

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Зменшення експлуатаційних витрат шляхом використання в головному судновому малообертовому двигуні MITSUBISHI 6UEC50LSII судна «BBC RHEIDERLAND» метанолу у якості основного палива

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22
_____ ***Іваницька Ю.В.***
(підпис)

Керівник роботи:
канд. техн. наук
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Галинкін Ю.М.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Представлений дипломний проект містить у собі 71 сторінки, 34 рисунки, 6 таблиць. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У проекті розроблено ряд схемних та конструктивних рішень щодо зменшення експлуатаційних витрат суднової енергетичної установки з головним двигуном 6UEC50LSII шляхом використання у головному двигуні спиртового палива, а саме метанолу.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, метанол, паливо, експлуатаційні витрати

Abstract

The diploma project includes 71 pages, 34 drawings, 6 tables. At design preparation it has been used 12 information source.

The project has developed a number of design and design solutions to reduce operating costs of the ship's power plant with the main engine 6UEC50LSII through the use of alcohol fuel, namely methanol, in the main engine.

Keywords: internal combustion engine, methanol, fuel, operating costs

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ.....	7
1.1 Опис судна	7
1.2 Опис енергетичної установки	9
1.3 Опис конструкції та систем головного двигуна.....	9
РОЗДІЛ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна.....	28
2.1 Розрахунок робочого циклу двигуна 6UEC50LSII	28
РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ТА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА	40
3.1 Робота дизелів на спиртових паливах	40
3.2 Концепція суднового малообертового газового двигуна, що працює на метанолі.....	44
3.3 Система подачі метанолу	52
3.4 Результати експлуатації суднових малообертових двигунів на метанолі	55
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	60
4.1 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно- котельному відділенні.....	60
4.2 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту малообертових двигунів, що працюють на зрідженому газовому паливі...	63
4.3 Безпека екіпажу в надзвичайних ситуаціях.....	65
ВИСНОВКИ.....	69
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	70

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ			
Вим..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Іваницька Ю.В.			Зменшення експлуатаційних витрат шляхом використання в головному судновому малообертовому двигуні MITSUBISHI 6UEC50LSII судна «BBC RHEIDERLAND» метанолу у якості основного палива	Лит.	Лист	Листов
Перевір.		Галинкін Ю.М.					3	72
						61ТЕМмаг-22з		
Н. Контр.		Галинкін Ю.М.						
Затв		Нестеренко В.В.						

ВСТУП

Необхідність застосування палив, альтернативних нафтовим, обумовлена спостережуваним в останні роки різким подорожчанням традиційних моторних палив і помітним виснаженням сировинних ресурсів для їх виробництва - нафтових родовищ. У такій ситуації використання спиртових палив в двигунах внутрішнього згоряння стає економічно виправданим. Крім того, в ряді випадків таке застосування дозволяє помітно знизити токсичність відпрацьованих газів двигунів і поліпшити екологічну ситуацію в районах активного судноплавства.

У найближчій перспективі очікується збільшення споживання нафтопродуктів при приблизно постійних обсягах їх виробництва і наростаючому дефіциті моторних палив. Ці фактори призвели до необхідності реконструкції паливно-енергетичного комплексу шляхом глибшої переробки нафти, застосування енергозберігаючих технологій, переходу на менш дорогі види палив. Тому одним з основних шляхів вдосконалення двигунів внутрішнього згоряння, що залишаються основними споживачами нафтових палив, є їх адаптація до роботи на різних нетрадиційних паливах, до яких відносять полегшені і обтяжені нафтові палива, альтернативні (ненафтові) палива, а також суміші вказаних палив.

Спалювання цих палив можливо як в двигунах внутрішнього згоряння з примусовим займанням (в бензинових двигунах, пристосованих до роботи на цих паливах), так і в двигунах із запалюванням від стиснення (в дизелях). Однак багато з зазначених палив погано випаровуються в умовах, характерних для процесу сумішоутворення бензинових двигунів, не завжди можливо їх займання в камерах згоряння двигунів з примусовим займанням при порівняно невисоких температурах кінця стиснення і вузькому діапазоні значень коефіцієнта надлишку повітря. Дизельні мало обертові двигуни більш пристосовані до роботи на паливах з різними фізико-хімічними

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

властивостями. Згоряння спиртових палив в дизелях при високих ступенях стиснення і великих коефіцієнтах надлишку повітря більш ефективно, ніж в двигунах з примусовим займанням. При цьому дизельні двигуни відрізняються від бензинових кращою паливною економічністю і меншими викидами газоподібних продуктів неповного згоряння (монооксиду вуглецю, вуглеводнів, альдегідів) і вуглекислого газу (діоксиду вуглецю). Тому, при використанні спиртових палив в дизелях можуть бути досягнуті високі експлуатаційні показники.

Важливою особливістю переведення дизелів на нетрадиційні палива є можливість забезпечення необхідних експлуатаційно-технічних показників без зміни конструкції двигуна або при її незначних змінах. Це дозволяє організувати роботу дизелів не тільки на традиційних дизельних паливах, а й на нетрадиційних паливах (в тому числі і на газоподібних), та забезпечити «багатопаливність» двигунів. Застосування таких машин значно полегшує вирішення питань постачання транспортним засобам палива в реальних умовах їх експлуатації та надає їм більшу автономність, що особливо актуально для суднових двигунів.

