34,5%. Димність ВГ (С) зі збільшенням частоти обертання збільшується. Наприклад, при п=1200 хв–1 димність ВГ складає 0,9 одиниці за шкалою Bosch, а при п=2400 хв–1 – 1,4 одиниці за шкалою Bosch, тобто. збільшується в 1,6 рази.

Аналізуючи зміну змісту токсичних компонентів в ВГ дизеля 4Ч11,0/12,5 при переході з ДП на ЕПЕ при роботі дизеля на оптимальному установчому куті випередження впорскування в залежності від зміни частоти обертання колінчастого валу, можна відзначити наступне. Вміст NOx в ВГ при роботі дизеля на ЕПЕ менше, ніж при роботі дизеля на ДП, Наприклад, при п=1200 хв–1 вміст NOx знижується з 1175 ppm при роботі дизеля на ДП до 785 ppm при роботі дизеля на ЕПЕ. Зниження становить 33,2%, На більшій частоті обертання колінчастого валу також відбувається зниження вмісту NOx. Наприклад, при п=2400 хв–1 вміст NOx при роботі дизеля на ДП становить 830 ppm а при роботі дизеля на ЕПЕ становить 605 ppm, зниження становить 27,1%. Вміст СНх в ВГ при роботі дизеля на ЕПЕ на малій частоті обертання (п=1200 хв-1) підвищується і становить 0,070% в порівнянні з вмістом СНх при роботі дизеля на ДП, яке становить 0,046%, тобто збільшується в 1,5 рази. При збільшенні частоти обертання до п=2400 хв–1 вміст СНх в ВГ при роботі дизеля па ЕПЕ також зростає і становить 0,35% по порівнянню з вмістом СНх при роботі дизеля на ДП, яке дорівнює 0,074%, тобто збільшується в 4,7 рази,

Вміст СО2 в ВГ при роботі дизеля на ДП при частоті обертання п=1200 хв–1 становить 7,0% а при роботі дизеля на ЕПЕ – 7,9% тобто підвищується на 12,9%. При збільшенні частоти обертання до п=2400 хв-1 вміст СО2 в ВГ при роботі дизеля на ДП становить 6,4% а при роботі дизеля на ЕПЕ – 6,1%, тобто зниження вмісту СО складає 4,7%. Вміст СО в ВГ при частоті обертання п=1200 хв-1 на ДП становить 0,225%. а при роботі дизеля на ЕПЕ – 0,145%. Вміст СО в ВГ зменшується в 1,6 рази. При збільшенні частоти обертання до п=2400 хв-1 вміст СО в ВГ при роботі дизеля на ДП складає 0,12%, а при роботі дизеля на ЕПЕ 0,095%, тобто зменшується в 1,3 рази. Димність ВГ (С) при роботі дизеля па ЕПЕ, в порівнянні з роботою на ДП змінюється зі збільшенням частоти обертання. Наприклад, при п=1200 хв–1 при роботі дизеля на ДП значення димності становить 2,5 одиниці за шкалою Bosch, а при роботі дизеля на ЕПЕ – 0.9 одиниці за шкалою Bosch. При збільшенні частоти обертання до п=2400 хв–1 значення димності при роботі дизеля на ДП становить 3,1 одиниці за шкалою Bosch, а при роботі дизеля на ЕПЕ 1,4 одиниці за шкалою Bosch, тобто димність знижується більш ніж в 2 рази.

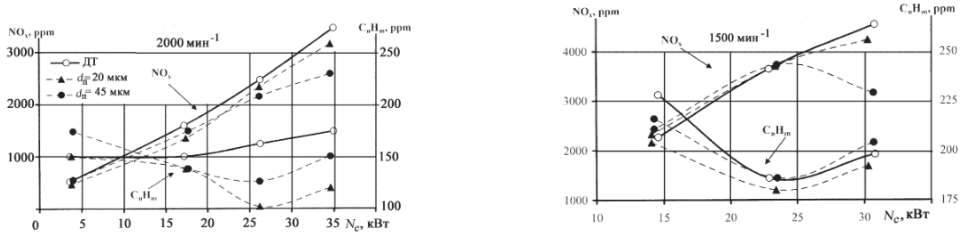
Вивчення впливу на екологічні показники ДВЗ ВПЕ виконувалось на трьох-циліндровому дизелі 3ЧН10,5/12 з експлуатаційною потужністю 35,0 кВт при 2000 об/хв. [5].

Властивості ВПЕ залежать від їх складу – кількісного вмісту води в ВПЕ (Св) і структури – середнього розміру dcp і характеру розподілу крапель води в емульсії за розміром (тобто ступеню однорідності δ – чим менше ця величина, тим вище однорідність). Регулювання значень указаних параметрів на стадії приготовлення ВПЕ дозволяє керувати характером згорання емульсії, тобто, діяти на характер протікання робочого процесу і, таким чином, на екологічні показники двигуна.

Як палива використовувалося дизельне паливо ДП і ВПЕ. В разі переходу на роботу з дизельного палива на ВПЕ потужність двигуна знижувалася. Для забезпечення сталості потужнісних характеристик двигуна проводилося перегулювання паливоподаваємої апаратури, що забезпечувало збільшення циклової подачі палива. Емульсія приготовлялась методом мембранного емульгування з використанням мембран з різним діаметром пір dп: 0,20 і 0,45 мкм. Визначення структури емульсії оцінювалося по двом параметрам: середній розмір крапель дисперсної фази і їх розподіл за розмірами. Ці параметри вимірювалися візуально за допомогою оптичного мікроскопу. Два зразка ВПЕ, що булі отримані, відрізнялися за своїми характеристиками (рис.3).

а) *б*)

Рис. 3. Характер структури водопаливної емульсії при кількісному змісті води $C_в$=17%, в залежності від діаметра пір мембрани ($d_п$, мкм) і ступеня однорідності δ:
а) – $d_п$=0,2 мкм, $d_{ср}$=0,53 мкм, δ=0,6; *б*) – $d_п$=0,45 мкм, $d_{ср}$=5,5 мкм, δ=0,9



а) *б*)

Рис. 4. Зміна концентрації оксидів азоту NO_x і вуглеводнів C_nH_m в залежності від потужності двигуна на різних швидкісних режимах:
а) 2000 хв$^{-1}$; *б*) 1500 хв$^{-1}$

Результати досліджень показали наступне (рис. 4):

• застосування ВПЕ в порівнянні з ДП забезпечує зниження концентрації оксидів азоту NOx і сумарних вуглеводнів CnHm майже на всьому діапазоні

навантажень, причому ступінь зниження в основному пропорційна величині навантаження;

• ВПЕ з меншим розміром крапель води забезпечує більше зниження концентрації CnHm в ВГ.

Подібний характер впливу структури ВПЕ на склад і вміст в ВГ дизеля оксидів азоту пояснюється ймовірно тим, що чим більші краплі води, тим більшою мірою знижується повнота згорання і відповідно температура в зоні продуктів згорання (зоні, де трапляється утворення термічних NOx). Вплив на емісію сумарних вуглеводнів імовірно обумовлено впливом на процес вторинного сумішоутворення мікровибухів великої кількості крапель води (тобто більш дрібних крапель).

Висновки та перспективі подальших досліджень. ЕПЕ та ВПЕ є одним з варіантів використання альтернативних палив за допомогою яких можливо підвищення екологічної ефективності суден. При використанні цих палив здійснюється зміна фізико-хімічних процесів під час згоряння паливної суміші, що призводить до зниження температурного режиму у циліндрі дизеля. При цьому досягаються наступні результаті (стосовно екологічних показників роботи ДВЗ:

застосування водо-паливних емульсій забезпечує зниження концентрації NOx (до 15,6%) та CnHm (до 45,7%) в випускних газах, а також рівня димності випускних газів (до 2,3 разу) ;

використання етанолу та етаноло-паливних емульсій сприяє зменшенню вмісту NOx на 29,4 %; зменшенню вмісту CO2 на 8,6 %; зменшенню вмісту CO в 1,9 рази; але при цьому в 1,24 рази підвищується димність.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на визначення оптимальних розмірів крапель водо-паливних емульсій, процентного відношення води та палива у об’ємі емульсії, а також кута випередження впорскування ВПЕ при якому забезпечуються найкращі екологічні показники роботи ДВЗ при його незмінної потужності. Вивчення щодо використання як альтернативного палива етаноло-паливних паливних потрібно виконувати у напрямку отримання стійких сумішей, виготовлення та зберігання яких можливо в суднових умовах при мінімальних витратах енергії допоміжного обладнання.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

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

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

3. Туркин А. В. Обоснование методов снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами судовых дизелей / А. В. Туркин, Е. И. Кулекина, В. А. Туркин // Эксплуатация морского транспорта.– 2016. – № 5(81). – С. 116-125.

4. Лиханов В. А. Исследование эффективности и экологических показателей дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на природном газе с рециркуляцией отработавших газов, метаноло- и этаноло-топливных эмульсиях // В. А. Лиханов, О. П. Лопатин // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований.– 2015. – №5. – С.22-25.

5. Кульчицкий А. Р. Улучшение экологических характеристик дизелей применением водотопливных эмульсий / А. Р. Кульчицкий, А. М. Аттия, А. Н. Гоц // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 13. – С. 1419-1422.

УДК 551.510.42

Дубцов Є.Д., кер.проф. Корбан В.Х.
Національний університет «Одеська морська академія»

Substantiation of the remote radiometric method for monitoring the environmental state of the environment along the vessel's trajectory

Обґрунтування дистанційного радіометричного методу контролю екологічного стану навколишнього середовища за траєкторією судна

ABSTRACT

The Report substantiates the possibility of remote radio-thermal-monitoring of the the environment during the ship’s power plant is emitting gases and soot into the atmosphere and the marine environment, which harmful not only for the crew’s health, but also affecting at aquatic ecosystem. This direction corresponds to the scientific direction for the identification of frequent environmental pollution of such international organizations as: Global Environment Monitoring System (GEMS),World Meteorological Organization (WMO), United Nations (UN), United Nations Environmental Program (UNEP),World Health Organization (WHO).

To build a remote-control system for environmental monitoring of the environment along the trajectory of the vessel, it is proposed to use the emissions of marine diesel exhaust gases caused by electroradiochemical processes in the atoms and molecules of each gas component. The presented formula for calculating the concentration of environmental pollutants with using the maximum permissible concentration of each component. It is proposed to measure the actual measurement of the concentration of each gas component by the intensity of radiothermal radiation, which renders radio brightness temperature using the Muller matrix.

Keywords: Забруднення навколишнього середовища, екологічність двигуна, експериментальні умови роботи двигуна, радіояркістна температура, радіометр

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

Забруднення навколишнього середовища продуктами спалювання дизельного палива в суднових енергетичних системах призводить до необхідності розробки методики та дистанційної системи моніторингу фактичного стану атмосфери та морської поверхні по траєкторії судна. Система екологічного моніторингу повинна встановлюватися на судні, а організація спостерігачів повинна проводитися з урахуванням отримання віддаленої інформації про концентрації: NO, CO, CH, NO_2, CO_2, SO_2 в навколишньому середовищі.

Незважаючи на важливість проблеми до сьогоднішнього часу на судах відсутня дистанційна система екологічного моніторингу газових викидів дизельних енергетичних систем, особливо моніторингу серы, дальнього перенесення, викидаємого SO_2 представляє небезпеку, як здоров'я судової команди, так і населення різних регіонів земного шара.

Аналіз останніх досягнень та публікацій, в яких розпочато рішення даної проблеми

Радіотеплове зображення земної та водної поверхні вперше було отримано в США [1], в діапазоні 3,2, 1,25 і 0,8 см. Виявлення кільваторних струменів дає можливість вимірювати курс і швидкість спостерігаємого судна [2]. При цьому чутливість радіометра становить $1,6^0$К, а ширина пропускання

Δf = 5мГц. Теплове випромінювання абсолютно некоректно, тому отримане зображення на мілімітровому диапзоні довжин хвиль практично відповідає візуальному. Для рішення поставленої нами задачі найбільш перспективні радіометри повинні використовувати міліметрові та субмілітметрові діапазони довжини хвиль. Радіотеплохвилі слабо піддаються впливу метеоумов. Основна перевага радіотеплолокаторів - безконтактні вимірювання внутрішніх температур викидаємих з суднових двигунів газів, що дозволяє здійснити дистанційний екологічний моніторинг роботи суднових установок при виході в навколишнє середовище відпрацьованих газів.

Формулювання цілей статті (постановка задач)

Ціллю роботи є обґрунтування можливості використання радтеплолокаційних методів та засобів, в яких переносником інформації є радіотеплові сигнали газової струї на виході судового двигуна для побудови екологічної системи дистанційного контролю навколишнього природного середовища за курсом судна.

Виклад основного матеріалу дослідження

Судові двигуни внутрішнього згоряння, паливом для яких є продукти переробки нафти, і при їх роботі відбувається значне забруднення навколишнього судна атмосфери та морської середовища вихлопними газами, що містять : NO,CO,CH,NO_2,CO_2, ,SO_2.

Вироблення енергії судновими дизелями супроводжується значним забрудненням атмосфери і морської поверхні вихлопними газами, незважаючи на результати наукових досліджень, що проводяться, по підвищенню екологічності двигунів. По траєкторії руху судна відбувається зміна газового складу атмосфери в локальному масштабі в результаті викидів газоподібних речовин з вихлопного колектора судна . При взаємодії вихлопних газів суднових двигунів з киснем повітря під дією ультрафіолетового випромінювання утворюється токсичний невидимий фотохімічний смог, Особливо небезпечний для здоров'я суднової команди. Оскільки в повітрі при викиді у вихлопних газах міститься декілька забрудників для кожного з яких встановлюється середнє значення гранично допустимих концентрацій (ГДК) забрудників, а сумарну концентрацію мг/м3 можна розрахувати по наступній формулі [3]:

$$K_{\Sigma} = NO/ ПДК_{NO} + CO/ ПДК_{CO} + CH/ ПДК_{CH} + NO_2/ ПДК_{NO2} + CO_2/ПДК_{CO2} + SO_2/ПДК_{SO2} \quad (1)$$

Сумарна концентрація забруднюючих речовин, що викидаються з вихлопних колекторів суднового двигуна не повинна перевищувати одиницю. Для суднових двигунів замість ГДК можна вести розрахунок викидів з урахуванням ГДВ (гранично допустимих викидів) при обліку експлуатаційних умов роботи двигуна, тобто:

$$K_{\Sigma} = (Nф - Nд) / T, \quad (2)$$

де Nф і Nд - фактичний і допустимий викид, кг/ч; Т- тривалість викиду, ч. При переході на більше екологічний вид палива, економічну ефективність можна розрахувати по формулі:

$$Э = У + Д - З, \quad (3)$$

де У- розміри річного збитку, що запобігає, від забруднення довкілля викидами суднового дизеля; Д- річний додатковий доход від вартості вантажу, що перевозиться, за рахунок реалізації протизабруднюючих заходів; З- витрати на відвертання або зниження забруднення повітряного середовища. Контроль стану довкілля по траєкторії судна включає моніторинг. Передусім дистанційне спостереження за викидами антропогенних забрудників, яке може здійснюватися за фізичними і хімічними показниками. Екологічний моніторинг стану довкілля може бути грунтований на особливостях теплового випромінювання газових викидів з вихлопних труб суднових двигунів, у якого є яскраво виражена нейтральна нерівномірність. Ця нерівномірність пов'язана з наявністю в спектрі випромінювань піку, відповідним резонансним частотам молекул кожного газу, що викидається.

Резонансні властивості газових компонентів викиду пов'язані з обертальним рухом молекул газу і їх поляризаційними властивостями. При визначення товщини”d” шару газового цього компонента величина його яскравісної температури $T_я$ прагнутиме до термодинамічної,і цей шар випромінює як абсолютно чорне тіло [4].

$$Тя - Т\,[1 - exp(-0{,}23qd)], \tag{4}$$

де q - коефіцієнт загасання, дБ/м; d - товщина шару, м; Т-температура шару. Значення $d_г$, при якому $Т_я$=0,99Т визначається з умови :

$$d_г = 20/\ q \tag{5}$$

Для тонких шарів газу (0,23qd<<1):

$$Тя = 0{,}23qdT \tag{6}$$

Коефіцієнт q залежить від тиску р, поляризаційних і магнітних властивостей молекул газу. Інформація про джерела радіотеплового випромінювання міститься в параметрах радіотеплових сигналів (амплітуді, частоті, фазі і поляризації), що приймаються радіометром. Спектральна щільність теплового сигналу і газових викидів на виході приймальної системи радіометра має вигляд:

$$Фс(\omega) = кТа \tag{7}$$

де к- постійна Больцмана, рівна 1,38*10-23 Дж/К; $Т_а$ - температура антены радіометра в градусах Цельсія.

Потужність радіотеплового приймаємого сигналу в смузі частот Δf дорівнює:

$$P_{Рпс} - кТ_а\Delta f \tag{8}$$

З аналізу (8) видно, що потужність РПС має лінійну залежність від смуги пропускання приймального облаштування радіометра. Потужність радіотеплового сигналу того, що приходить від кожного компонента вихлопних газів суднового дизеля можна представити матричним рівнянням.

$$\begin{bmatrix} T_{я1вих} \\ T_{я2вих} \\ T_{я3вих} \\ T_{я4вих} \\ T_{я5вих} \\ T_{я6вих} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{я1вх} \\ T_{я2вх} \\ T_{я3вх} \\ T_{я4вх} \\ T_{я5вх} \\ T_{я6вх} \end{bmatrix}$$

Де коефіцієнт К дорівнює кожному з вихлопних газів: NO,CO,CH,NO_2,CO_2, SO_2

$$Т_{я1вих} = К_{11} * Т_{я1вх} + \ldots\ldots + К_{16} * Т_{я6вх} \tag{9}$$

А в якості датчиків теплового випромінювання вихлопних газів можна використовувати ``розумну`` нанопил.З нанодатчиками концентрації кожного вихлопного газу й переказом інформації на радіометр.