Метанол в якості суднового палива цікавий судновласникам, оскільки він не містить сірки та є рідким у навколишньому середовищі, що дозволяє легко зберігати його на борту суден. Для суден, що працюють в районах з контролю за викидами (ECA) з використанням міжнародних морських організацій (International Maritime Organization (IMO)), метанол може бути прийнятним рішенням для задоволення вимог що до вмісту сірки. При використанні метанолу скорочення викидів подібні до переваг, отриманих при використанні рідкого природного газу (LNG).

Інші аспекти використання альтернативного палива включають підвищений інтерес до метанолу та подібних видів спиртового палива, використання якого дозволяє скоротити викиди CO₂. За рішенням ІМО вже в 2013 році прийняти Індекс ефективності використання енергії (Energy

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Efficiency Design Index – EEDI) як обов'язковий параметр для суден, побудованих після січня 2013 року. Це вплине на ринок двигунів та технічні рішення швидше, ніж очікувалося. Тому, щоб знизити EEDI, альтернативні палива, такі як природний газ (NG), зріджений нафтовий газ (LPG) та метанол, будуть серйозними конкурентами нафтового палива у майбутньому.

За своєю природою метанол утворює менше викидів CO₂ при згорянні, ніж важкі нафтові палива. Крім того, він цікавий тим, що біометанол можна виготовити з великої кількості біомаси та змішати з метанолом, виготовленим із викопного палива.

Мета даного дипломного проекту – розробка схемних та конструктивних рішень, що дозволять використовувати спиртове паливо (метанол) у головному двигуні.

Задачі, що вирішуються у дипломному проекті:

1. Проведення комплексного аналізу використання спиртового палива в якості палива для суднових двигунів та визначення основних проблем переведення суднових двигунів метанол.

2. Модернізація суднової системи подачі палива головного двигуна, що дозволить використовувати в ньому метанол.

3. Техніко-економічна оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт у машинному відділенні.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Опис судна

Контейнеровоз «BBC RHEIDERLAND» (IMO 9202041), взятий у якості прототипу у даному дипломному проєкті, призначений для перевезення вантажів, заздалегідь упакованих в спеціальні великовантажні ящики – контейнери. Ходить під прапором Ліберії. Порт приписки – Monrovia [1].

Побудовано судно в Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG, належить компанії Briese Schiffahrts GmbH & Co. Позивний судна – A8CP8.

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	153,20
Довжина між перпендикулярами, м	145,75
Ширина найбільша, м	23,60
Висота до головної палуби, м	13,50
Осадка, м	9,75
Дедвейт, т	20144
Валова місткість, т	13066
Кількість 20 фунт. контейнерів, шт	1302
Швидкість судна, вуз	16,6



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд контейнеровозу «BBC RHEIDERLAND»

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

1.2 Опис енергетичної установки

В якості головного на судні встановлений двотактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 6ДКРН 50/195 (MITSUBISHI 6UEC50LSII) з діаметром циліндра 500 і ходом поршня 1950 мм [2].

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 700 сСт при температурі до 50°C, а також палива типу RMG 380.

Двигуни серії UEC50LSII характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів і високим ступенем стискування. Ці характеристики разом з оптимізованою камерою згоряння дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на режимах часткових навантажень і високу ефективність.

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 7280$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{кв} = 115$ хв⁻¹.

Суднова електроенергетична установка в складі:

– три допоміжних автоматизованих дизель-генераторів: два YANMAR 6N18 потужністю 660 кВт кожний та один Cummings NTA 855-G3 потужністю 334 кВт.

1.3 Опис конструкції та систем головного двигуна

Дизель 6UEC50LSII (рис. 1.2) – це двотактний, шестициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованим циліндрами [3, 4].

Фундаментна рама (рис. 1.3) двигуна спрощеної коробчатої форми - сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах [2]. Поперечні опори - сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

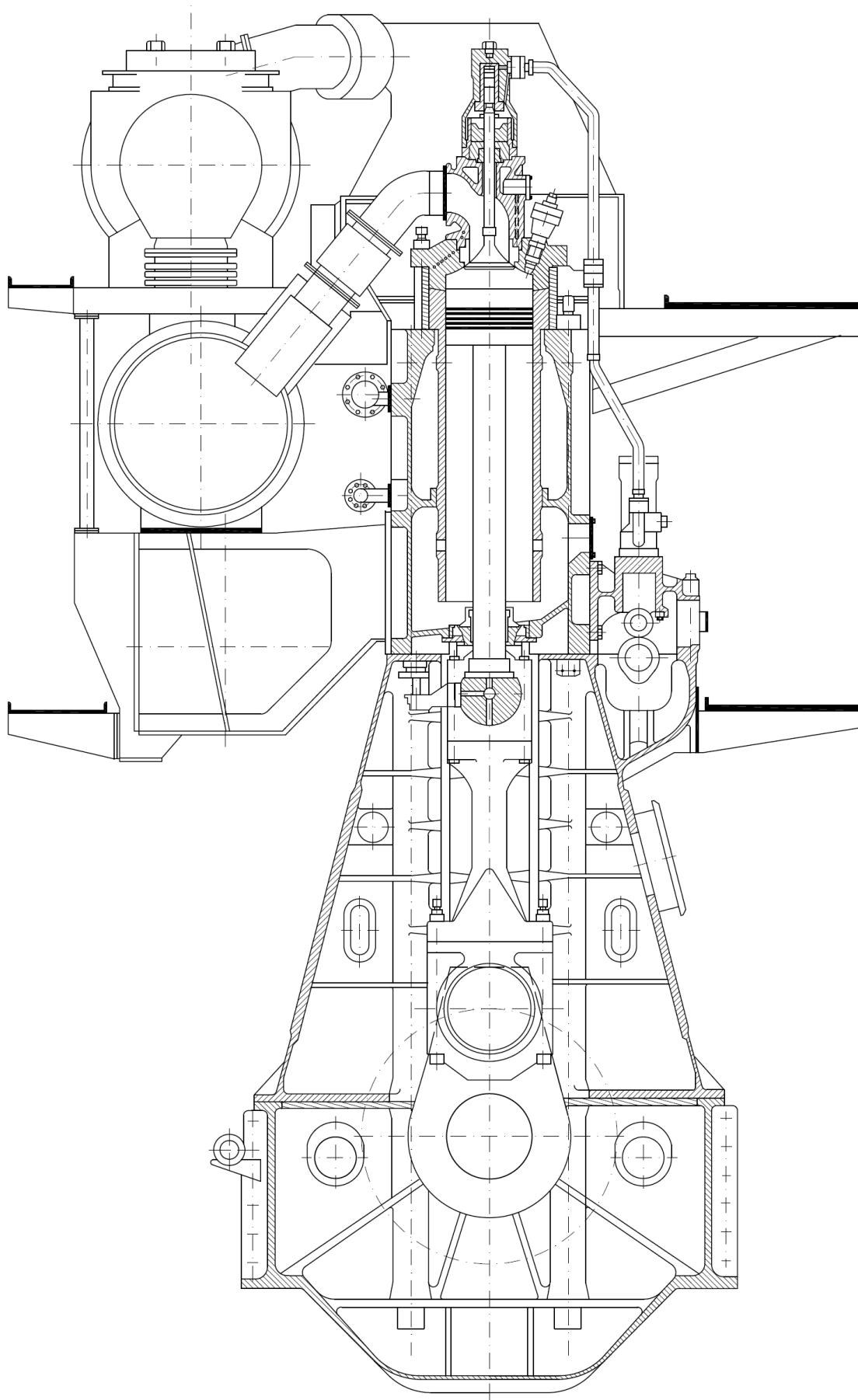


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна MITSUBISHI 6UEC50LSII

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

Тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників залиті білим металом (бабітом). У кормовій частині піддона фундаментної рами є отвір, закрите сіткою, для зливу мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпуса судна. З корми двигуна є відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

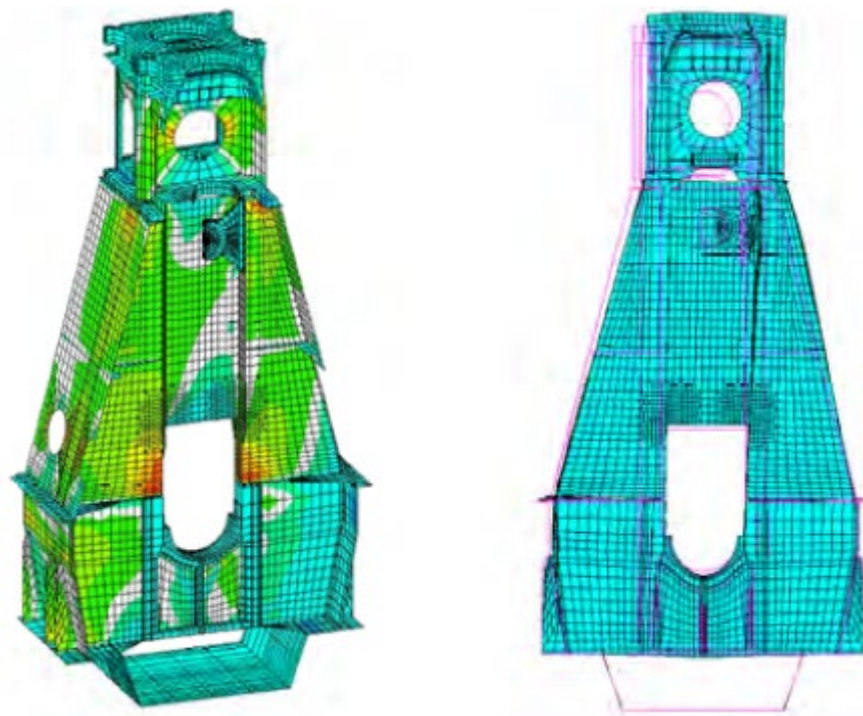


Рисунок 1.3 – Фундаментна рама та блок циліндрів

Станина - сталева суцільнозварна з вхідними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління. Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера (6 одиниць) розташовані у верхній станини з боку газовихлопу та один – з носового торця. Кожен циліндр має по 4 сталевих направляючих крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