Забруднення морської поверхні вихлопними газами суднових дизелів визначається також по інтенсивності теплового випромінювання, яке в сильному ступені залежить від діелектричної проникності і електричної провідності морської води. Враховуючи зв'язок нейтральної щільності випромінювання с радіояскравісною температурою (формула Планка).

$$R(f,T_{РЯ})= \frac{2\Pi f^2}{c^2} * \frac{hf}{\exp\left(\frac{hf}{kT}\right)-1}, \text{ (Вт/Гц*м}^2\text{)} \quad (10)$$

де f - частота випромінювання, Гц; Т - радіояскравісна температура,^{0}К; к-постійна Больцмана; с-швидкість поширення електромагнітної хвилі с=3*10^8 (м*с) ; h=6,624*10^{-34} (Джоуль*с) - постійна Планка.

Шляхом інтеграції (9) по усій осі частот випромінювання газових викидів виходить рівняння закону Стефана-Больцмана для енергетичної щільності випромінюваних газових компонентів двигуна.

$$R_Э(T_{РЯ})=\int_0^{(\infty)}(f,T)df= б*T_{РЯ}^4, \text{ (Вт/м}^2\text{)} \quad (11)$$

де $б=\frac{2\pi^5 k^4}{15c^2h^2}$= 5,71*10^{-8} $(\frac{Вт}{м^2 \cdot град^4})$- постійна Стефана- Больцмана.

Для енергетичного розрахунку використовується формула Релея-Джинса:

$$R(f,T_{РЯ})=\frac{2\pi кT}{\lambda^2}, \text{ (Вт/Гц*м}^2\text{)} \quad (12)$$

Процес формування випромінювання газового об'єму викидів відбувається за рахунок теплового збудження мікрочасток газових викидів, яке призводить до появи в газовому об'ємі електромагнітних хвиль, що виходять в зовнішнє середовище і електромагнітні параметри яких вимірює радіометр, з системою обробки і надання отримуваної інформації про екологічний стан довкілля і суднового дизельний двигуна на екрані дисплея комп`ютера

Висновки і перспективи подальшої роботи по цьому напряму.

Представлений аналіз радіометричного методу контролю екологічності стану довкілля дозволяє розробити дистанційну систему автоматичного екологічного контролю стану довкілля по траєкторії руху судна . Використання матричного представлення енергетичного спектру випромінювання кожного кожного компонента дозволяє проводити автоматизовану обробку і представлення отримуваної інформації на дисплеї суднового комп'ютера в реальному режимі часу**.**

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.Klass P.Aviation Week, 1957,v.60, № 26.P 32-35.
2.Ordance, 1960, Sept.- Oct., p.72,103.

3. Брылов С.А. Охрана окружающей среды : учебник для студентов горных и геологических специальностей вузов /Грабчак Л.Г., Комащенко В.И., Штродка К., Юнгханс Р. - Москва:″ Высшая школа″,1985,271с.

4.Николаев А.Г. Радиотеплолокация/ Николаев А.Г., Перцов С.В.- Москва: ″Советское радио″, 1964,334с.

УДК 621.73.539.375.601.8.

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

Ефективне застосування робочої речовини дизеля на основі водню

Постановка проблеми в загальному вигляді і її зв'язок з науковими і иновaційними задачами

В даний час, у всьому світі негативні наслідки через забруднення навколишнього середовища стали створювати небезпеку не тільки для здоров'я людини, але і для його життя на планеті. Виникає питання про охорону навколишнього середовища та екологічному моніторингу антропогенних навантажень. Так викид SO_2 в атмосферу до 2019 року досягне більше 300 мільйонів тон на рік в тому числі середній викид SO_2 на одиницю енергії складе 0,8 т / МВт * год. Накопичення в атмосфері викидається CO_2 призведе до парникового ефекту зі зміною клімату з різними негативними наслідками. Зараз в світовому масштабі ставиться завдання заміни вуглецевого палива йому альтернативним, в тому числі водневим. В даний час даного питання присвячено багато роботи. Перше в світі експериментальне підприємство по отриманню водню зі звичайної води запущено в 1986 році в Японії з продуктивністю 18 літрів водню і 9 літрів кисню за 35 годин. Проведемо аналіз використання водню в якості палива для суднових дизелів спираючись на існуючі публікації. В роботі [1] наведені особливості тепловиділення і робочого процесу дизеля, що працює з добавками водню. В роботі [2] представлено дослідження водню в якості моторного палива. В роботі [3] обговорено вплив горіння воднево-повітряної суміші на кінетичні і газодинамічні процеси дизельного двигуна. В роботі [4] розглядаються питання використання воднево-кисневого палива. В роботі [5] представлена можливість отримання водню з води за допомогою енергостімулірующіх речовин. Однак для заміни дизельного палива в суднових енергетичних системах дослідження можливості застосування водню як палива для поршневих суднових дизелів до теперішнього часу ще тільки на початковому етапі, незважаючи на те, що вже до початку 90-х років минулого століття були систематизовані способи використання водню для двигунів внутрішнього згоряння, як добавки до традиційному пальному. Що стосується використання тільки водню в якості палива, то за даними виконаних досліджень С.В. Новосьолова [6] можна виділити три етапи. Перший етап характеризує інноваційний цикл використання водню в якості палива в дизелях; другий - подачу водню до 15% без

зниження потужності дизелів і бензинових двигунів внутрішнього згоряння; третій етап характеризується безпосереднім уприскуванням водню в циліндр дизеля в кількості 40-60%. Розглядалася роздільна камера згоряння, яка забезпечила займання суміші від запальної порції дизельного палива в кількості 10%. Однак, робота дизеля на водні характеризується стукотами, зворотними спалахами на уприскуванні та ін. До теперішнього часу такі проблеми як паливоподача водню, використання спеціальної форсунки для водню та камери згоряння, системи впуску, займання воднево-повітряної суміші не вирішені. Тому поряд із зазначеними проблемами залишаються також в неповному обсязі дослідженим отримання водню, незважаючи на розроблені методи і технічні засоби. Відсутній порівняльний аналіз робочих параметрів суднового дизеля, що працює на вуглецевому паливі і на чистому водні.

1. Формулювання цілей доповіді

Виходячи з проведеного аналізу метою доповіді є виклад результатів порівняльного аналізу робочих параметрів суднового дизеля, який працює на водневому паливі, що визначають його енергетичні показники.

2. Виклад основного матеріалу доповіді

Порівняльну оцінку робочих параметрів будемо проводити з урахуванням 4-х тактів роботи дизеля. *Перший такт* - впуск атмосферного повітря в циліндр, коли поршень рухається від верхньої мертвої точки вниз циліндра. Впускний клапан відкривається і над поршнем накопичується атмосферне повітря. Робота увійшовшого в циліндр повітря атмосферного тиску, дорівнює зміні внутрішньої енергії атмосферного повітря, яка визначається співвідношенням:

$A=\Delta U$ (1), де A – робота увійшовшого в циліндр повітря, ΔU- зміна внутрішньої енергії. Завдяки цій роботі повітря при русі поршня вниз набуває кінетичну енергію, яка потім перетворюється у внутрішню енергію. Поршень йде вниз циліндра при постійному атмосферному тиску Po і постійній температурі Te. Діючи на поршень сила F здійснює роботу:

$$A=P_oV_o \text{ (2)},$$

де Vo – зміна об’єму всередині циліндра. При цьому енергія повітря всередині циліндра залишається постійною і не залежить від обсягу циліндра, а визначається тільки температурою повітря. Знаючи тиск атмосферного повітря і об’єм циліндра, можна легко розрахувати роботу, яка здійснюється силами атмосферного тиску. Перший такт роботи суднового дизеля не залежить від виду використовуваного палива. Другий такт характеризується певним ступенем стиснення ε, що дорівнює відношенню робочого об'єму циліндра на початку стиснення, коли поршень починає рухатися вгору циліндра до об'єму циліндра в кінці стиснення, тобто

$$\varepsilon = \frac{V_H}{V_K} = \frac{V_K+V_S}{V_K} = 1 + \frac{V_S}{V_K} \text{ (3)},$$

де $V_S - \frac{\pi D^2}{S}$ - робочий об’єм цилиндра, який визначається ходом поршня S і діаметром циліндра D, V_K – об’єм в кінці стиснення. Повітря в циліндрі стискається до тиску 3-5 МПа, нагріваючись до температури 600-800оС. При

підході поршня до верхньої мертвої точки відкривається впускний клапан і в циліндр впорскується дизельне паливо, яке займається при Твоздух=600-800оС. При використанні водню 40-60% зі степенем стиснення ε=12-20 необхідно мати окрему камеру згоряння. Водень легко змішується с розпеченим повітрям. Потрібно застосування заходів до самозаймання, таких як підбір площі витратного січення S_{PC} для системы паливоподачі водню в циліндр на впуску відповідно з формулой із работи [6]:

$$F = \frac{G_H\sqrt{T}}{0{,}0986 \times q(\lambda) \times p} \quad (4),$$

де Т – температура загальмованого потоку водню (параметри загальмованого потоку – параметри потоку, який повністю ізоентропно замороженний); GH – кількість водню, який подається, кг; q(λ)<1 – функція приведеної густини потоку масси водню, яка при докритичному витіканні менше одиниці; р – повний тиск водню на вході в циліндр, МПа. Водень володіє найвищою енергоємністю 120*103 кДж/кг. В зв'язку з тим, що для згоряння водню потрібно в 2-3 рази більше повітря в циліндрі двигуна, а густина нижча ніж у дизельного палива, теплотворна здатність воднево-повітряної суміші нижче ніж паливо-повітряної суміші (найвища теплотворна здатність чистого водню 141800 кДж/кг, а у дизельного палива 44800 кДж/кг), тому водень не запалюється в циліндрі при tзаймання дизельного палива 600-800оС, так як степеня стиснення відповідного дизельному паливу недостатньо для займання водню в циліндрі. Для самозаймання воднево-повітряної суміші необхідно забезпечити температуру кінця стиснення Тксж = 850оС (1123оК). Для збільшення температури кінця стиснення можливо добавити порцію вуглецевого палива в воднево-повітряну середу в якості запальної, яка збільшить температуру суміші до самозаймання водню, або використання надуву, а також підігрівом на впуску атмосферного повітря. Третій такт – згоряння і розширення. При згорянні дизельного палива температура газів в циліндрі збільшується до 1400-1800оС, а тиск збільшується до 5 МПа. Повне згоряння 1 кг вуглецевого палива виділяє 34,1 МДж теплоти. Температура займання воднево-повітряної суміші в циліндрі двигуна 530-590оС. Температура горіння водню 2400оК. Теплота згоряння водню 116000 кДж/кг. Повне згоряння 1 кг водню виділяє 143,2 МДж теплоти. Четвертий такт – випуск, при якому при русі поршня від нижньої мертвої точки до верхньої відпрацьовані гази через різницю тисків у цилиндрі і випускній системі, а також під дією поршня виходять із циліндра через випускний клапан. Тиск газів 0,11 МПа, температура 350-450оС в кінці випуска при згорянні вуглецевого палива. Робочим тілом судового дизеля буде воднево-повітряна суміш і за рахунок її розширення здійснюється робота. Воднево-повітряна суміш отримує певну кількість теплоти, при її згорянні.

Висновки і перспективи подальшої роботи в даному напряму

1. Проведено порівняльний аналіз енергетичного балансу суднового дизеля, який працює на вуглецевому і водневому паливі. Показано, що по ма-

совій енергоємності водень перевершує вуглецеве паливо в суднових дизелях приблизно в 2,87 рази.

3. Виявлено певні труднощі на сучасному етапі організації нормальної роботи суднового дизеля на водневому паливі. Подальші дослідження будуть проведені за для отримання оптимальної воднево-повітряної суміші.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Магідович Л.Є., Румянцев В.В., Шабанов А.Ю Особенности тепловыделения и рабочего процесса дизеля, работающего с добавками водорода / Магідович Л.Є, Румянцев В.В., Шабанов А.Ю. – Наукові праці – Двигателестроение,1983 – №9 – С 7-9.
2. Новосьолов С.В. Использование водорода в качестве моторного топлива: Наукові праці – Теплоэнергетика – № 2 – Москва,1996. – С27-28.
3. Єгоров Б.В., Маркачев Ю.Н. Колебательное возбуждение при сверхзвуковом горении водородо-воздушной смеси и его влияние на кинетические и газодинамические процессы. / Єгоров Б.В., Маркачев Ю.Н. – Наукові праці – Химическая физика процессов горения и взрыва – Т.1 – Ч.1 – Черноголовка,1996 – С 24-26.
4. Г.Б. Ліберфорт Судовые двигатели и окружающая среда – Навчальний посібник – Издательство «Судостроение» – Ленинград, 1979 – 140 С.
5. Варшавский И.Л., Трошенькин Б.А. Реакторы получения водорода из воды при помощи энергоакумулирующих веществ / Варшавский И.Л., Трошенькин Б.А. – наукові праці – В км.: Защита водного бассейна от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств. Ч.1. Харьков, 1977, С 121-132.
6. С.В. Новосьолов. Исследование возможности применения водорода в качестве топлива для поршневых ДВС – Наукові праці – Хімічна технологія, 2008 – С 91-95.

УДК 629.5.035

Евсеєв М.Д., Лапшин А.С., кер. доц. Богач В.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Особливості використання MS Excel для обробки експериментальних даних

Дослідження показують, що внаслідок неточності вимірювальних приладів, недосконалості наших органів почуттів, неповноти наших знань, труднощів обліку всіх побічних явищ, при повторенні того самого виміру виходять різні числові значення досліджуваної фізичної величини [1].

При використанні результатів тих або інших вимірів виникає питання про дійсне значення досліджуваної фізичної величини, про точність виміру,

яка оцінюється її погрішністю, а саме відхиленням результату вимірів конкретної величини від дійсного її значення.

Порядок оцінки випадкової погрішності прямих багаторазових вимірів наступний [2]:

1. Оцінюється середнє арифметичне значення результатів вимірів x;
2. Обчислюється середньоквадратичне відхилення σ;
3. Вибираємо довірчу ймовірність $\alpha=0,95$;
4. По таблиці визначаєм коефіцієнт Стьюдента - $t_{\alpha n}$;
5. Визначаємо погрішність серії багаторазових вимірів;
6. Оцінюємо довірчий інтервал однократних вимірів;
7. Визначаєм загальна погрішність серії вимірів (довірчий інтервал)
8. Записуємо остаточний результат у вигляді $x = \tilde{x} \pm \Delta\tilde{x}$ з довірчою ймовірністю α.
9. Оцінюємо відносну погрішність вимірів δ.

Щоб звести до мінімуму погрішність вимірів, їх кількість повинна бути не менше трьох. За дійсне значення в такому випадку приймається середнє арифметичне результатів трьох вимірів однієї величини.

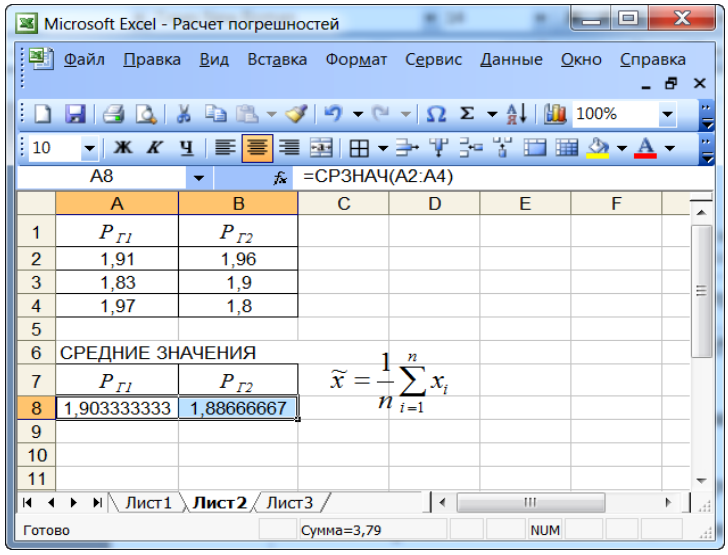


Рис.1. Розрахунки середніх значень

Практика показує, що такі розрахунки потребують значної кількості часу. Для прискорення обробки експериментальних даних пропонуємо використовувати можливості електронних таблиць Microsoft Excel.

Розглянемо на конкретному прикладі розрахунок погрішності вимірювання тиску газів P_1 і P_2 при експериментальних дослідженнях (за результатами тарировки датчиків тиску до й після експерименту відповідно).

Отримані результати вимірів розташовуємо в електронній таблиці Excel у стовпцях *A* і *B* (рис.1). Залишивши місце на пояснюючі підписи, у ячейках *A8* і *B8* обчислимо відповідні середні арифметичні значення. Для цього в ячейку *A8* записуємо (або викликаємо вбудовану функцію) =СРЗНАЧ(A2:A4) і протягуємо її на ячейку *B8*.

Для розрахунків середньоквадратичного відхилення кожної з вимірюваних величин скористаємося вбудованою функцією КВАДРОТКЛ (рис.2). У ячейку *A10* запишемо (рис.3): =КВАДРОТКЛ(A2:A4)

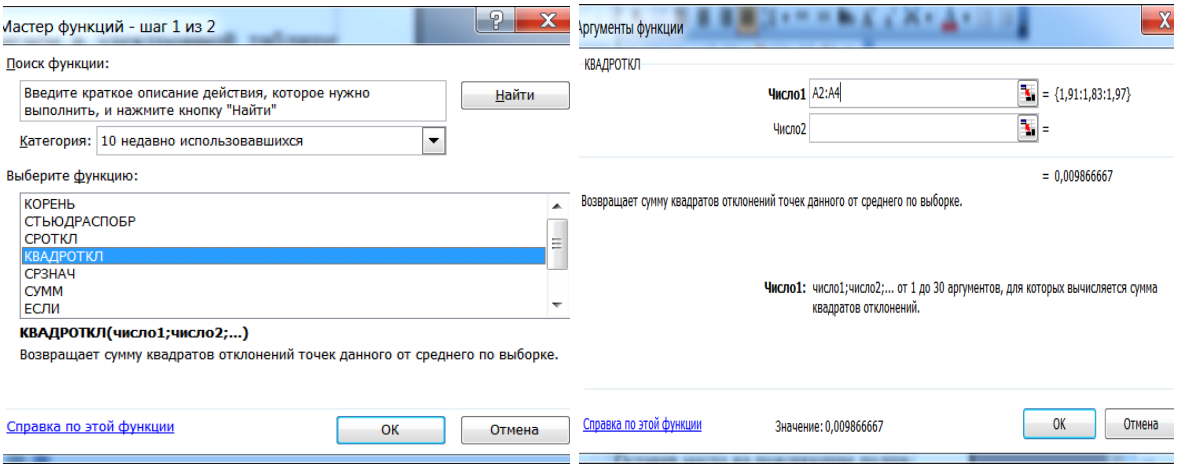


Рис.2. Виклик вбудованої функції

Середньоквадратичне відхилення $\tilde{\sigma}_P$ обчислюється в такий спосіб

$$\tilde{\sigma}_P = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)}\sum_{i=1}^{3}\left(\tilde{P} - P_i\right)^2} \qquad (1)$$

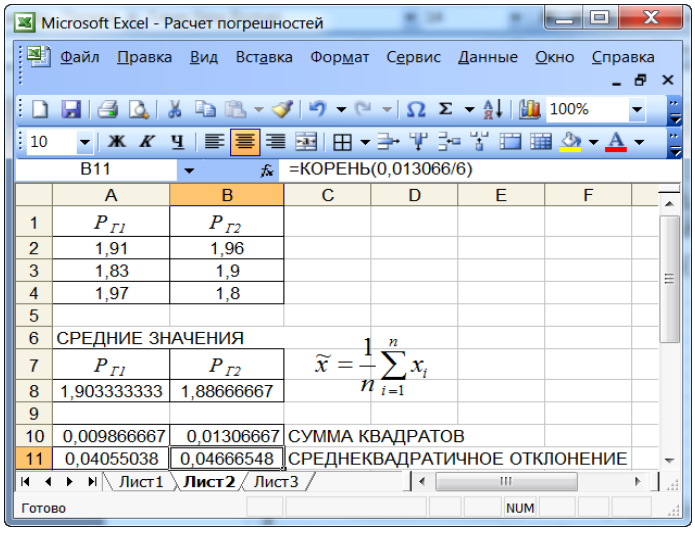


Рис.3. Розрахунки сум квадратів і $\tilde{\sigma}_P$

Так як сума квадратів уже підрахована в ячейці *A10*, то для обчислення середньоквадратичного відхилення необхідно обчислити корінь зі значення *A10* діленого на $n(n-1)$ = 6: =КОРІНЬ(A9/6).

Запишемо цю формулу в ячейку *A11*. Виділивши й простягнувши ячейки *A10* і *A11* вправо, одержимо суму квадратів і середньоквадратичне відхилення для інших обмірюваних в експерименті величин, рис.3.

Далі необхідно розрахувати випадкову погрішність, яка для величини *P* обчислюється по формулі

$$\Delta P_{СЛ} = t_{\alpha n} \cdot \tilde{\sigma}_P \qquad (2)$$

де $t_{\alpha n}$ - коефіцієнт Стьюдента.

Для n = 3 (три виміри) і довірчої ймовірності α=0,95 одержимо коефіцієнт Стьюдента в ячейці *C12*

=СТЬЮДРАСПОБР(1-0,95;3-1).

А в ячейках *A13*, *B13* розрахуємо випадкові погрішності для величин $P_{Г1}$ і $P_{Г2}$ відповідно (рис.4) =A11*312, =B11*312.

У цьому експерименті всі величини вимірювалися тим самим приладом – манометром із ціною розподілення d = 0,01 МПа.

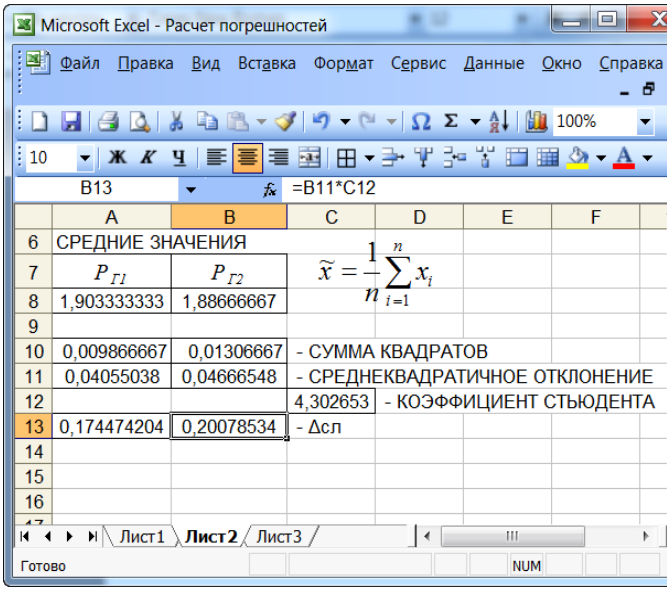


Рис.4. Розрахунок погрішності серії багаторазових вимірів

Тому погрішність однократних вимірів ΔОИ РГ1 і РГ2 буде одинаковою й розраховується з урахуванням довірчої ймовірності α=0,95 як ΔОИ = d α.

Внесемо ці обчислення в електронну таблицю: ціну розподілу приладу d – у ячейку B14, довірчу ймовірність α – у ячейку B15, а результат обчислення помилки однократних вимірів по формулі =B14*B15 – у ячейку C16 (рис.5).

Для кожної виміряної величини необхідно розрахувати повну погрішність. Для величини РГ1 це слід зробити по формулі

$$\Delta P_{Г1} = \sqrt{\Delta P_{СЛ}^2 + \Delta_{ОИ}^2}\ .$$

Запишемо цю формулу в ячейку *A18* у вигляді:

=КОРІНЬ(A132+$C162)

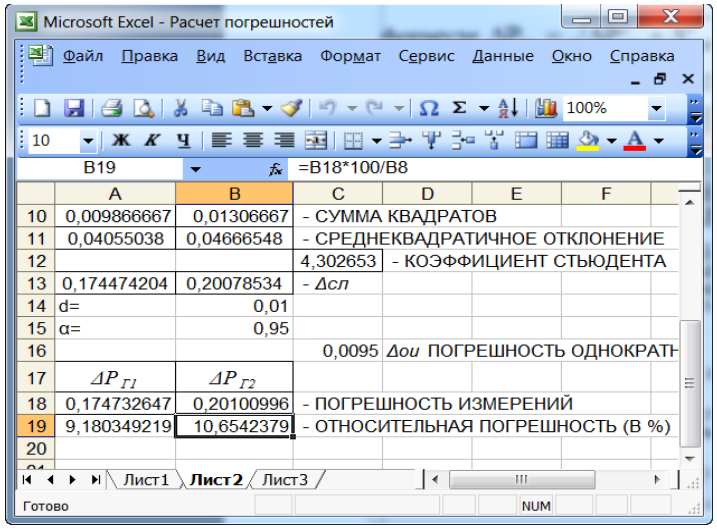


Рис.5. Завершення розрахунку погрішності вимірів

Простягнемо вправо від ячейки A18 це значення, щоб одержати погрішність вимірів інших величин. Розрахуємо відносну погрішність (у відсотках) по формулі

$$\delta = \frac{\Delta P}{P} \cdot 100\%\ .$$

Цю формулу запишемо в ячейку *A19* у вигляді (рис.5):

=A18*100/A8

Скопіювавши її в ячейку B19 одержимо остаточний результат розрахунків відносної погрішності в %.

Запропонований спосіб розрахунку погрішностей дає можливість підвищити ефективність обробки експериментальних даних за рахунок скорочення часу на розрахунки та збільшення їх точності і надійності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Bogach V. Performance efficiency lubricator systems of marine diesel engines / V. Bogach, A. Shebanov // European Applied Sciences, November, №11, 2016 - pp. 24-29.
2. Шебанов А.Н. Методика оценки погрешностей результатов измерений показателей работы системы смазывания судового дизеля / А.Н. Шебанов // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 34 - Одесса: ОНМА. - С.121-129.

УДК 621.431.74

Лапшин А.С., Евсеєв М.Д., кер. доц. Богач В.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Визначення дійсного моменту подачі мастила в циліндри суднового двигуна

Зародження й розвиток процесу подачі мастила в циліндри двигуна відбувається переважно в ті періоди, коли у мастильних отворів переміщується пояс компресійних кілець, організовуючи імпульсний характер тиску газів, що діють на канали зі сторони циліндра.

Однак, канали й мастильні отвору на дзеркалі циліндрової втулки недоступні для спостережень безпосередньо на двигуні. Ця недоступність обумовлює серйозні труднощі в дослідженнях. Але, якщо перед мастильними отворами задати такий же тиск, який виникає при роботі двигуна, то вивчення процесу подачі мастила в циліндри стає можливим як в лабораторних так і в експлуатаційних умовах [1].

В НУ «ОМА» розроблено експерементальний стенд (рис.1) який включає в себе камеру із прозорими вікнами, з′єднану з однієї сторони із джерелом стисненого газу, за допомогою дозуючого пристрою, а з іншого з мастильним пристроєм зв'язаним мастилопроводом з лубрикатором. Джерелом стисненого газу може бути компресор (в лабораторних умовах), або діючий двигун (рис.2) при його експлуатації.

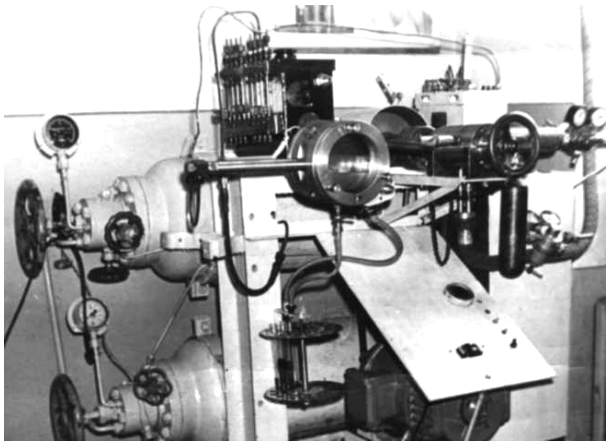


Рис.1. Лабораторний стенд

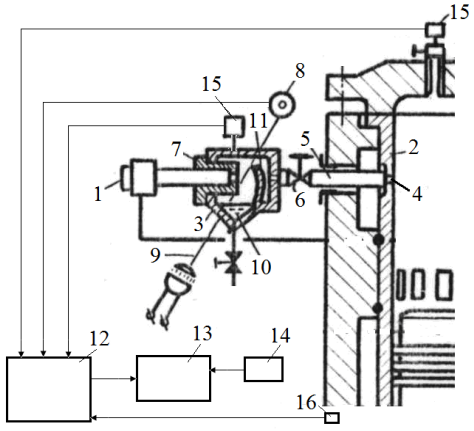


Рис.2. Схема установки для дослідження системи мащення в експлуатації

Застосування камери із прозорими стінками дозволяє проводити безпосереднє спостереження за процесом подачі мастила в двигун і виконувати його фотографування та кінозйомку. Використання різноманітних датчиків дає можливість записувати осцилограми процесів, що відбуваються при роботі системи мащення.

Встановлено, що визначення дійсного моменту подачі мастила в циліндри двигуна є однієї з важливих характеристик, що визначають рівень досконалості системи й організації мащення циліндра і дозволяють значною мірою наблизитися до кількісної оцінки розподілу поданого мастила між верхньої й нижньої частинами дзеркала втулки й одержати обґрунтування вибору пояса розташування мастильних отворів по висоті циліндра.

Існуючі методи оцінки моменту виходу мастила в циліндр, пов'язані з переміщенням плунжера й відкриттям зворотного клапана штуцера для лубрикаторних систем мащення дають недостовірні результати, оскільки подача мастила в циліндр відбувається в результаті складної взаємодії газів з мастилом у каналі циліндрової втулки [2].

Одним з визначних факторів у цій взаємодії є змінний тиск газів на мастильний канал. Зміна цього тиску обумовлена рухом поршня, рівнем розташування мастильних отворів по висоті втулки, числом обертів колінчастого вала й навантаженням циліндра. Тобто, для кожного типу двигуна існують особливі умови роботи системи мащення циліндрів.

Тому зміна тиску разом з існуючими геометричними характеристиками каналів системи є основними умовами, що визначають характер і моменти подачі мастила в циліндри двигуна від яких залежать:

- швидкість і шлях руху мастила в каналі й за його межами, а також кількісний розподіл циклової подачі щодо положень поршня в циліндрі;
- розподіл мастила по дзеркалу, а отже і ефективність його використання в двигуні;
- нагари в циліндрах і зноси деталей двигуна.

В дослідженнях момент мастилоподачі визначається за допомогою фотодатчика 8 (рис.2.) на який спрямовано сконцентрований промінь 9.

Проведені експериментальні дослідження [3,4] з використанням стендової установки дозволили визначити дійсний момент подачі мастила різними системами мащення і виявити ті характеристики систем від яких він залежить.

На рис.3 наведений приклад осцилограми процесу мастилоподачі із записом моменту витікання мастила за межі каналу (Мв). Аналіз осцилограми показує, що момент появи мастила на зрізі отвору не має прямого зв'язку з нагнітальним ходом плунжера лубрикатора й відкриттям зворотного клапана.

Витікання мастила (лінія Мв) у циліндр двигуна відбувається як при нерухомому плунжері (лінія Хп), так і при закритому клапані (лінія Хкл). Це є ще одним доказом того, що процесом витікання мастила в циліндр управляє

не лубрикатор, а сукупність умов взаємодії газів з мастилом, що знаходиться у вихідній частині каналу втулки циліндра.

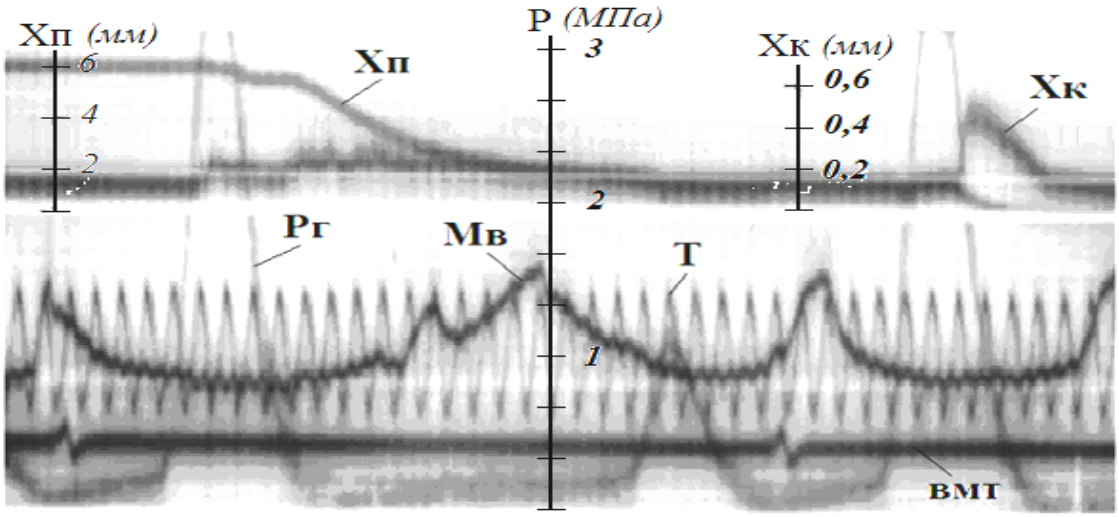


Рис.3. Осцилорама процесу мастилоподачі двигуна MAN-B&W

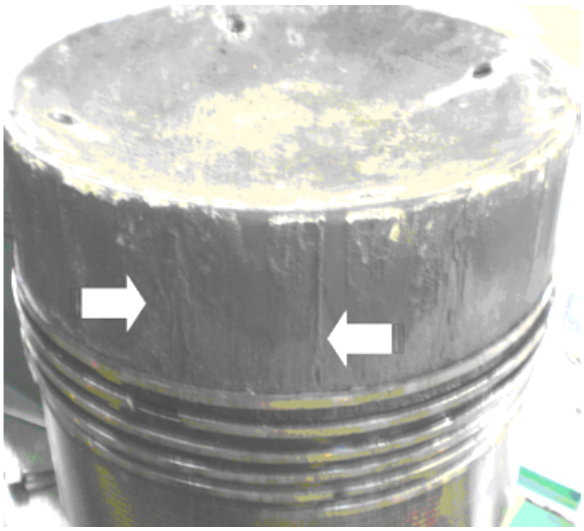


Рис.4. Нагари на поверхні поршня

Рис. 5. Натирання на дзеркалі циліндра

Більше того, існують періоди, коли нагнітальний хід плунжера й відкриття клапана не приводять до витікання мастила з каналу. Мастило, що подається в ці періоди йде на поповнення спустошеного каналу й поява його на дзеркалі циліндра відбувається лише через деякий час, тривалість якого залежить від ступені спустошеності каналу.

Осцилографування процесів, що протікають у системі показує, що відкриття клапана штуцера не означає вихід мастила до кілець, тому що за клапаном є ділянка каналу, яку мастилу необхідно пройти, перш ніж воно з'явиться в зоні мащення пари тертя.

Як показують результати розкриття циліндрів, практично у більшості суднових двигунів є доріжки нагару на бічній поверхні поршня(рис.4) напроти точок підведення мастила, що вказує на вихід мастила концентрованими порціями, які торкаються бічної поверхні головки поршня над першим ком-

пресійним кільцем і погіршують розподіл його в циліндрі. Цей нагар призводить до натираннь на поверхні дзеркала втулки, рис.5, напроти мастильних отворів.

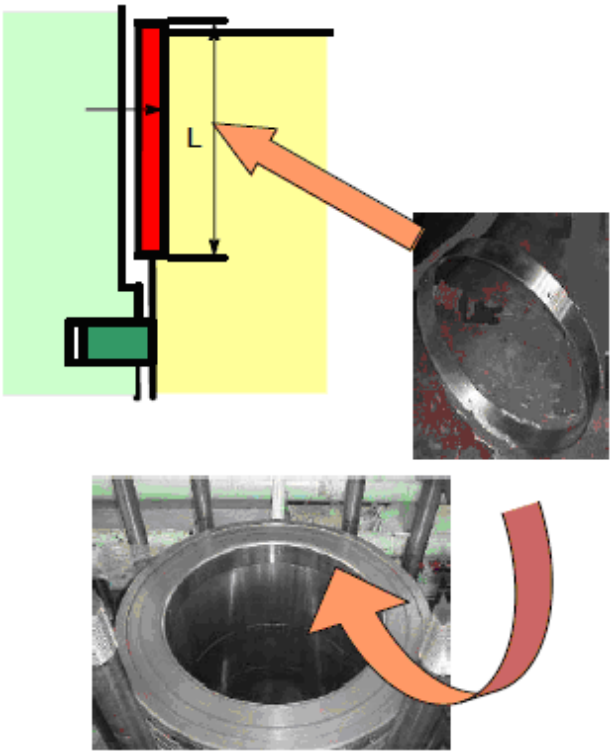


Рис.6. «Протиполіровочне» кільце двигунів RTA

Для видалення нагару з головки поршня на двигунах RTA встановлюється у верхній частині втулки спеціальне кільце (рис.6). Нагар, який знімається в такий спосіб, безсумнівно попадає на поверхні тертя, що у свою чергу збільшує їхнє зношення.