Втулка циліндра (рис. 1.4) – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є тридцять продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний борт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашкового

простору в кришку циліндра. Змазка циліндричної втулки забезпечується за допомогою двох рядів отворів циліндрового мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

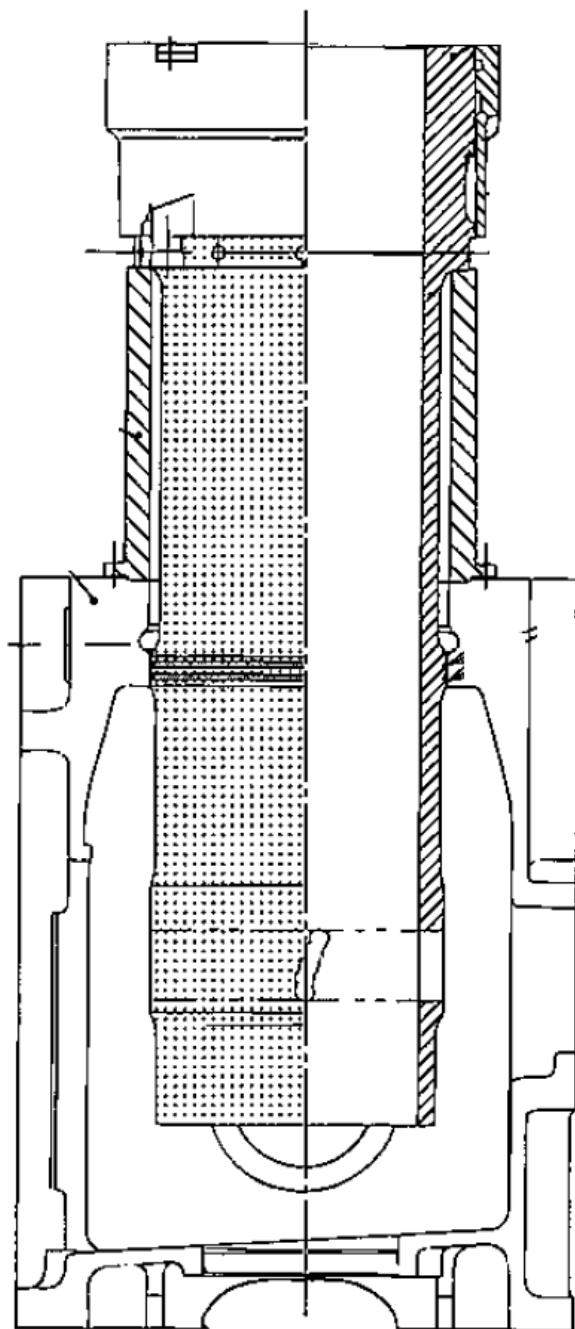


Рисунок 1.4 – Втулка циліндра

Кришка циліндра (рис. 1.5) – сталева лита, ковпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані дві форсунки, вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан.

Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

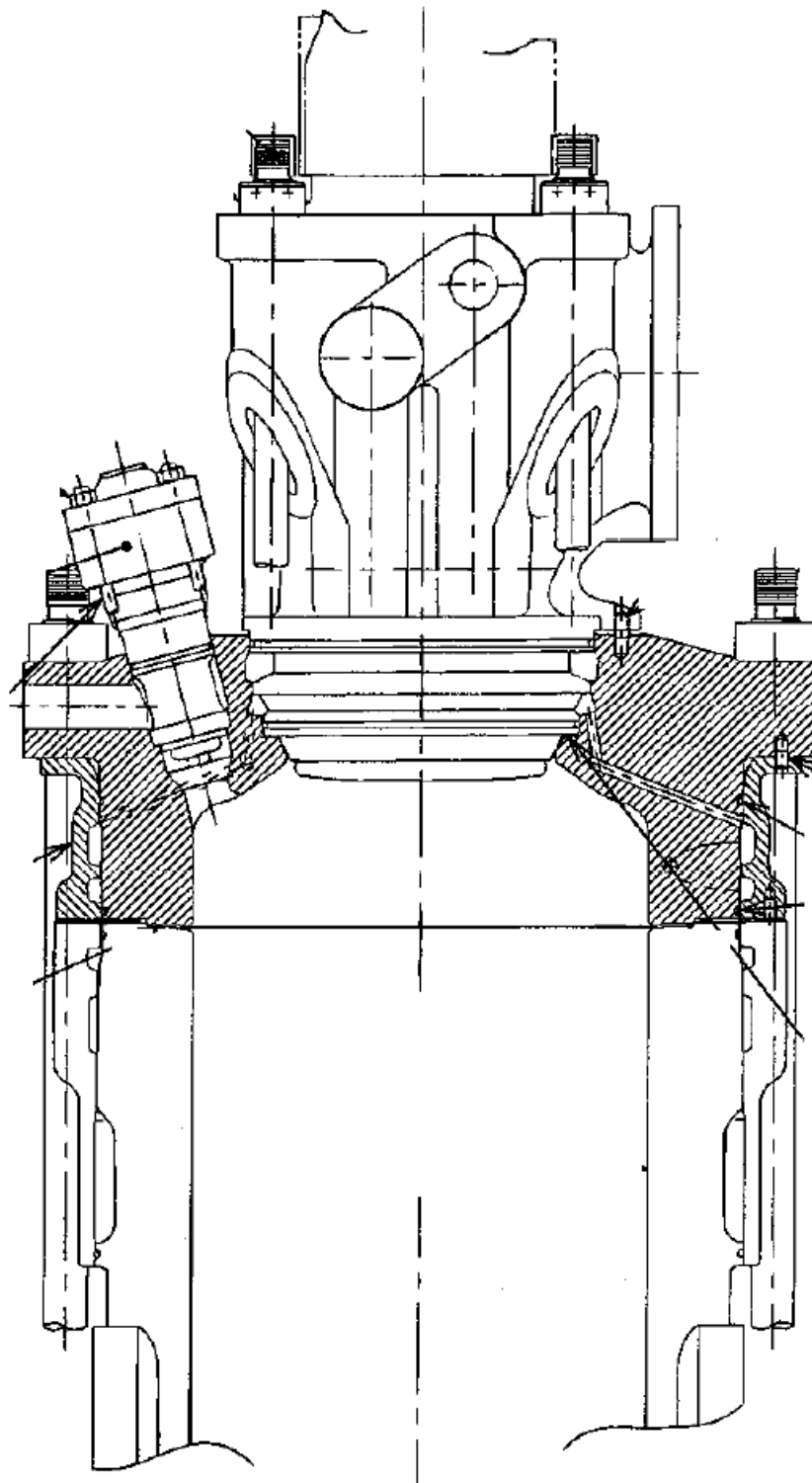


Рисунок 1.5 – Кришка циліндра

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

Випускний клапан використовується для випуску продуктів згоряння палива в циліндрі двигуна і монтується з чотирма наборами шпилькових болтів та гайками у центрі кришки циліндра.

Блок випускного клапана (рис. 1.6) складається з штока клапана із теплостійкої спеціальної сталі, направляючої штока клапана, яка підтримує рух штока клапана, циліндру, який приводить в рух випускний клапан, поршню, циліндру повітряної пружини і поршня пневматичного демпфера.

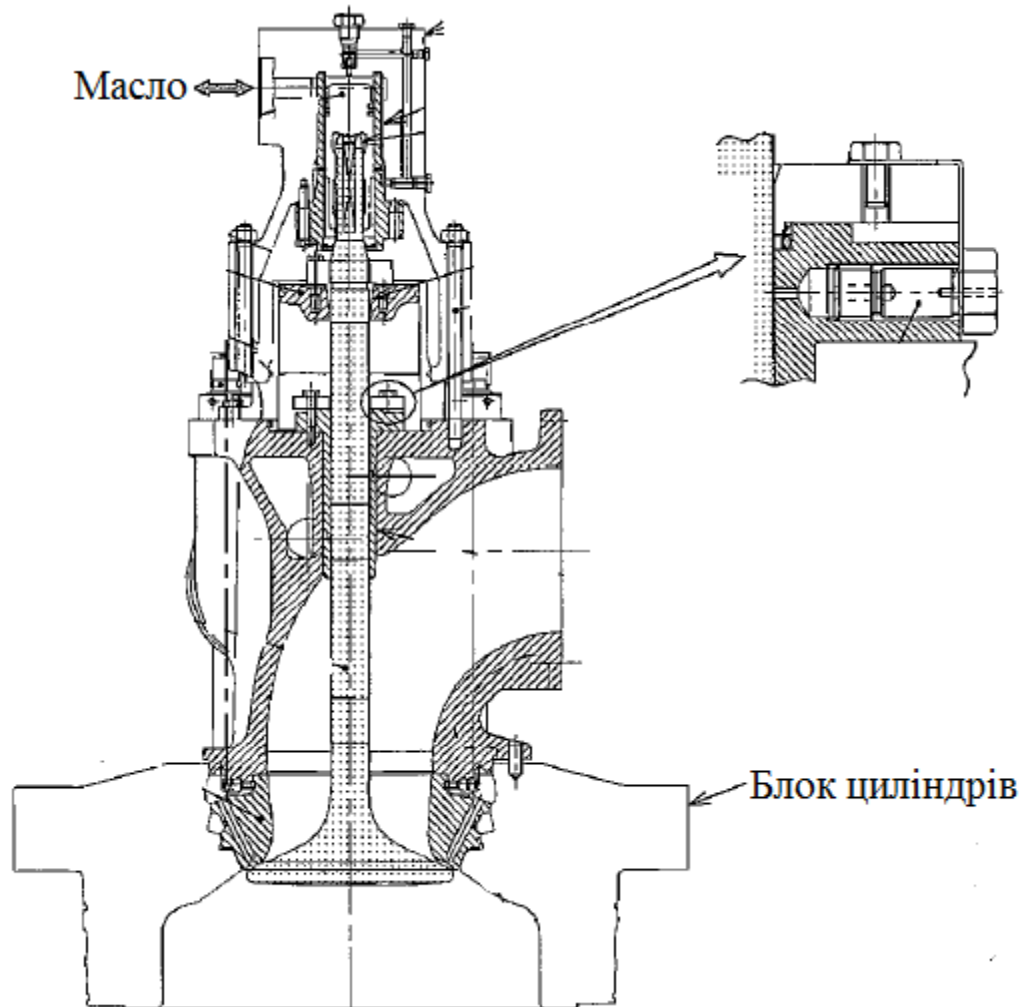


Рисунок 1.6 – Блок випускного клапана

Кріплення клапана з спеціальної сталі розташоване на нижньому торці. У верхній частині поршня розташовано діагональний виїм, щоб обертати випускний клапан за допомогою масляного приводу. Стійка клапана в якій є