Вихід мастила в циліндри двигунів RTA (як показує осцилографування, рис.7) здійснюється в основному в діапазоні з 85 до 310 град.п.к.в.. При цьому 25-30% мастила надходить у циліндр, коли поршень перебуває вище мастильних отворів і до 70% - при положенні поршня нижче отворів підведення мастила.

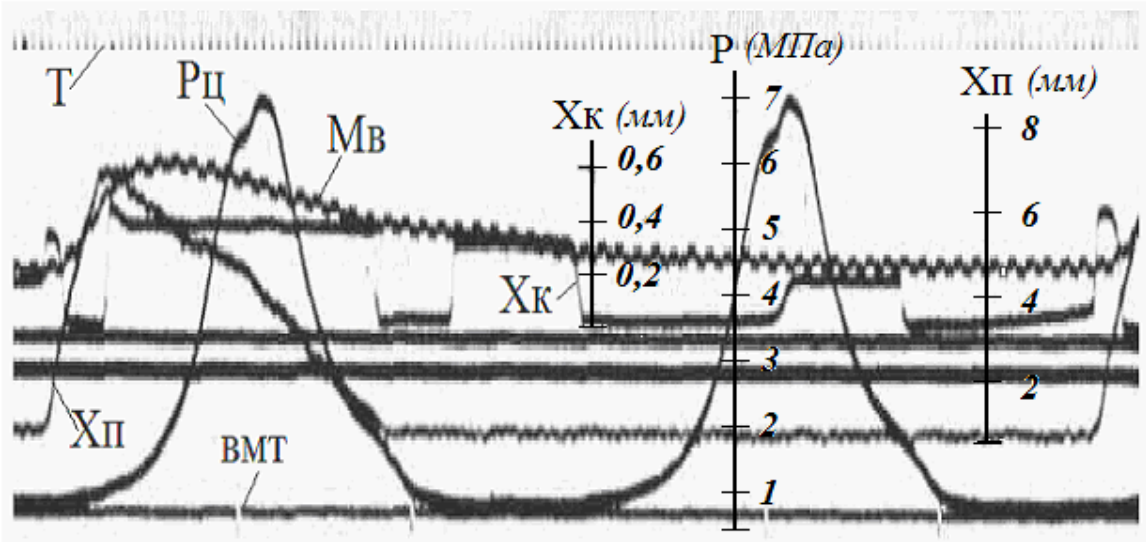


Рис.7. Осцилограма процесу мастилоподачі двигуна RTA

Локалізація натирань на нижній частині циліндрової втулки над її вікнами є ознакою, що вказує на недолік мастила в цій частині втулки при такому кількісному його перерозподілі.

Результати випробувань найбільш поширених системи мащення циліндрів суднових двигунів показують, що існуючі лубрикаторні системи мають ряд недоліків, які знижують ефективність їх роботи й вимагають подальшого вдосконалення систем мащення з метою поліпшення основних характеристик процесу мастилоподачі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Шебанов А.Н. Исследование процесса маслоподачи двухрядной лубрикаторной системой с аккумулированием давления масла / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 31 - Одесса: ОНМА. - С.122-132.
2. Богач В.М. Оптимизация процесса маслоподачи системой смазывания длинноходовых двигателей WARTSILA // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. - 2014. - № 32. - Одесса: ОНМА. - С. 18-28.
3. Богач В.М. Особенности процесса истечения масла в цилиндры судовых дизелей MAN-B&W/ В.М. Богач, А.А. Задорожный, И.Д. Колиев // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. – 2005.- Вып. 14.- Одесса: ОНМА.- С.116-126.
4. Богач В.М. Эффективность электронной системы смазывания цилиндров «PULS» / В.М. Богач // Судовые енергетические установки: науч.-техн.сб. – 2011. - № 28. - Одесса: ОНМА.

УДК 621.431.74

Горшков Е. А., кер.доц. Слободянюк І.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Ремонт головок поршнів суднових дизелів методом плазмової наплавки порошків

Аналіз результатів підконтрольної експлуатації відновлених за різними технологіями деталей ЦПГ показав, що проблема надійності і довговічності СДВС, пов'язана зі зменшенням швидкості зношування і руйнування деталей, ще до кінця не вирішена. Це відноситься, в першу чергу, до сполучення «канавка поршня –кільце –втулка циліндра», яке в 40% випадків визначає міжремонтний період експлуатації вузла циліндропоршневої групи і дизеля в цілому.

З розвитком дизелебудування змінилися умови застосування окремих деталей ЦПГ, змінилася фізико-хімічна природа їх зношування в залежності від потужності двигуна і мастила, якості палива. Однак вплив цих процесів на зношування, поломку і виникнення дефектів канавок головок поршнів в цих умовах при ремонті деталей до цього часу не враховується.

Тому необхідна розробка нових альтернативних технологій зміцнення канавок головок поршнів як нових, при виготовленні, так і при ремонті зно-

шених деталей. Технологія повинна забезпечити відповідні умовам експлуатації фізико-механічні та корозійні властивості робочих поверхонь.

Таким чином, підвищення надійності деталей ЦПГ суднових МОД після ремонту, становить наукову й практичну задачу, що має важливе народногосподарське значення, тому дослідження є актуальними.

Більше всього для вирішення цієї задачі підходить зміцнення робочих поверхонь головок поршнів плазмовою наплавкою порошків. Спроба плазмового наплавлення порошків безпосередньо на торці канавок сталевих головок поршнів МОД не дала позитивних результатів, так як при цьому не забезпечується якість зміцненого шару торця канавок ГП.

Відпрацювання режимів наплавлення здійснювалася на установці УПН-303 в заводських умовах. В результаті проведення експериментів встановлено режим плазмового наплавлення [2] при якому наплавлений шар не має дефектів.

У роботах [1,2] показано, що наплавлений шар нікелевого порошку «Т-Термо». №635 можна рекомендувати як зміцнюючий матеріал торців канавок сталевих головок поршнів головних двигунів СЕУ.

Порошкові матеріали серії «Т-Термо» застосовуються для наплавлення і газотермічного напилення з наступним оплавленням. Це гранульовані порошки на основі нікелевих самофлюсуючі сплавів системи Ni-Cr-B-Si, а також їх суміші з порошками карбіду вольфраму. Порошок випускаються і реалізуються ТОВ «Технологічний Центр« Технікорд »підприємством по ТУ 197-001-58230383-2006.

Відпрацьовано режим плазмового наплавлення, при якому наплавлений шар не має дефектів:

- Сила струму ..... 170÷180 А.
- Напруга на дузі ..... …….30÷33 В.
- Швидкість наплавлення .....2÷3 м / ч
- Витрата порошку .....2 кг / ч.
- Амплітуда коливань ....8 мм.
- Витрата газів:

плазмоутворюючого .....70 л / год,
захисного і транспортуючого .... ,,,,,120 л / год.

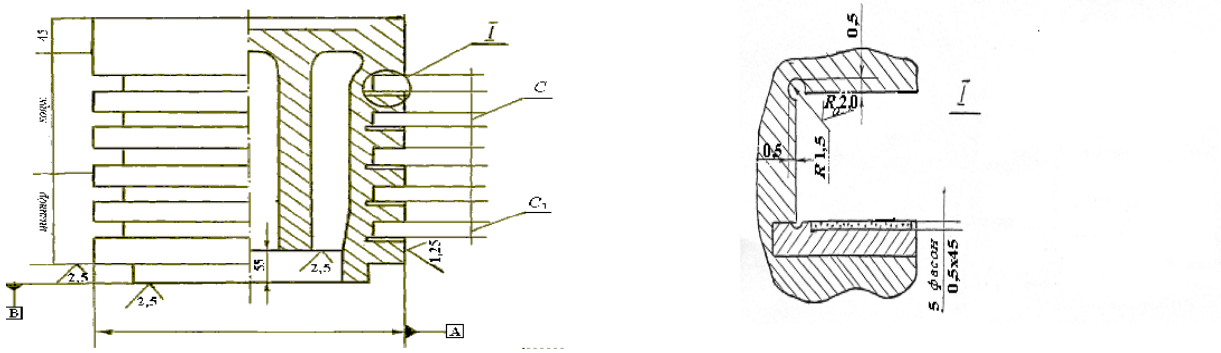


Рис. 1. Ескіз головки поршня МАН після установки протизношувального кільця і кінцевої механічної обробки.

Після закінчення наплавлення проводився відпал при температурі 750ºС протягом 3 годин. Тріщин і дефектів рентгенівським методом і кольоровою дефектоскопією не виявлено.

Твердість наплавленого шару порошку № 635 HRC 54-55, що цілком відповідає поставленим вимогам.

Відновлення зношених поверхонь канавок ГП більш доцільно виконувати методом установки на перемичку заздалегідь зміцнених протизносних кілець.

Висновки

1. Показано, що зменшення ризиків відмов суднового двигуна через знос канавок і поломку кілець є висока твердість і зносостійкість нижніх торців канавок ГП.

2. Для підвищення надійності вузла ЦПГ суднового двигуна рекомендується розробити технологію ремонту канавок ГП, що забезпечує високу твердість (HRC54-55), застосуванням плазмового наплавлення нікелевих порошків.

3. Розроблено конструкцію протизносних кілець під плазмову наплавку і схема ремонту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Апчел В.Н. Повышение надежности цилиндропоршневой группы малооборотных дизелей после ремонта / Апчел В.Н., Слободянюк И.М. // Науково–виробничий журнал Проблеми техніки –№4.–Одеса: 2014. –С: 90-102**.**

2. Апчел В.Н., Повышение долговечности головок поршней судовых дизелей путем упрочнения плазменной наплавкой при ремонте. Апчел В.Н., Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – Вып. 35. – Одесса: ОНМА. – С.82–91.

УДК 621.431.74

Жупанов І. І., кер.доц. Слободянюк І.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Дослідження зносів і пошкоджень втулок циліндрів і поршневих кілець

При ідентифікації працездатного стану поршневого кільця акустичними методами важливо знати пошкодження сполучених деталей, що дозволить встановити вплив цих дефектів на результати діагностування. Тому дослідження зносів і пошкоджень сполучених деталей ЦПГ, виконане при розбиранні вузла безпосередньо на суднах, під час технічного обслуговування, має важливе значення так, як частота акустичного сигналу в значній мірі залежить від дефектів на поверхні деталей і їх шорсткості.

Дослідження поверхонь проведені безпосередньо в рейсі, на двох дизелях, які перебувають в експлуатації. Змащення циліндрів - на двигуні SULZER 7 RTA 62 U (т / х «HUAL AFRICA») здійснювалася за допомогою

звичайного механічного лубрикатора. На двигуні MAN B & W 7S60MC-C (т / х «MORNING CHAMPION») змащення циліндрів здійснювалося автоматизованою системою - «Alfa lubricator »[1].

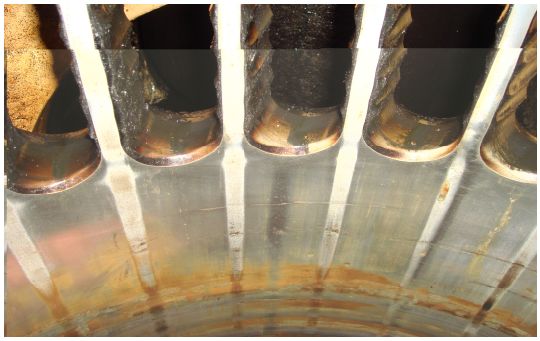
При розбиранні вузла ЦПГ було встановлено, що незалежно від типу системи змащення головною причиною поломки, як правило, 2...4-го кілець, є порушення процесу змазування сполучення «втулка-кільце» при проходженні поршневих кілець зони продувних вікон рис. 1. Порушення змазування по периметру кільця, при малих швидкостях руху поршня, призводить до виникнення умови граничного тертя. Сила тертя по периметру кільця відрізняється в кілька разів, що призводить до його руйнування.

Рис. 1. Поршень двигуна SULZER 7 RTA 62 U з поламаними 3 і 4 кільцями.

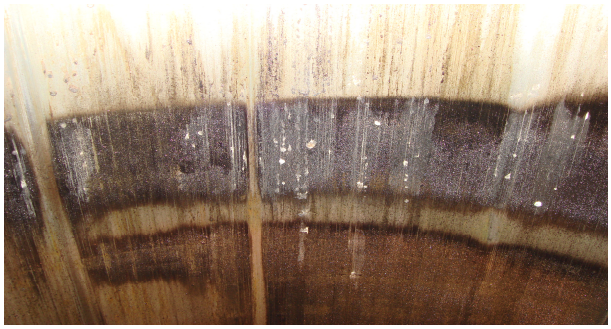
Підтвердженням механізму поломки кілець при проходженні продувних вікон є той факт, що довжина зруйнованих фрагментів кілець дорівнює відстані між продувними вікнами або кратна йому. Це чітко видно на рис. 1, на якому 3-е і 4-е кільця поламані. Поламане 4-е кільце складається з таких сегментів.

Таким чином, дослідженнями, проведеними на дизелях SULZER 7RTA 62U і MAN B & W 7S60MC-C з різними системами подачі мастила встановлено, що головною причиною поломки кілець є порушення процесу змазування перемичок втулок.

Дослідження поверхні перемичок між вікнами втулок показало, що в деяких випадках на перемичках утворюється білий шар, що показано на рис. 2а.



а



б

Рис. 2. Поява білого шару на перемичках втулок циліндрів (а) і ділянками графітізації, слідами схоплювання, а також виривання ділянок поверхневого шару матеріалу втулки (б).

Нагрівання дзеркала циліндра в експлуатації приводить до графітизації втулки. На малюнку 2 б видно вихід графіту з чавуну і його розподіл по дзеркалу циліндра.

В даному випадку може статися короткочасне поліпшення умов змазування за рахунок вільного графіту чавуну, що ускладнює процес ідентифікації технічного стану поршневого кільця. Подальший розвиток цього процесу призводить до руйнувань у вигляді виривання ділянок поверхневого шару матеріалу втулки площею 0.5 ÷ 3,5 см^2.

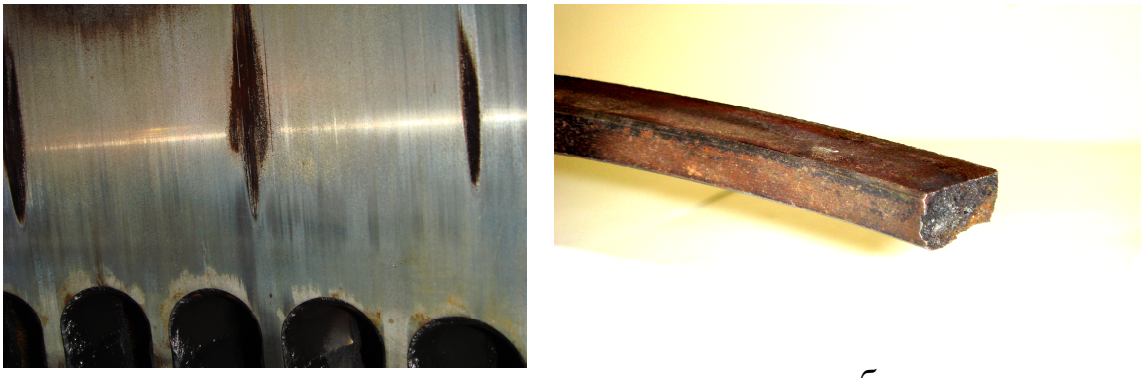
На деяких втулках двигуна SULZER 7 RTA 62 U в районі продувних вікон спостерігаються задираки глибиною 2-2,5 мм (рис.3), які утворилися при взаємодії з замком кільця. Це свідчить про те, що в результаті порушення процесів змащування почали розвиватися негативні явища і на робочих поверхнях струмків поршнів і на самих кільцях. Характерним для даного режиму роботи є втрата рухливості кільця.

Поломка поршневого кільця (Рис.3б) двигуна відбувається в результаті деформації зрізу. Слідів перегріву на кільці немає.

Проведений металографічний аналіз показав, що кільце складається з сірого чавуну, основа якого має ферито-перлітну структуру. Твердість кільця

НВ 2770. Величина шорсткості поверхні кільця і ребер втулки циліндра після підробітки Ra 0,4 ÷ 0,6.

Отримані результати необхідно враховувати при розробці методики ідентифікації працездатності поршневих кілець методом віброакустичної діагностики.



а б

Рис. 3. Схоплювання другого роду на дзеркалі втулки циліндра SULZER 7 RTA 62 U (а) і частина поламаного поршневого кільця (б).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Слободянюк Д. І. Удосконалення методів ідентифікації технічного стану поршневих кілець суднових МОД / С. А. Ханмамедов, Д. І. Слободянюк // Суднові енергетичні установки: зб. науч. тр. / ОНМА. - Одеса, 2011. - № 27. - С. 64-73.

УДК 629.12.565.3

Никитюк С.Е.., Симків Я.О., кер.доц.Журавльов Ю.І.
Національній університет «Одеська морська академія»

Шляхи підвищення відмовостійкої підшипників ковзання колінчастих валів суднових среднеоборотних дизелів

Анотація

Розглянуті причини відмов колінчастих валів суднових среднеоборотних дизелів. Встановлено, що основними причинами відмов колінчастих валів є знос і задир шийок. Задир шийок і розплавлення антифрикційного шару вкладишів часто приводять до деформації колінчастих валів, рідше — до поломки валу. Для підвищення надійності колінчастих валів пропонується формувати на їх поверхнях металокерамічні покриття, які дозволяють істотно зменшити величини зносу трибосполучень.

Ключові слова: колінчастий вал, відмова, знос, задир, надійність.

Abstract

The article discusses the causes of failures of crankshafts marine medium-speed diesels. It was found that the main causes of failures of crankshafts are wear and seizure necks. Bullies necks and melting the sliding layer liners often lead to deformation kolenchath shaft, at least — to break the shaft. To improve the reliability of crankshafts proposed to form on their surfaces cermet coatings that can significantly reduce the amount of wear.

Keywords: crankshaft, wear, scuffing, reliability.

В процесі експлуатації суднових дизелів періодично виникає порушення їх нормального функціонування із-за відмови трібоузла «шейку колінчастого валу – вкладиш підшипника». Причинами відмов є зношування і деградація поверхонь тертя унаслідок фізичних і хімічних процесів, що відбуваються в трібовузлі, а також порушення правил технічної експлуатації двигуна або відмови фільтрів очищення мастила. Вживання обгрунтованих заходів по запобіганню раптовим відмовам підшипників колінного дозволяє забезпечити надійність та безпеку дизеля у цілому.

Складність рішення даної задачі обумовлена слабкою формалізацією відомостей про відмови підшипників колінчастих валів, закономірності і залежності їх походження і розвитку. Знання про розвиток дегроадаційних процесів – причини руйнувань і пошкоджень елементів трібоузла, охоплюють широкий круг галузей знань (металознавство, тріботехника, механіка руйнування і так далі), відомості про пошкодження і аварії носять описовий характер. У зв'язку з цим лише фахівець, що володіє великим досвідом роботи в даної області і широким кругозором, може обгрунтовано встановити причину конкретної відмови. Вирішення даної проблеми можливе на основі аналізу видів, причин і наслідків відмов підшипників колінчастого валу.

Мета роботи – визначення видів, причин і наслідків відмов підшипників колінчастих валів суднових среднеоборотних дизелів для розробки заходів щодо підвищення їх надійності.

Знос поверхонь тертя трібоузла «шейку колінчастого валу – вкладиш підшипника» надають вирішальний вплив на його довговічність, працездатність і виникнення аварійних ситуацій на двигуні.

Для виявлення причин відмов підшипників колінчастих валів дизелів необхідно проаналізувати умови їх роботи і процеси, що відбуваються в трібосистеме «шийка колінчастого валу – вкладиш підшипника – мастило». Процеси, що відбуваються в трібосистеме і схемі розвитку її відмови (дерево несправностей), заснованій на логічній діаграмі, що відображає несправності системи, приведений на рис. 1.

Основними видами зношування шийок колінчастих валів і вкладишів підшипників є [1-4]: абразивний, утомлююче і окисне, рідше - зношування при заїданні (адгезійне) і ін. Різноманітність видів зношування і умов їх виникнення і розвитку визначається параметрами механічних впливів на поверхні тертя і триботехнічними властивостями сполучення. До основних факторів, що визначають швидкість зношування і протікання фізико-хімічних процесів при терті в умовах граничної або змішаної мастил, відносяться: величина прикладеного навантаження, швидкість взаємного переміщення, мінімальна товщина масляного шару, кількість і дисперсність механічних домішок в моторному маслі, температура в зоні тертя і сумісність і властивості матеріалів, що труться.

Найбільш важливими факторами процесу тертя є циклічні механічні та температурні впливи, пов'язані із взаємодією микронеріностей сполучених поверхонь, а також локальні деформації в поверхневому шарі.

Питоме навантаження при терті робить досить істотний вплив на особливості та інтенсивність протікаючих фізико-хімічних процесів, що відбуваються в поверхневих шарах матеріалів трибосполучень, тому, що визначає площу фактичного контакту поверхонь, що труться в умовах тертя при граничної мастилі. Величина зносу пропорційна навантаженні. Збільшення питомої тиску призводить до зростання глибини поверхневих шарів, які беруть безпосередню участь в процесі тертя, що призводить до зростання інтенсивності зношування трибосполучень. При досягненні критичних значень питомого навантаження відбуваються якісні зміни процесів взаємодії контактуючих поверхонь і перехід від одних видів зношування до домінуючого адгезійного.

Інтенсивність зношування поверхонь тертя залежить від ряду факторів, обумовлених особливостями конструкції двигуна, умовами його експлуатації, технічним станом двигуна, якістю застосовуваного палива і масла і т. п. На швидкість зношування трибосполучень «шийка колінчастого вала - вкладиш підшипника» великий вплив мають триботехнічні властивості моторного мастила: в'язкість, концентрація механічних домішок, їх дисперсний склад, потрапляння палива в мастило, угар мастила і т. д.

Абразивний знос деталей ДВС відбувається внаслідок попадання твердих частинок забруднень в шар рідкого мастила, що розділяє поверхні тертя. Зі збільшенням концентрації і розмірів частинок в моторному мастилі зростає знос деталей двигуна.

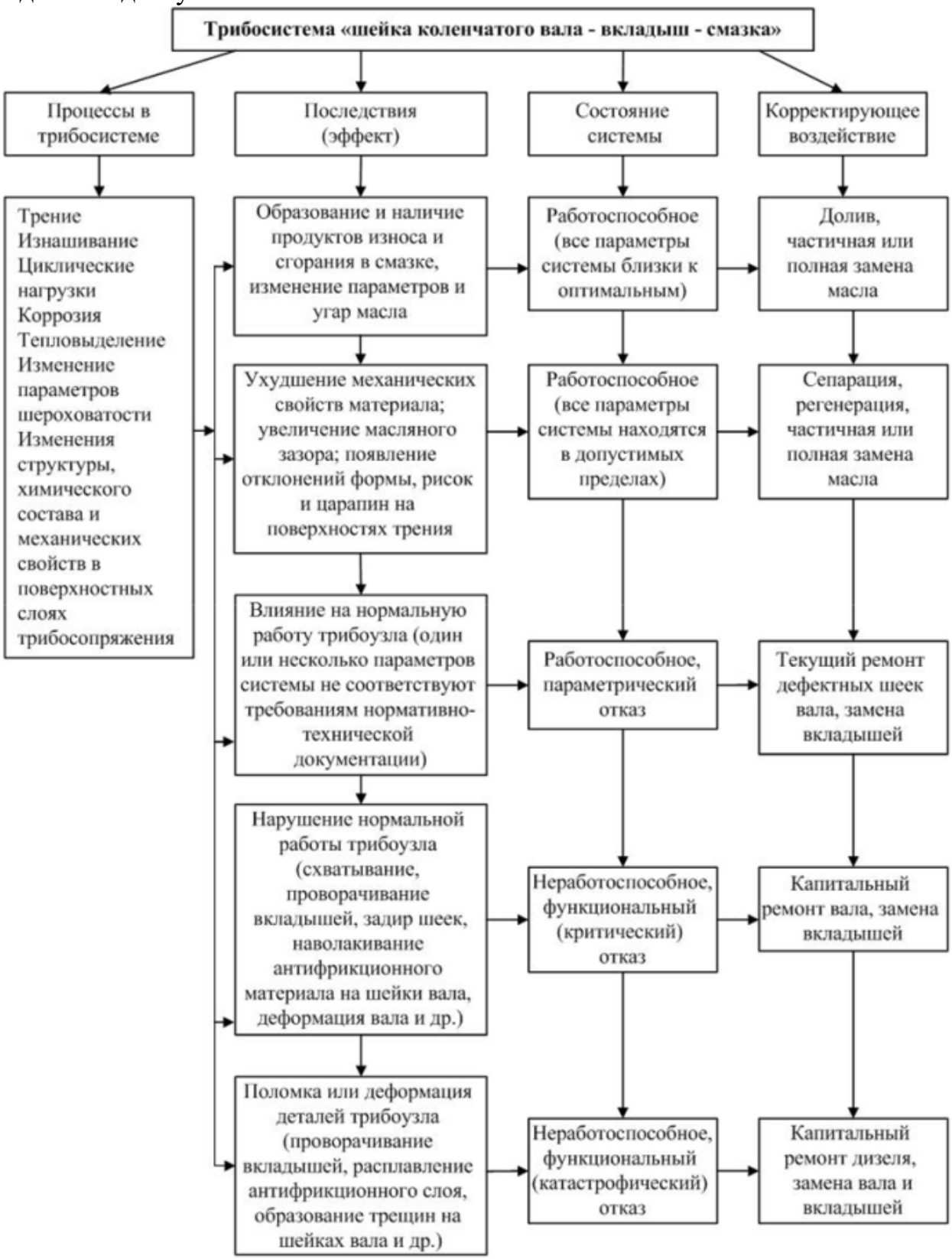


Рис. 1. Процеси, що відбуваються в трібосистеме «шийка колінчастого валу – вкладиш підшипника – мастило» і схема розвитку її відмови (дерево несправностей).

Кількість механічних домішок і продуктів зносу в працюючому мастилі СОД суттєво залежить від виду палива, на якому працює дизель - важке або дистиллятне. При роботі дизелів на важких сортах палива в моторному мастилі значно більше механічних домішок (в середньому 0,51-1,0 мг / кг) в порівнянні з моторним мастилом двигунів, що працюють на дистилятному паливі (середньому 0,10-0,25 мг / кг).

Швидкість зношування трібовузла також залежить від розміру абразивних частинок в моторному мастилі, розмір яких знаходиться в межах 2,5-20,0 мкм. Причому в міру збільшення їх розміру до критичної величини швидкість зростає, а потім знижується внаслідок їх інтенсивного дроблення. Максимальний знос спостерігається, коли розмір часток на 7-10 мкм перевищує мінімальну товщину масляного шару тобто складають 8,5 мкм для дизеля 2ДС4 і 16,8 мкм для 9ZL 40/48 [3].

Максимальний знос в трибосполученнях розташовується в зоні мінімальної товщини масляного шару і в результаті формується овальність шийок колінчастого вала. Зі збільшенням масляного зазору мінімальна товщина масляного шару знижується і перевищує критичну (товщина шару, при якій поверхні тертя сполучених деталей починають стикатися вершинами мікровиступів). Товщина масляного шару перевищує критичну тільки при величинах, відповідних установчим зазорам в сполученні, причому часто лише при їх мінімальних значеннях. Наприклад, для двигуна 8ZL 40/48 при зазорі в мотилевому підшипнику 0,2 мм (установчий зазор 0,20-0,34) мінімальна величина масляного шару становить 8 мкм, а критична величина масляного шару всього 6,5 мкм, при збільшенні зазору до 0,285 мм мінімальна величина масляного шару складає всього 3 мкм, яка істотно менше критичної, тобто в сполученні висока ймовірність зношування при заїданні. Слід мати на увазі, що гранично припустимий зазор в сполученні становить 0, 55 мм. Таким чином, нормальні умови роботи сполучення «шийка колінчастого вала - вкладиш підшипника» забезпечуються при зазорах до 0,22 мм.

Швидкості зношування шийок колінчастих валів СОД суттєво залежить від напрацювання трибосистеми: максимальна величина для всіх типів дизелів спостерігається протягом 1 тис. годин, тобто в період підробітки і коливається в інтервалі 2,9-22,5 мкм / тис. год. для різних марок двигунів, потім поступово знижується і стабілізується при напрацюванні понад 4 тис. год. в інтервалі 1,5-5,2 мкм / тис. год. [5] для дизелів, що працюють на дизельному паливі, і 5,6-9,2 мкм / тис. год. - для дизелів, що працюють на важких сортах палива [3]. Швидкості зношування шийок колінчастих валів після підробітки мають значно менші величини в порівнянні зі швидкостями зношування вкладишів. Значний період підробітки шийок колінчастого вала (близько 4 тис. год.) пояснюється тим, що основну частину часу вали працюють в умовах тертя при гідродинамічної мастилі.

Слід зазначити, що між величиною зносу трібовузла і ймовірністю виникнення зношування при заїдання і подальшого задиру шийок колінчастого

вала існує якісний зв'язок в умовах тертя напіврідинних і граничної мастил [6]. Аналіз аварійних ситуацій показав, що найбільш часто заїдання і задир шийок виникає при пуску двигуна на оборотах 50-75% номінальних, тобто коли режим тертя при змішаній мастилі і масляний шар менше критичного або в мастилі міститься підвищена кількість механічних домішок. Висока швидкість ковзання і навантаження в умовах контакту поверхонь призводить до підвищення температури в зоні тертя і до зниження механічних властивостей поверхневих шарів матеріалів сполучених деталей і їх триботехнічних параметрів, а також зносу оксидних плівок і схоплюванню ювенільних поверхонь.

Таким чином, основною причиною відмов підшипників ковзання колінчастих валів СОД є абразивне зношування, в першу чергу мотильових шийок колінчастого вала і вкладишів з гальванічним антифрикційним шаром, що обумовлено наявністю абразивних частинок в моторному мастилі, завищеними мастильними зазорами в сполученні, які в свою чергу призводять до контакту поверхонь деталей в режимі роботи дизеля, навіть на номінальній і близькою до номінальної частотах обертання двигуна.

Крім того, внаслідок збільшення параметрів шорсткості шийок через абразивне зношування (наявності рисок і подряпин) зростає величина критичного масляного шару, необхідна для уникнення контакту поверхонь тертя. Контактування поверхонь тертя на частотах обертання двигуна понад 50% номінальної внаслідок високих швидкостей ковзання різко підвищує ймовірність схоплювання і переходу до адгезійною зношування і як наслідок - до задиру шийок, проворачиванню вкладишів, деформації колінчастого вала, рідше - до розплавлення антифрикционного шару і поломки колінчастого вала.

Висновки

Для підвищення відмовостійкості підшипників ковзання колінчастих валів СОД і зниження ймовірності аварій двигуна через задирів шийок необхідно формувати на їх поверхнях металокерамічні покриття, які дозволяють істотно зменшити параметри шорсткості і коефіцієнта тертя, і як наслідок - до зниження енергетичного рівня контактного взаємодії поверхонь, що труться, і величини зносу трибосполучень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Леонтьєв Л. Б., Токлікішвілі А. Г. Дослідження причин відмов колінчастих валів суднових середньооборотних дизелів // Збірник наукових праць SWorld. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Перспективні інновації в науці, освіті, виробництві і транспорті '2012». - Випуск 2. Том 2. - Одеса: КУПРІЄНКО, 2012. С. 37-39.

2. Леонтьєв Л. Б., Юзов А.Д. Підшипники колінчастих валів суднових дизелів. - Владивосток: ДВГМА, 2000. - 173 с.

3. Кіча, Г.П. Ресурсозберігаюче маслоіспользованіе в суднових дизелях / Г.П. Кіча, Б.Н. Пермінов, А.В. Надьожкін. - Владивосток: Мор. держ. ун-т, 2011. - 372 с.

4. Захаров С.М., Нікітін А.П., Загорянский Ю.А. Підшипники колінчастих валів тепловозних дизелів. - М .: Транспорт, 1981. - 181 с.

5. Яхьяев Н.Я. Прогнозування працездатності суднових двигунів внутрішнього згоряння по зносу деталей у вузлах тертя. Дис. на соіск. д.т.н. ДДТУ, Махачкала, 2003. - 295 с.

6. Захаров С.М., Жаров І.А. Трибологичні критерії оцінки працездатності підшипників ковзання колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння // Тертя і знос, 1996, Т. 17, №5. - С. 606-615.

УДК 629.12.568.5

Бойко В.В., кер.доц.Журавльов Ю.І.
Національній університет «Одеська морська академія»

Способи відновлення працездатності сполучень деталей суднових дизелів

Залежно від причин возниковения дефекти сполучень деталей суднових дизелів підрозділяють на:
1) Експлуатаційні, такі, що є результатом нормального фізичного зносу;
2) Конструктивні, виникаючі із-за помилок, допущених при розрахунку міцності, виборі матеріалів, допусків і посадок, режиму термообробки;
3) Виробничі, які відбуваються із-за відхилень від технології виготовлення або ремонту, недотримання технічних умов креслень і тому подібне
4) Аварійні, виникаючі при відступі правил технічної експлуатації, судноводіння або стихійних

Експлуатаційні дефекти зазвичай з'являються поступово, тому їх можна своєчасно виявити і усунути в суднових умовах. Головне завдання полягає в тому, щоб спрогнозувати назріваючі дефекти і збільшити довговічність роботи сполучення. У суднових деталях характер кожного сполучення задається у вигляді певної посадки. У рухливих сполученнях посадка визначає свободу відносного переміщення деталей, а у нерухомих - міцність їх взаємного з'єднання. Рухливі посадки характеризуються величиною проміжку, а нерухомі - натягом. Отже, причину порушення працездатності деталей і механізмів треба шукати в порушенні працездатності окремих сполучень.

Якщо окремі деталі і механізми перестають задовольняти вимогам, що пред'являються до них, то це означає, що у вузлі з'явилися несправності, потрібно ремонт. Одним з критеріїв необхідності ремонту зв'язаних деталей є їх граничний знос, при якому подальша нормальна робота цих сполучень неможлива.

Експлуатаційні випробування сполучень деталей СТС дозволили знайти основні показники зношування деталей - кількісну величину зносу, швидкість і

темп зношування (відношення величини зносу до одиниці вироблення вузла). Знос машини, який визначається як відношення фактичного терміну служби або виконаного вузлом об'єму робіт до середніх або нормативних термінів або об'ємів робіт. Міру зносу визначають з метою встановлення вартості машин на який-небудь певний момент. Крім того, знос одних деталей часто спричиняє за собою підвищений знос зв'язаних з інших.

Переважаючим є механічне зношування. Зношування деталей може бути природним і форсованим. Природне зношування виходить в результаті старіння машини (у зв'язку з цим відбувається зміна физико-механических властивостей металу і тертя, порушення проміжків в поверхнях деталей, що сполучаються), різних теплових і хімічних дій середовища. На рис.1 процес зношування деталей представлений графічно. По горизонтальній осі відкладається час роботи деталі в годиннику, а по вертикальній - знос деталі в мікронах. Крива зношування має ділянку ОА (період приробления деталі), ділянка АВ (період нормального природного зношування) і ділянка ВС (період форсованого зношування деталі.