водяний канал, охолоджується водою, яка підводиться через кришку циліндра і відводиться через зовнішній контур направляючої штоку клапана.

Пусковий повітряний клапан (рис. 1.7) встановлений на верхній поверхні кришки циліндра та використовується для запуску двигуна і пропускає повітря в циліндр, коли надходить відповідна команда. Якщо розпочато процес запуску двигуна, відкривається автоматичний пусковий повітряозабірник, а стиснуте повітря з повітряного резервуара відправляється на клапан пуску повітря і прохід "А" в кришці циліндра.

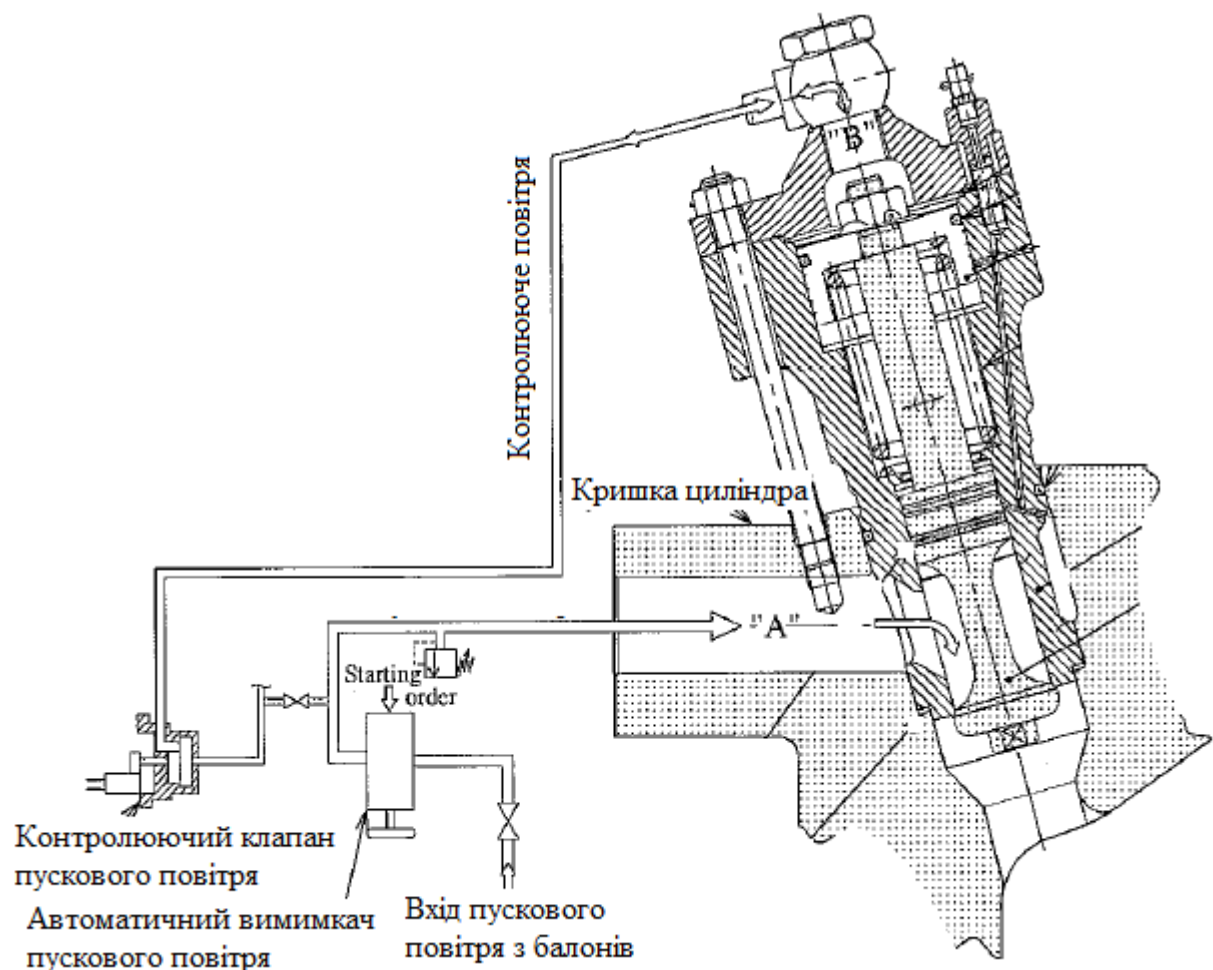


Рисунок 1.7 – Пусковий повітряний клапан

З іншого боку, пускове повітря, що відправляється до пускового клапана, направляється в пусковий повітряний клапан і використовується для "відкриття" та "закриття" пускового повітряного клапана. Керуюче повітря,

яке надходить від пускового контрольного клапана, подається у верхній простір "В" регулюючого поршня.