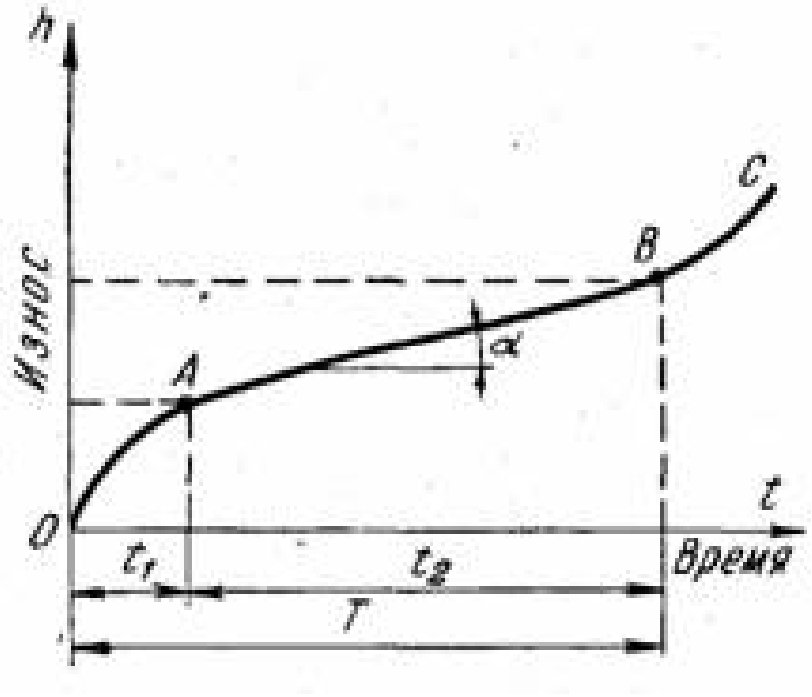


Рис.1.Крива механічного зношування :
t1- час, в течії якого відбувається приробления; t2 - час зношування до граничного стану; Т- час праці до капітального ремонту; α - кут нахилу кривої на ділянці АВ, що характеризує швидкість зношування деталей.

Впродовж першого періоду експлуатації вузла машини - періоду приробления зв'язаних деталей - зношування поверхонь, що труться, відбувається інтенсивно. За деякий час t1 поверхні деталей, що труться, готуються до сприйняття експлуатаційних навантажень. Нові деталі мають поверхні зі значними нерівностями, а, отже, і невелику площу зіткнення. У міру приробления ці нерівності згладжуються, фактична площа контакту збільшується, і швидкість зношування зменшується.

В процесі приробляння деталей режим роботи машини має бути полегшений, інакше велике тепловиділення в зонах тертя може привести до сплаву і відриву часток металу зв'язаних поверхонь. При цьому мастило розріджується і рясно забруднюється металевим пилом. До кінця приробляння швидкість наростання зносу зменшується, наближаючись до деякої постійної величини. На ділянці АВ знос триває, але інтенсивність його за нормальних умов роботи сполучення незначна. Відрізок часу t2 відповідає більшій частині роботи механізму, коли знос наростає рівномірно, майже по прямій лінії.

У міру зношування деталей проміжки в рухливих сполученнях збільшуються, викликаючи додаткові динамічні навантаження і погіршення умов змазування поверхонь, що труться. Після досягнення деякої величини зносу (ділянка кривої від точки В і далі) швидкість зношування різко збільшується, і настає третій період роботи зв'язаних деталей, що характеризується різким збільшенням зносу і неприпустимим збільшенням проміжку в сполученнях. У цей період змінюються геометрична форма деталей і умови роботи поверхонь тертя. При цьому рідинне тертя може перейти в пограничні області і викликати виплавлення антифрикційного сплаву у підшипників, утворення задирів на поверхнях, що труться, і т. д., тому подальша експлуатація деталей небажанна.

Такий знос, при якому експлуатація деталі робиться неможливою або неприпустимою, називається граничним. Допустимими називаються розміри і інші характеристики деталі, при яких деталь може бути використана в машині без ремонту. Їх визначають виходячи з граничних розмірів зносу деталей. Двигуни можуть бути тронковыми (коли шатун безпосередньо приєднується до поршня) і крейцкопфами (коли верхня частина шатуна приєднується до крейцкопфа - спеціальної ковзаючої конструкції, яка з'єднується з поршнем штоком). Двигуни крейцкопфів дозволяють понизити знос циліндра і поршня, оскільки вони звільнені від бічних зусиль; зате тронковые двигуни набагато менше за розміром і вазі.

Найбільш відповідальних елементів остову належать циліндри. Циліндри можуть бути виготовлені: суцільносталевими з механічно обробленими ребрами, чавунними з відлитими ребрами, складеними, - із сталевої гільзи з напресованою алюмінієвою обребреною муфтою або з развальцованными біля основи алюмінієвими напівкільцевими ребрами. Одним з дефектів поршнів, що найчастіше зустрічаються, являється перегрівання днища, зухвалу відпустку матеріалу, погіршення його механічних властивостей і втрату твердості. Втомні тріщини виникають найчастіше в районі бобышек у поршнів тронкового типу із-за зносу отвору під поршневим пальцем.

Задир поршня

Причинами задиру, особливо у швидкохідних ДВС, являються проникнення газів в картер із-за зносу або пригорання поршневих кілець, що супроводжується появою шару нагари на стінках поршня або перекіс деталей групи руху. Задир небезпечний тим, що момент його виникнення зафіксувати

майже неможливо, і зазвичай виявляються лише наслідки задиру.

Знос направляючої частини поршня

Знос направляючої частини поршня відбувається нерівномірно і, головним чином, в площині гойдання шатуна через дію сили N, внаслідок чого з'являється овальність. Нерівномірний знос поршня по довжині визначається, головним чином, мірою перекосів в деталях групи руху.

Характер зношування поршнів, поршневих пальців і поршневих кілець. Зношування направляючої частини поршня у тронкового ДВС відбувається нерівномірно і головним чином в площині гойдання шатуна через дію нормальної складової сили тиску газів, внаслідок чого з'являється овальність. Сталеві голівки поршнів малооборотних дизелів усіх типів, литі сталеві і складені поршні із сталевими голівками среднеоборотных дизелів відновлюються шляхом двостороннього наплавлення кільцевих канавок износо -, жаро - і корозійностійким матеріалом і наплавлення жаро - і эрозионностійкою сталлю днища голівки поршня. На поршні методом газотермічної металізації наноситься шар металу до 2-ух мм на сторону. Таким чином, забирається эллипсность і виходить деталь з новими геометрією і характеристиками.

Відновленню підлягають поршні, що не мають зносу розточувань під поршневий палець, тріщин і сколов по міжкільцевих перемичках, спідниці поршня і бобышкам, задирів на бічних поверхнях, тріщин по днищу поршня При виборі методу наплавлення поршнів випробувані аргоно-дуговой спосіб наплавлення неплавким електродом змінним струмом і плазмовий - постійним струмом зворотної полярності. Якість наплавлення поршнів в першу чергу визначається надійністю роботи плазмотрона.

Наплавленням відновлюють першу верхню канавку поршня. Тому при наплавленні використовують мідне теплосъемную оснащення, яке служить для кріплення поршня в обертачі в процесі наплавлення, захисту від дії плазмової дуги перегородок сусідніх канавок і інших поверхонь поршня, що не наплавляються, а також оберігає його від перегрівання, що сприяє зменшенню залишкової деформації. Теплз’ємне оснащення виконане у вигляді двох роз'ємних мідних півкілець завтовшки не менше 10 мм і шириною 50-100 мм окремо для кожного поршня відповідно до його розмірів і форми.

Можна запропонувати спосіб відновлення канавок поршнів імпульсно-дуговим наплавленням в аргоні. В якості наплавлювального металу застосовують порошкову стрічку перерізом 7х0,3 спеціального складу, яку розташовують під кутом до осі канавки. Наплавлення виконують за один оборот поршня. В процесі наплавлення застосовують мідний водоохолоджуваний радіатор, виконаний у вигляді двох щільно прилеглих до поршня обойм. Призначення радіатора - зменшити залишкову деформацію поршня з сусідньою канавкою і збільшити швидкість охолодження поршня з метою отримання сприятливішої структури. У з'єднанні поршня отвір - поршневий палець переважає знос отвору, який можна відновлювати способом електро-

натирання з використанням спеціальної анодної голівки і застосуванням железоалюминиевых електролитів.

Поширений спосіб відновлення цього соединения- роздача заздалегідь поршневих пальців, що відпалюють, на збільшений ремонтний розмір. Роздачу здійснюють на гідравлічних пресах із застосуванням спеціальних пуансонів. Після роздачі пальці гартують ТВЧ при нагріві до температури 800-820°З і подальшому охолодженні в олії і потім відпускають при температурі 200-220°С. Остаточну обробку пальців виконують на безцентрово-шліфувальних верстатах.

У суднoремонтному виробництві для нарощування діаметру пальців на 0,1-0,2 мм нерідко застосовують хромування. Найраціональніше відновлювати поршневий палець способом гідротермічної роздачі. Суть способу полягає в тому, що на установці ТВЧ палець нагрівають в індукторі до температури 780-830°З впродовж 20-25 с. Потім палець затискають в установці для роздачі і охолоджують впродовж 15 з, пропускаючи через внутрішній отвір охолоджувальну воду. В результаті різниці охолодження зовнішньої і внутрішньої поверхонь зовнішній діаметр пальця збільшується на 0,15-0,2 мм.

UDC 621.436.052

Boshtan I. ,Sotnikov N., *Scientific adviser Lebedev Boris Ph.D.*
National University "Odessa Maritime Academy"

Repair of parts of marine equipment with non-volatile soldering and welding tools

When maintaining **parts of marine equipment** problems associated with the repair of these mechanisms arise, which can be carried out by restoring (welding) the integrity of the broken parts and by restoring worn work surfaces (surfacing).

If the vessel is decommissioned for scheduled repair, the problem of the equipment is solved relatively easily due to ship repair plants. If the vessel is under operation, and there is a need for repair works mentioned above, there are difficulties, both with the availability of equipment and with the availability of qualified personnel.

Repair of working surfaces can be made not only by the material similar to the material of the part, but also by new materials having higher performance characteristics.

The purpose of this study is to determine the possibility of such work with the help of thermochemical soldering-welding and heating resources that do not require high qualification of personnel and can work regardless of the availability of special. equipment and external energy sources.

Attempts to create a suitable welding rod refer to 1938.

The rods were created on the basis of standard thermite mixtures of iron-aluminum termite.

However, attempts to obtain a satisfactory weld were unsuccessful.

Currently, the following mixtures are used in soldering and welding rods:

poured (ρ=0.8 g/cm^3), used mainly for crucible soldering-welding;

compacted (ρ=0,8 - 2 g/cm^3) in the combustible and fireproof shells used mainly for soldering, soldering-welding, welding, surfacing, spraying and cutting of metals,

pasty (ρ = 2 - 2.5 g/cm^3) hardening and non-hardening used for the same purpose as compacted mixture,

pressed (ρ=2,5 - 4 g/cm^3) in the form of tablets, checkers, sets of checkers and tablets in shells and without shells used for soldering-welding.

The basis of the performance of the welding pencil was the following:

- the power of thermite pencils of copper-steel system, made of compacted technological exothermic mixture, is up to 20 kW when welding metal thickness up to 10 mm;

- the maximum efficiency of the thermite pencil is obtained (the coefficient of thermal activity of the thermite metal is much greater than the coefficient of thermal activity of the welded metal);

- heat saturation before the temperature of the welding pencil Lebedev (system copper-steel) is within the acceptable limits;

- copper is used as a thermite metal. This allows welding thicknesses up to 10 mm.

In the manufacture of soldering and welding rods it is necessary that their energy characteristics are close to the characteristics of the stationary one. To achieve this, it is necessary to take into account the nature of surface heating during the operation of the thermochemical welding rod, namely the fact that the surface heating is carried out by liquid metal, gas jet and radiation. The thermal power of the rod on the basis of these representations can be accurately calculated by the expression

$$q = \frac{3 \cdot T \cdot \varepsilon \cdot D^{1.05} \cdot v^{0.5}}{\eta \cdot \exp\left(\frac{-z^2 \cdot v}{4 \cdot a \cdot D}\right)} \quad (1)$$

where T - is the temperature C°, ε - is the coefficient of thermal activity - J / m^2 K$^{0.5}$; D - diameter of the rod - m, v - speed of movement of the rod along the seam - m/s; Z - thickness of the welded metal - m; a - coefficient of thermal conductivity m^2 / s; η - efficiency.

The efficiency of the thermite rod will be:

$$\eta = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_T + \varepsilon_M} \quad (2)$$

here ε_T and ε_M are the coefficients of thermal activity of the metal from the core of the exothermic reaction and the metal of the welded part.

The calculation results obtained by the formula 1 are well added up with the calculations of heat transfer obtained by the classical formula of the theory of thermal conductivity:

$$T(x,\tau)=\left[\frac{K_\varepsilon}{1+K_\varepsilon}\cdot\left(1+\frac{1}{K_\varepsilon}\cdot erf\frac{x}{2\cdot\sqrt{a\cdot\tau}}\right)\right]\cdot T_0 \quad (3)$$

here: K_ε - criterion characterizing the thermal activity of the welding rod in relation to the welded metal; τ - the time elapsed since the contact; a - coefficient of thermal diffusivity m^2/s;

Calculations by the formulas (1) taking into account the formula (2) and the formula (3) for the power of the welding rod show that for heating to the same temperature of samples of the same thickness, the thermite rod with iron termite must have a capacity of 1.4 times greater than the same rod with copper termite. What explains the use of copper alloys as a filler material in welding or soldering.

As we can see from the calculations, it is difficult to obtain high heating temperatures of the welded material by using a rod with iron termite. If we consider

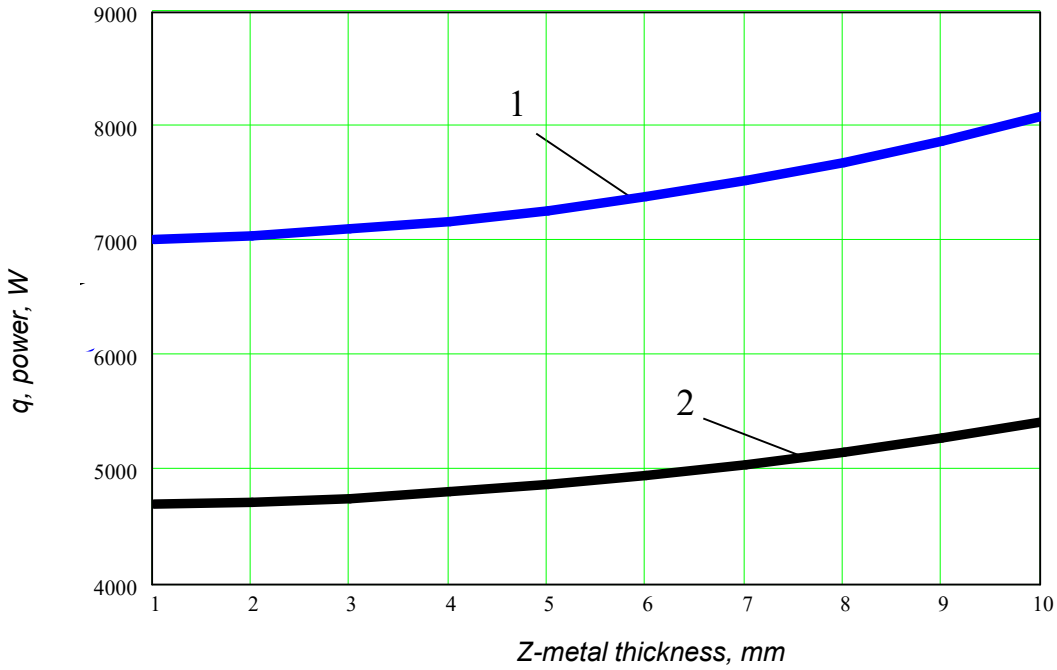


Figure 1. The required thermal power of the thermite rods, emitting copper-2 and steel-1, for welding-cutting steel

that for the surfacing of iron-carbon alloy products, the heating temperature should be 1550 ^{0}C, then the failures that accompanied the surfacing with thermite rods on the basis of a standard iron termite become clear. Fig. 1 shows the values of required capacity in the heating of samples of steel 1020 with different thickness of the thermite rods, on the basis of iron and copper termites.

The experience gained so far allows to raise the question of the use of these devices (pencils) for the repair of ship mechanisms without decommissioning the vessel.

УДК 621.431.74

Гнатюк Б.І, Паладій О.М.., кер.ст.викл. Мельник О.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Особливості і технологія зварювання чавуну

Чавунами називають залізовуглецеві сплави зі змістом вуглецю понад 2,14%. Звичайний чавун являє собою сплав заліза вуглецю і кремнію, що містить вуглецю від 2,5 до 4%, кремнію від 1 до5% у комбінації з різними кількостями марганцю, сірки і фосфору. Іноді при цьому є один або декілька спеціальних легуючих елементів ткі, як нікель, хром, молібден, ванадій, титан і інші.

Чавун є дешевим матеріалом, що має високі ливарні властивості і сплавом, який, завдяки ряду інших особливих властивостей, знайшов широке застосування в народнім господарстві, особливо в машинобудуванні. Чавуни одержали велике поширення при будуванні та при ремонту суден, суднових деталей. З їхнім зварюванням доводиться зустрічатися, головним чином, при виправленні з`єднання чавунного лиття, при ремонті чавунних деталей та інше. Якісно виконана зварюване з`єднання повинне мати необхідний рівень механічних властивостей, щільність (непроникність) і задовільно оброблятися різальним інструментом. Залежно від умов роботи з`єднання, до нього можуть пред'являтися і інші вимоги .

Зварювання чавуну застосовують у ремонтних цілях і для виготовлення зварнолитих конструкцій. До зварених сполук чавунних деталей,залежно від типу і умов експлуатації, висувають вимоги по механічній міцності, щільності (водо - і газонепроникність) і оброблюваності різальним інструментом. Забезпечити ці вимоги при зварюванні досить складно через фізико-хімічні особливості чавуну.

Причини, що ускладнюють одержання якісних зварюваних з`єднань деталей із чавуну;

1. Високі швидкості охолодження металу шва і зони термічного впливу, відповідні до термічного циклу зварювання, приводять до відбілювання чавуну, тобто появі ділянок з виділеннями цементиту тієї або іншої форми в різній кількості. Висока твердість вибілених ділянок практично позбавляє можливості обробляти чавуни різальним інструментом.
2. Внаслідок місцевого нерівномірного нагрівання металу виникають зварювальні напруги, які у зв'язку з дуже незначною пластичністю чавуну, приводять до утворення тріщин у шві і близько шовної зони. Наявність вибілених ділянок, що мають більшу щільність (7,4...7,7 г/см3), тому сірий чавун (6,9...7,3 г/см3), створює додаткові структурні напруги, що сприяють виникненню тріщин.
3. Інтенсивне газовиділення із зварювальної ванни, яке триває і на стадії кристалізації, може приводити до утворення пор у металі шва.
4. Підвищена рідино плинність чавуну ускладнює утримання розплавленого металу від витікання і формування шову.
5. Наявність кремнію, а іноді і інших елементів у металі зварювальної ванни сприяє утворення на її поверхні тугоплавких окислів, що приводять до утворення не проварів..