Тиск повітря сприймається верхньою поверхнею поршня, штоку клапана, подолавши супротив пружини, і клапан відкривається. Таким чином, в циліндр, допускається вихід повітря каналу "А", яке проходить між корпусом клапана та стрижнем клапана.

Коли керуюче повітря переміщується до верхнього проміжку поршня, поршень та стрижень клапана піднімаються вгору силою пружини, і клапан закривається. Вивантаження керуючого повітря здійснюється за допомогою клапана пуску повітряного контролю за заданим часом.

Запобіжний клапан циліндру (рис. 1.8) оснащений верхньою поверхнею кришки циліндра, автоматично відкривається та відводить газ високого тиску всередині циліндра у випадку, якщо тиск газу в циліндрі досягає аварійно високого рівня, та перевищує певну межу, використовується для забезпечення безпечної експлуатації двигуна.

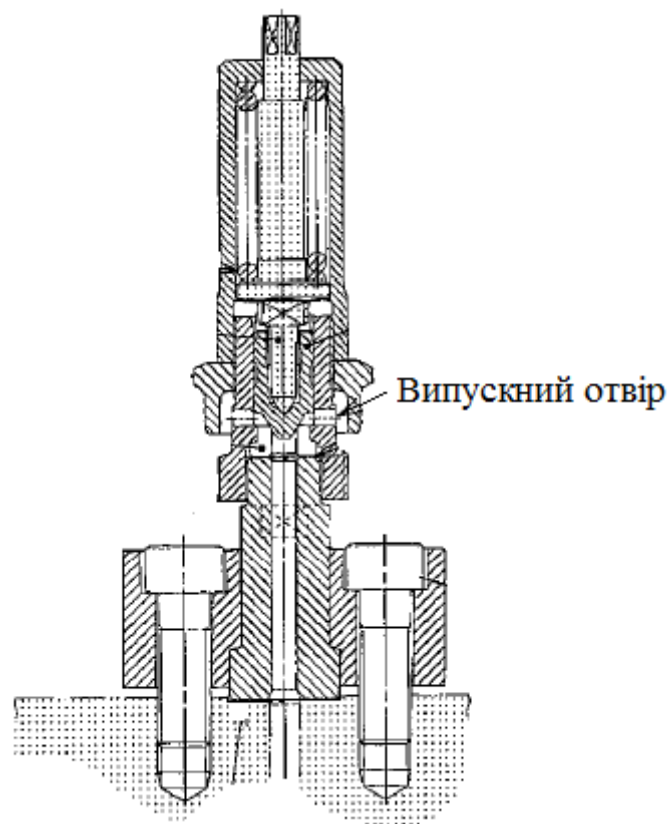


Рисунок 1.8 – Запобіжний клапан циліндру

Захисний клапан циліндру містить у своїй нижній секції спеціальне кріплення із сталевим клапаном та клапан, а над цим клапаном – шпindel ь та пружину. При тиску, що перевищує задане значення, клапан піднімається вгору, щоб газ вийшов в атмосферу через отвори газовідводного отвору в напрямку клапана.

Якщо при роботі двигуна вмикається запобіжний клапан циліндра, причиною вмикання є ненормально високий тиск у циліндрі, пошкодження запобіжного клапана або неправильне встановлення тиску запобіжного клапана.

Запобіжний клапан циліндра має структуру, яка дозволяє регулювати тиск продувки до необхідної величини, регулюючи пружинну опору.

Індикаторний клапан (рис. 1.9) встановлений на кришці циліндра, щоб виміряти зміну тиску в циліндрі під час роботи двигуна. Індикатор прикріплений до газу, що відводиться з циліндра, і тиск у циліндрі вимірюється шляхом "відкриття" індикаторного клапана.