При високому підігріві (600 ... 650 °С) швидкість охолодження температурі знижується, при якій відбілювання не відбувається. Уповільнення охолодження приводить до розпаду аустеніту з утворенням феритної або перлитно-феритної металевої основи. Таким чином, найбільш ефективний засіб запобігання відбілювання металу шову і високотемпературної ділянки близько шовної зони, а також, виключення різкого загартування на ділянці близько шовної зони, що нагрівався вище температури Ас3, - високий попередній або супутній підігрів чавуну до температури 600 ... 650 °С. Зварювання з таким підігрівом називають гарячим зварюванням чавуну.

Високий підігрів і вповільнене охолодження сприяють, також, ліквідації тріщин і пористості за рахунок збільшення часу існування рідкої ванни і кращої дегазації її, а також зменшення температурного градієнта і термічних напруг. Труднощі, що виникають при зварюванні чавуну, обумовлені, як правило, низькою стійкістю металу звареної сполуки проти утвору тріщин і поганою його оброблюваністю на механічних верстатах. Зазначені особливості чавуну є наслідком порушення сплошності його металевої основи включеннями графіту, а також схильністю його до відбілювання і загартуванню навіть при невеликих швидкостях охолодження. Ці властивості чавуну визначаються високим змістом у ньому вуглецю.

Сполука чавунних деталей між собою виконують газовим, термітним, ливарним, дуговим і електрошлаковим зварюванням і пайкою. Зварювання ведуть **без підігріву** (**холодне зварювання**), **з місцевим і загальним підігрівом** (**гаряче зварювання).** Для дугового зварювання використовують вугільні, графітові, сталеві й леговані електроди, а також електроди з кольорових металів. Підготовку місць під зварювання виконують механічним або вогневим способом. Для втримання розплавленого металу зварювальної ванни (чавун рідино плинні застосовують спеціальні формування. Формувальна маса має наступну сполуку: кварцовий пісок, замішаний на рідкім склі,- 40%, формувальна земля - 30% і біла глина - 30%.

Гаряче зварювання чавуну

Найбільш радикальним засобом боротьби з утворенням вибілених і загартованих ділянок шва і близько шовної зони з утворенням пор і тріщин - служить підігрів виробу до температури 600 ... 650 °С і повільне охолодження його після зварювання. Технологічний процес гарячого зварювання складається з наступних етапів: I - підготовка виробу під зварювання; II - попередній підігрів деталей; III - зварювання; IV - наступне охолодження. Підготовка під зварювання залежить від виду, що виправляється дефекту. Однак у всіх випадках підготовка дефектного місця полягає в ретельнім очищенні від забруднень і в обробленні для утвору порожнин, що забезпечують доступність для маніпулювання електродом і впливу зварювальної дуги. Для попередження витікання рідко текучого металу зварювальної ванни, а в ряді випадків, для додання наплавленому металу відповідної форми, місце зварювання формують. Формування виконують залежно від розмірів і місця розташування дефекту, що виправляється, за допомогою графітових пластинок, що скріплюються формувальною масою, що полягає із кварцового піску, замішаного на рідкім склі, або іншими формувальними матеріалами, а також в опоках формувальними матеріалами, застосовуваними в ливарнім виробництві. Після формування необхідна просушування форми при поступовому підйомі температури від 60 до 120°С, потім проводять подальше нагрівання під зварювання зі швидкістю 120 ... 150°С у година в печах, горнах або тимчасових нагрівальних обладнаннях. Уповільнене охолодження після зва-

рювання досягається при укриванні виробів теплоізольованим шаром (аркушами азбесту і засипанням піском, шлаками іін.) або при охолодженні разом з печами, горнами.

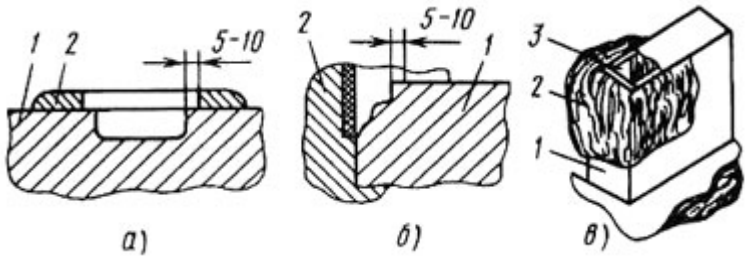


Рис. 1 Формування місця зварювання для гарячого зварювання чавуну:
а - некрізної раковини; б - недоливу крайки деталі, з облицюванням заплавлюємої порожнини графітовими пластинами; в - загальний вид заформованого дефекту; 1 - деталь; 2 - формування; 3 - графітові пластини

Підготовлена до зварювання деталь зазнає загальному або місцевому нагріванню до температури 350-450°С, іноді Для особливо складних деталей - до550-600°С.

Зварювання виконують як на змінному, так і на постійному струмі, величину струму підбирають із розрахунку 50-90 А на 1 мм діаметра електрода.

Дугове зварювання вугільним електродом. При дуговім зварюванні вугільним електродом застосовують у якості електродів вугільні або графітові стрижні. Присадочным матеріалом служать прутки чавуну, а для захисту й розкислення ванни застосовують флюс, що полягає з технічної безводної бури ($Na_2B_4O_7$), прожареної при температурі близько 400°С и розтертої в порошок. Іноді в якості флюсу застосовують суміш, що полягає з 23% технічної бури, 27% соди (Ca_2CO_3) і 50% азотнокислого натрію ($NaNo_3$).

Дугове зварювання чавунним електродом. У якості електродів застосовують литі стрижні діаметром 8-12 мм, на стрижні наносять спеціальні графітне покриття. Зварювання ведуть на постійному струмі при зворотній полярності як у гарячому, так і в холодному стані. До складу покриття вхо-

дить графіт, феросиліцій, терміт, мармур, алюміній (порошок), титанова руда.

Табл. 1 Сполука чавунних електродів для зварювання чавуну

Марка	З	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Призначення
А	3,0...3,5	3,0...3,4	0,5...0,8	0,2...0,4	До 0,08	До 0,05	До 0,3	Для гарячого зварювання
Б		3,5...4,0		0,3...0,5				Для гарячого й напівгарячого зварювання

Зварювання сталевими електродами. При цьому способі зварювання для утвору міцного наплавленого металу в чавунну деталь закручують шпильки, які згодом обварюють. Такий спосіб застосовують при ремонті важких і громіздких чавунних деталей. При зварюванні чавуну сталевими електродами метал шову, містить підвищену кількість вуглецю, внаслідок чого має високу твердість і підданий утворенню кристалізаційних і холодних тріщин.

Для зниження твердості металу шва при зварюванні сталевими електродами застосовують два способи;

Першим способом знижують у металі шову зміст вуглецю, для чого зменшують глибину проплавлення основного металу або процес зварювання ведуть по шару окисного флюсу, що містить до 30% окалини й виконуючого функцію окиснювача вуглецю.

Другим способом одержують хімічний склад і структуру металу шову, близьку по хімічному складу і структурі сірого чавуну, що досягається нанесенням на стрижень із вуглецевої сталі товстого графітного покриття з феліцієм 30%.

Холодне зварювання чавуну

Це один з основних способів зварювання чавунних виробів, поряд з гарячим зварюванням чавуну. Перед зварюванням не проводиться перед умовний підігрів зварюваних деталей, у відмінності від гарячого і напівгарячого зварювання. Холодне зварювання застосовують у тих випадках, коли немає можливості виконати завчасний підігрів за якимось причинами, через занадто великі габарити зварюваних деталей, особливості конструкції. Існують різновидності зварювання із закрутками і без них. Можна виконати зварювання чавуну електродами з низьковуглецевої сталі із захисним покриттям і без них. Застосовуються також інші електроди.

Холодне зварювання з використанням спеціальних електродів

Щоб одержати якісний зварений шов при холоднім зварюванні, необхідно використовувати спеціальні електроди, що містять у якості основних компонентів нікель і/або мідь. Нікель необмежено розчиняється в залізі, не утворює сполук (карбідів) з вуглецем, тому майже повністю відсутня зона

вибіленого чавуну, а наплавлений метал має малу твердість і легко піддається обробці. Зона загартованого чавуну має невисоку твердість, у шві не утворюються пори й тріщини.

Мідь також не утворює сполук з вуглецем, але на відміну від нікелю вона не розчиняється в залізі, тому наплавлений шов виходить неоднорідними й може включати високо вуглецеве залізо високої твердості.

Існує багато марок спеціальних електродів для чавуну на основі міді й нікелю: залізно-нікелевих, мідно-залізних, залізно-мідно-нікелевих. Найпоширеніші наступні вітчизняні марки:

- мідно-залізні електроди: ОЗЧ-2 і ОЗЧ-6 мідні стрижні, що представляють собою, покриті обмазкою, що містить залізний порошок;
- нікелеві й залізно-нікелеві: ОЗЖН-1, ОЗЧ-3, ОЗЧ-4, що містять до 90 і більш відсотків нікелю;

Холодне зварювання з допомогою установки шпильок

Шпильки мають різьблення, їх ввертають у тіло деталі, що зварюється. Розміри шпильок звичайно залежать від товщини деталей, що зварюються. Практикою встановлені наступні рекомендації: діаметр шпильок 0,3...0,4 товщини деталі, але не більш 12 мм; глибина укручування шпильок 1,5 діаметра їх, але не більш половини товщини деталей, що зварюються; висота виступаючої частини 0,75...1,2 діаметра шпильки. Шпильки розташовують у шаховому порядку на скошених крайках деталей і в один ряд на поверхні деталі з кожної сторони стику, причому відстань між ними повинне бути рівно 4...6 діаметрів шпильки.

Зварювання виконують у наступному порядку. Спочатку обварюють кожну шпильку і облицьовують поверхні крайок електродами діаметром 3 мм на малих струмах. Потім на облицьовані крайки й шпильки наплавляють валики й остаточно заповнюють оброблення (мал. 3).

При зварюванні деталей з товстими стінками для зменшення кількості наплавленого металу рекомендується в шов вварювати зв'язки із круглої або смугової сталі (мал. 3, в). Для втримання розплавленого металу шва рекомендується заформувати тріщину (мал. 3, г).

Для зниження змісту вуглецю в металі шва запропоновано виконувати зварювання по шару флюсу, що містить до 30 % залізної окалини (наприклад: бури 50 %, каустичної соди 20 %, залізної окалини 30 %).

Зварювання мідно-залізними електродами всіх типів слід виконувати таким чином, щоб не допускати сильного розігріву деталей, що зварюються: на мінімально можливих струмах, що забезпечують стабільне горіння дуги, короткими ділянками врозкид, з перервами для охолодження деталей, що зварюються.

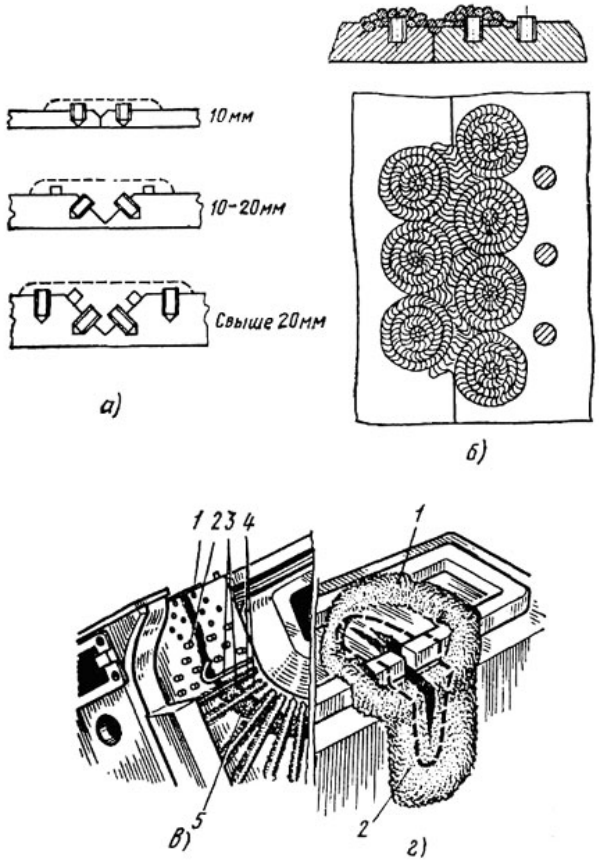


Рис. 3 Зварювання чавуну із застосуванням сталевих шпильок: а - установка шпильок при V-Образній підготовці крайок; б - обварка шпильок; в - вварка сталевих зв'язків: 1 - отвору з різьбленням; 2 - шпильки; 3 - зв'язки; 4 - обварка шпильок і зв'язків; 5 - заварка тріщин; г - формування при зварюванні чавуну: 1 - верхня; 2 – бічна

Зварювання з підігрівом до температур 300 ... 400 °С називають напівгарячим. При напівгарячому і холодному зварюванні чавуну широко використовують:

1.Легування наплавленого металу елементами - графітозаторами, для того, щоб при даній швидкості охолодження одержати у шову структуру сірого чавуну;

2. Легування наплавленого металу такими елементами, які дозволяють одержати у шову перлитно - феритну структуру, характерну для низьковуглецевої сталі, шляхом зв'язування надлишкового вуглецю в карбіди, більш міцні, рівномірно розподілені в металі;

3. Введення до складу зварювальних матеріалів кисневмісних компонентів з метою максимального окиснення вуглецю (випалювання його) і одержання в металі шову низьковуглецевої сталі;

4. Застосування зварювальних матеріалів, що забезпечують у наплавленому металу одержання різних сплавів кольорових металів: мідно-нікелевих, мідно-залізних, ін., що володіють високою пластичністю плавлення, що й мають температуру, близьку до температури плавлення чавуну.

Зварювання електродами, що не плавляться

Чавун можна зварювати всіма видами електродів, що не плавляться, - вольфрамовим, вугільним .У якості присадочного матеріалу застосовуються

литі чавунні стрижні або спеціальні припадочні прутки, що містять нікель, алюміній, мідь і інші метали. Для захисту зони зварювання застосовується флюс, основним компонентом якого є бура, або інертні гази (найчастіше аргон). Найбільше поширення одержало зварювання AC TIG - вольфрамовим електродом змінним струмом у середовищі аргону з нікелевими прутками в якості присадки.

Газове зварювання чавуну

Газове зварювання чавуну є одним з найбільш надійних способів, що дозволяють одержувати наплавлений метал по властивостях, близьких до основного металу. Це обумовлене тим, що при газовім зварюванні відбувається більш тривале і рівномірне нагрівання й охолодження деталі, чому при дуговім зварюванні, а тому забезпечуються кращі умови для графітизації вуглецю в наплавленому металі й менш імовірна поява в сусідніх зі швом ділянках зон вибіленого чавуну. Зменшуються внутрішні напруження у виробі, що зварюється, і можливість утвору в ньому тріщин.

Газове зварювання сірого чавуну краще вести із застосуванням попереднього підігріву. Скіс крайок роблять однобічний (V-Образний), з кутом розкриття 90°. Крайки ретельно очищають від масла, іржі й бруду щіткою або піскоструминним апаратом і прогрівають полум'ям пальника. У якості присадочных прутків для зварювання й наплавлення використовують чавунні стрижні діаметром 6; 8; 10; 12; 14 і 16 мм, довжиною 400 ... 700 мм марок "А" і "Б" (див. табл. 1), а також: НЧ-1 - для низькотемпературного газового зварювання тонкостінних виливків; НЧ-2 - для низькотемпературного газового зварювання товстостінних виливків; ВЧ і ХЧ т-т- для зносостійкого наплавлення.

Прутки випускаються: 0 6 мм, довжиною 350 мм: 0 8...10 і 12...16 мм, довжиною 450 мм. Прутки повинні мати характеристику, вказану в таблиці.

При малому об'ємі зварювання, а також при зварюванні тонкостінних деталей без підігріву або з місцевим підігрівом, охолодження металу відбувається швидше. Тому в прутках марки Б збільшений зміст кремнію, який сприяє виділенню вуглецю у вигляді графіту, а також утримується більше фосфору.

Діаметр прутка береться рівним половині товщини основного металу. При газовім зварюванні чавуну необхідне **застосування флюсу,** який:

1. Розчиняє тугоплавкі окисли заліза, кремнію й марганцю, переводячи їх у легкоплавкі шлаки;
2. Окиснути і частково розчинити графітні включення чавуну, створюючи мікро поглиблення, що поліпшують сплавляємость;
3. Захищає ванну від окиснення;
4. Збільшує рідино плинність шлаків і металу ванни. У якості флюсу використовують прожарену буру або суміш сполуки: 56 % бури, 22 % вуглекислого натрію (соди) і 22 % вуглекислого калію (поташу). Застосовують також флюс, що полягає з вуглекислого й двовуглекислого натрію (по 50 %). Гарну

розкисляючи здатність має флюс ФСЧ-1, що полягає з 23 % бури прожареної, 27 % вуглекислого натрію, 50 % азотнокислого натрію.

Після зварювання вироб закривають азбестом і він повинен повільно остигати.

Марка прутка	НЧ-1	НЧ-2	БЧ	ХЧ
Хімічний склад, %				
вуглець	3...3,5	3...3,5	2,5...3	2,5...3
кремній	3...3,4	3,5...4	1...1,5	1,2...1,5
марганець	0,5...0,8	0,5...0,8	0,2...0,6	0,5...0,8
сірка, не більш	0,05	0,05	0,05	0,05
фосфор	0,2...0,4	0,2...0,4	Не більш	0,1
титан	0,03...0,06		-	-
хром	-	1,2...2,0	-	-

Проковування швів

Вважається, що зварювальні напруги, що виникають у шві при охолодженні, можуть бути частково або навіть повністю зняті проковуванням швів після зварювання. Деякі зварники з успіхом використовують це приймання у своїй роботі. Особливо корисної вважається проковування при зварюванні мідними й нікелевими електродами. Однак проковування швів має нюанси, не знаючи яких можна замість посилення послабити шов. Щоб забезпечити високі механічні властивості, процес проковування бажане закопчувати при температурі близько 500-800°С. Легкі удари наносяться тільки по шву, молотком масою 0,6-1,2 кг, що мають закруглений бойок - до зміни малюнка шва. При багатошаровім зварюванні проковує кожний шар за винятком першого (у ньому можуть виникнути тріщини від удару) .

АВТОМАТИЗАЦІЯ СЕУ

УДК 629.5.068.4

Федорова Ю.М.,, кер. доц. Очеретяний Ю.А.
Національній університет «Одеська морська академія»

Використання ПЛК «Phoenix Contact» для моніторингу судової холодильної техніки

Для реалізації системи моніторингу в "жорсткому" реальному часі нами був обраний ПЛК серії Inline ILC 130 ETH фірми «Phoenix Contact», який виконаний відповідно до загальноприйнятих стандартів програмування МЕК 61131-3 і технології передачі даних Ethernet, підтримує паралельний обмін даними з OPC- серверами і комунікацію з кінцевими пристроями, що підтримують протокол TCP / IP.

Для безперервного вимірювання тиску на стороні всмоктування і нагнітання компресора було використано два датчика тиску EWPA030 фірми Eliwell Controls srl.

Для отримання інформації про температуру в охолоджуваних приміщеннях, а також в характерних точках циклу холодильної машини були використані NTC-термістори фірми Semitec. Дана модель термистора відноситься до розряду високоточних датчиків температури.

Як пристрій зв'язку з об'єктами (УСО) для отримання інформації з датчиків використовувався модуль з 8 аналогових вводів IB IL AI 8 / SF-PAC фірми Phoenix Contact. Даний модуль дозволяє підключати датчики з струмовими виходами або з виходами по напрузі по двухпроводной схемі (з екрануванням).

Особливостями даного модуля є: висока точність вимірювання; надзвичайно висока швидкість вимірювання; відмінна фільтрація шумів; розрядність АЦП 16 біт.

Для отримання інформації про стан холодильної установки була використана панель оператора WP 04T фірми Phoenix Contact.

Програмна реалізація оперативного контролю системи здійснена за допомогою високопродуктивного ПО для візуалізації Visu + від фірми Phoenix Contact, яке також підтримує функціонал SCADA і відкрито для всіх класів контролерів і дозволяє реєструвати і протоколювати всі виробничих дані, обмінюватися ними з базами даних або системами планування ресурсів підприємства.

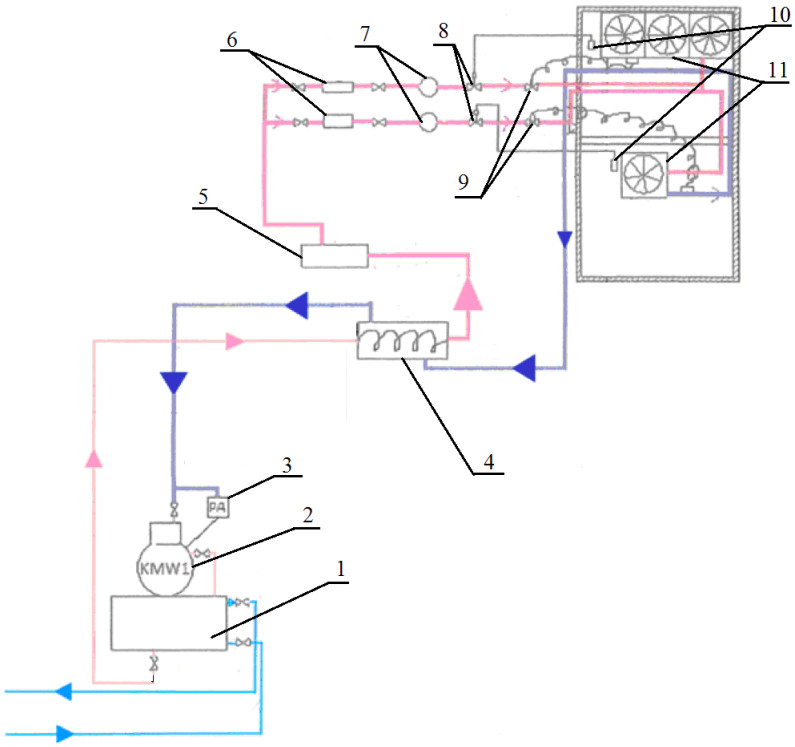


Рис. 1 - Принципова схема холодильної установки:
1– конденсатор; 2 – компресор; 3 – реле тиску; 4 – рекуперативний теплообмінник; 5 – фільтр-осушувач; 6 – фільтр; 7 – індикатори вологості; 8 – соленоїдні вентилі; 9 – термо-регулюючі вентилі; 10 – реле температури; 11 – охолоджувачі.

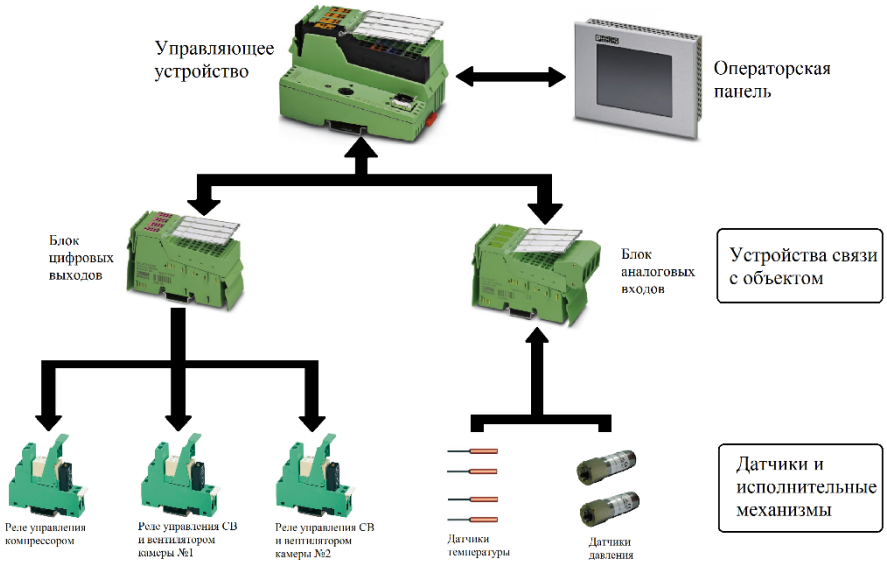


Рис. 2 - Функціональна схема системы управління

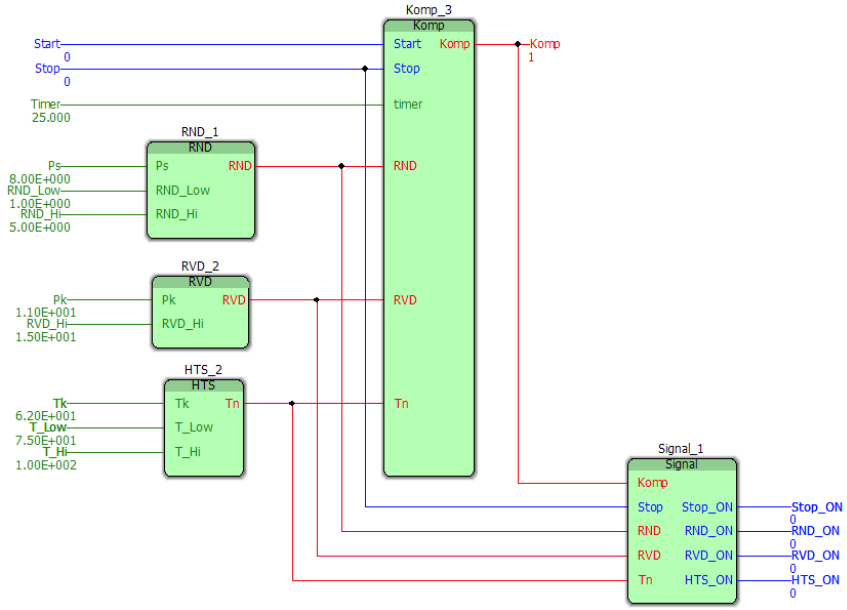


Рис. 3 - Програма роботи контуру пуску-зупинки компресора спільно з контуром захисту та сигналізації: RND_1 - реле низького тиску (РНД), RVD_2 - реле високого тиску (РВД), HTS_2 реле високої температури і термостата (РВТ), Komp_3 - блок пуску-зупинки компресора; Signal_1 - блок індикації причини зупинки компресора.

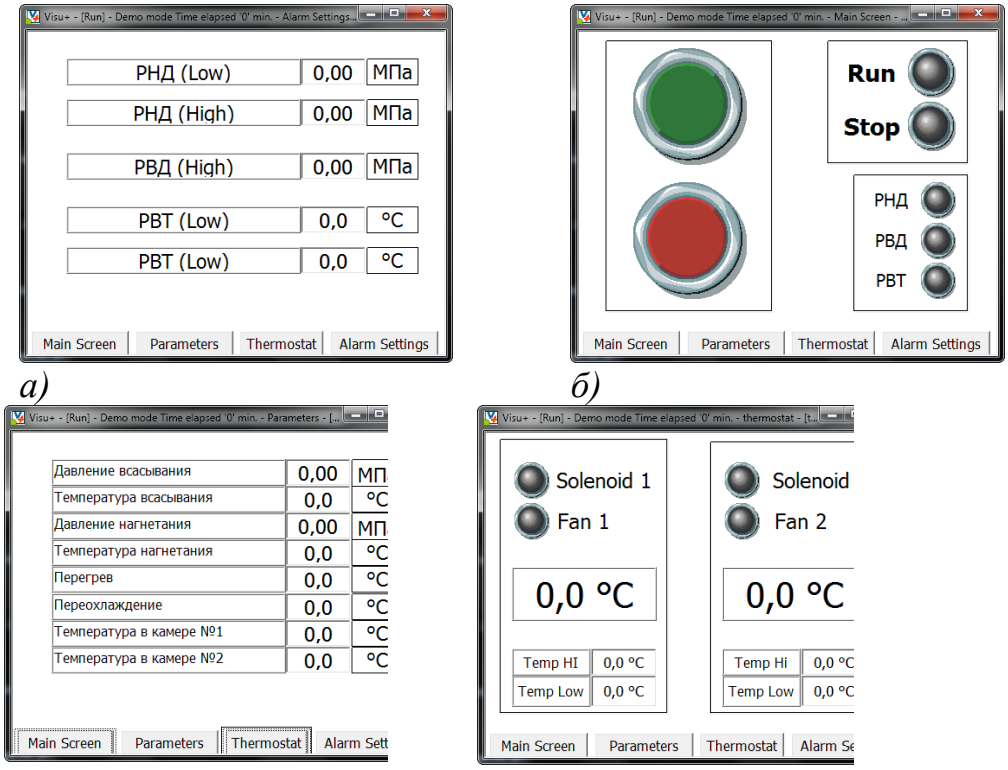
В якості об'єкта управління була обрана лабораторна суднова холодильна установка МАК-ФВ6 в НУ ОМА, яка використовується для охолодження провізійних комор по системі повітряного охолодження при випаровуванні холодильного агента в воздухоохладителях, представляючи собою замкнуту, герметично закриту систему (рис. 1).

У програмі Visu + був розроблений графічний інтерфейс для інтуїтивного і простого управління холодильною установкою. За допомогою нього здійснюється обмін інформацією між контролером і оператором.

уставки (рис. 4, а) для правильного функціонування системи захисту. У перелік цих уставок входять: тиск спрацьовування РНД; тиск відключення РНД; тиск спрацьовування РВД; температура спрацьовування РВТ; температура відключення РВТ.

Сторінка введення уставок захисту має обмежений доступ для захисту її від несанкціонованого зміни.

Крім введення необхідних уставок оператору доступна можливість запуску і зупинки компресора в ручному режимі, використовуючи можливості графічного інтерфейсу (рис. 4, б). У цьому ж вікні виводиться інформація про поточний стан роботи компресора, а також про причини його зупинки (вручну оператором або ж при спрацьовуванні захисту).



а) *б)*

в) *г)*

Рис. 4 - Графічний інтерфейс: а - вікно введення уставок системи захисту; б - головне вікно графічного інтерфейсу; в - вікно індикації параметрів холодильної установки; г - вікно роботи термостата.

Покази тиску і температури всмоктування, тиску і температури нагнітання компресора, величини перегріву і переохолодження холодоагенту відбувається в режимі реального часу (рис. 4, в).

Крім цього на екран виводяться поточні параметри температури в провізіонних камерах, інформація про стан соленоїдних вентилів, і роботі вентиляторів провізіонних повітроохолоджувачів (рис. 4, г). Так само оператор може задавати значення температур, які необхідно підтримувати в кожній з провізіонних камер.

Інформація про термодинамічних показниках в характерних точках циклу холодильної машини дозволяє не тільки отримати дані про перегрів і переохолодження холодоагенту, побудувати дійсний цикл СХУ, але і діагностувати технічний стан холодильної установки в режимі реального часу.

Оскільки в роботі розглядалася холодильна установка з регенеративним теплообмінником, цикл якої складається з 7 вузлових точок, то в якості вихідних даних для розрахунку циклу використовувалася інформація, отримана з датчиків температури, встановлених на лініях всмоктування і нагнітання компресора, на виході з конденсатора, перед ТРВ і на вході у випарник.

Для кожної точки були розраховані: температура, тиск, ентропія, ентальпія і питомий об'єм.

У програмі використовувалися рівняння, складені на підставі експериментальних даних і раніше розроблених детальних таблиць термодинамічних властивостей робочих речовин [6].

Константи рівнянь використовувалися для фреону R134a.

Ці дані служать підставою для розрахунку машин і апаратів. У порівнянні з традиційним визначенням параметрів циклу по тепловим діаграм розроблений метод забезпечує більш високу точність і повну термодинамічну ув'язку між знайденими параметрами стану.

За результатами проведеного експерименту за допомогою ПЛК і системи на основі ПК [4] були отримані дані динаміки зміни температур вузлових точок циклу. Спільно із записом температур були отримані дані про динаміку зміни тиску конденсації і тиску випаровування.

За табличними даними з обраного діапазону були розраховані середні значення температур і тисків для двох систем визначення експлуатаційних і термодинамічних показників. Отримані дані були зведені в табл. 3.

Таблиця 1 - Розрахункові дані циклу холодильної машини

	Теоретический цикл	ПЛК	ПК
1	8,36	9,10	5,31
2	по циклу	63,83	65,43
3	27,87	27,56	41,49
4	25,87	27,56	41,49
5	17,87	18,28	16,43
6	-16,64	-14,97	-13,21
7	-6,64	-14,97	-13,21
$P_к$	0,15	0,164	0,176
P_0	0,73	0,724	1,064

За даними табл. 1, використовуючи програмний пакет CoolPack, в координатах i-lgP були побудовані цикли холодильної машини, представлені на рис. 5.

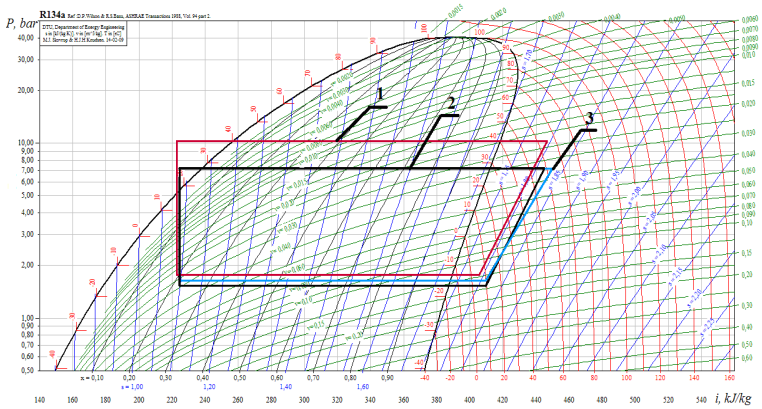


Рис. 5 - Цикли холодильної машини:
1 - цикл, розрахований системою на базі ПК; 2 - теоретичний цикл;
3 - цикл, розрахований системою на базі ПЛК.

Проаналізувавши діаграму з зображенням холодильних циклів можна зробити висновок, що параметри циклу, розраховані системою моніторингу, створеної на базі ПЛК ILC 130 ETH, найбільш точно відповідає теоретичному циклу холодильної машини, ніж параметри, розраховані системою на базі ПК.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Очеретяный Ю.А., Живица В.И., Белый В.Н., Онищенко О.А., Вайнфельд Э.Й. Концепция системы компьютерного мониторинга и техни-ческой диагностики рефрижераторной установки судна // Судовые энергетические установки: науч. -техн. сб. - 2011. - Вып. 28. Одесса: ОНМА - С. 5 - 11.

2. Очеретяный Ю.А. Определение изменений теплотехнических характеристик судовых холодильных установок в процессе эксплуатации // Холодильна техніка і технологія: наук.-техн. журнал. – 2013. – Вип. 2 (142). – Одесса: ОДАХ. - С. 15 - 19.

3. Очеретяный Ю.А. Определение отклонений функционирования судовой холодильной установки в процессе эксплуатации // Холодильна техніка і технологія: наук.-техн. журнал. – 2013. – Вип. 3 (143). - Одеса: ОДАХ. - С. 10 - 14.

4. Очеретяный Ю.А. Разработка системы технической диагностики СХУ // Матеріали ІІ-ї міжнародної науково-техїнічної конференції Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації, ч. 2. –Миколаїв, 2013. - С. 198 - 201.

5. Очеретяный Ю.А., Живица В.И., Онищенко О.А., Вайнфельд Э.Й., Тюхай Д.С. Разработка системы измерения энергетических показателей компрессионной холодильной установки // Харчова наука і технологія. – 2011. – Вип. 4(17). – Одеса: ОНАХТ. – С. 107 - 109.

6. Очеретяный Ю.А. Определение термодинамических показателей судовой холодильной установки в процессе эксплуатации // Проблеми техніки: наук.-вир. журнал. - 2013. – Вип. 2. – Одеса: ОНМУ, ХНУ. - С. 119 - 125.

Матеріали
науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт",
22.11.2018.

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