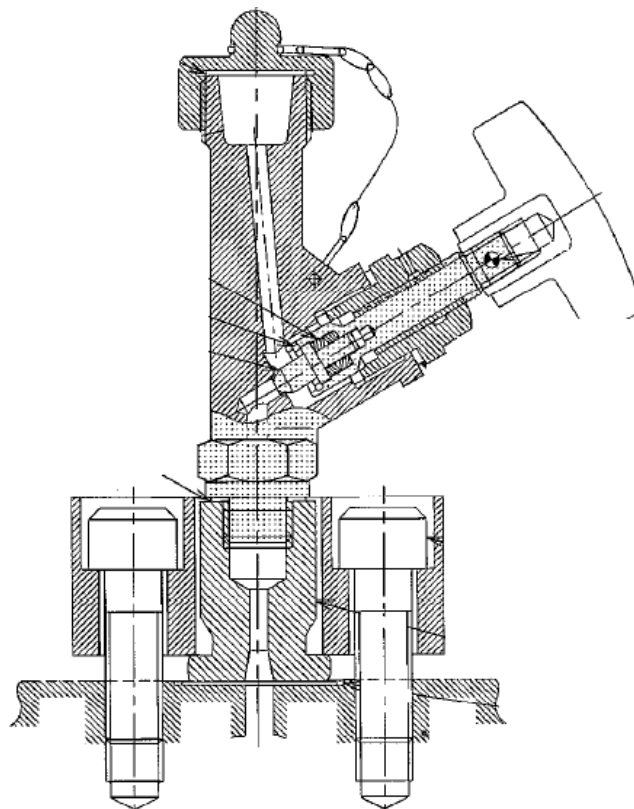


Рисунок 1.9 – Індикаторний клапан

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

Корпус клапана виконаний з спеціальної сталі і має різьбу на газі, що виймається з нього, що дозволяє вмикати індикатор. Шпindelь клапана розташований посередині газопроводу, у прорізі корпусу випускного клапана. Контактні поверхні шпінделя клапана та корпусу клапана посилюються за допомогою зварювання кришки.

Оскільки сажа та масло прилягають до газового каналу кришки циліндра, для прийому індикаторного тиску під час роботи двигуна, перед тим, як приєднати індикатор до клапану, трохи відкрити індикаторний клапан і продути частинки зчеплення. Період видування повинен бути один-два рази згорання в кожному циліндрі.

Клапан очищення – це двовтулковий клапан, виготовлений із сталевієї пластини і складається з пластини клапана, упору, валу, противаги (рис. 1.10).

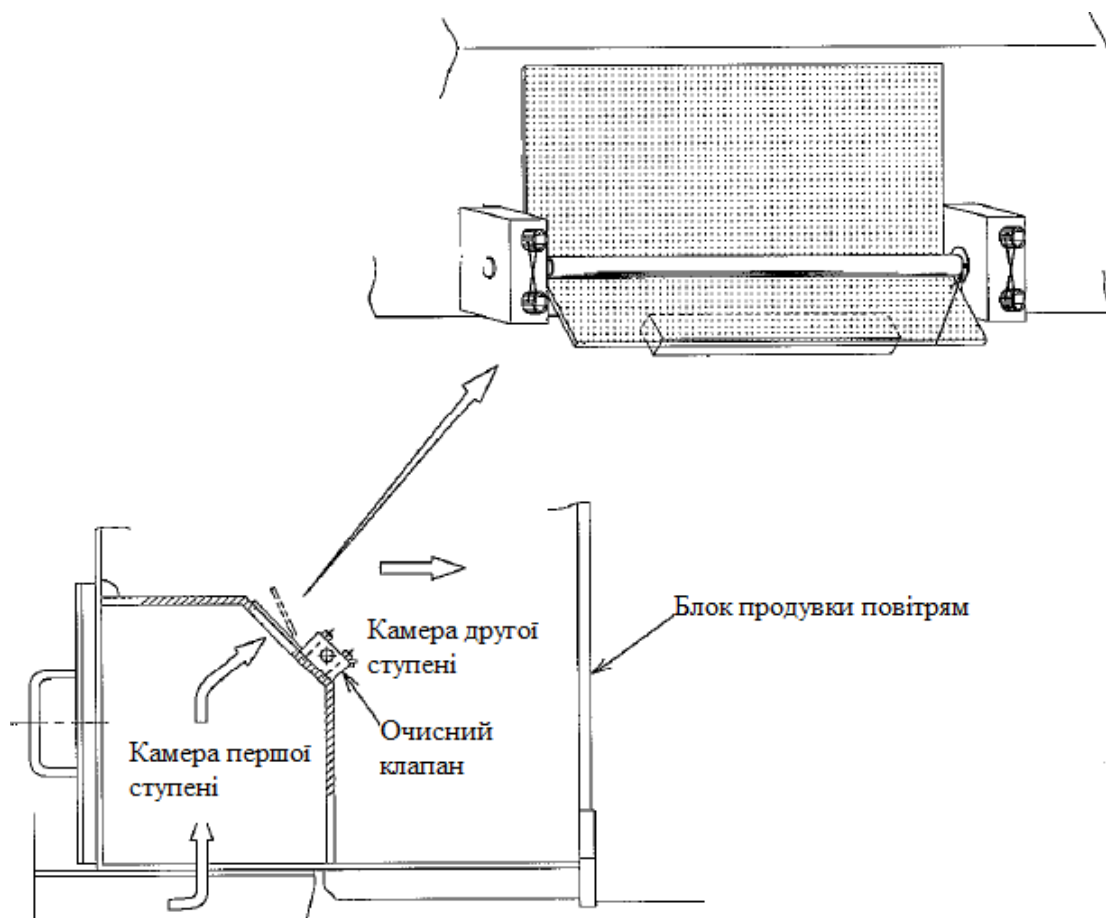


Рисунок 1.10 – Очисний клапан

Клапан очищення (клапанна плита) відкривається та закривається автоматично при різному тиску повітря між першою та другою камерою.

Під час роботи двигуна повітря, що стискається та охолоджується, витікає з першої камери повітряного каналу проходить через такий клапан, при цьому клапан та запобігає поверненню потоку у другу камеру.

Поршень (рис. 1.11) має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщені чотири компресійних кільця, в спідниці - два красномідних приработочних паска. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталевій трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хром-молібденової сталі.

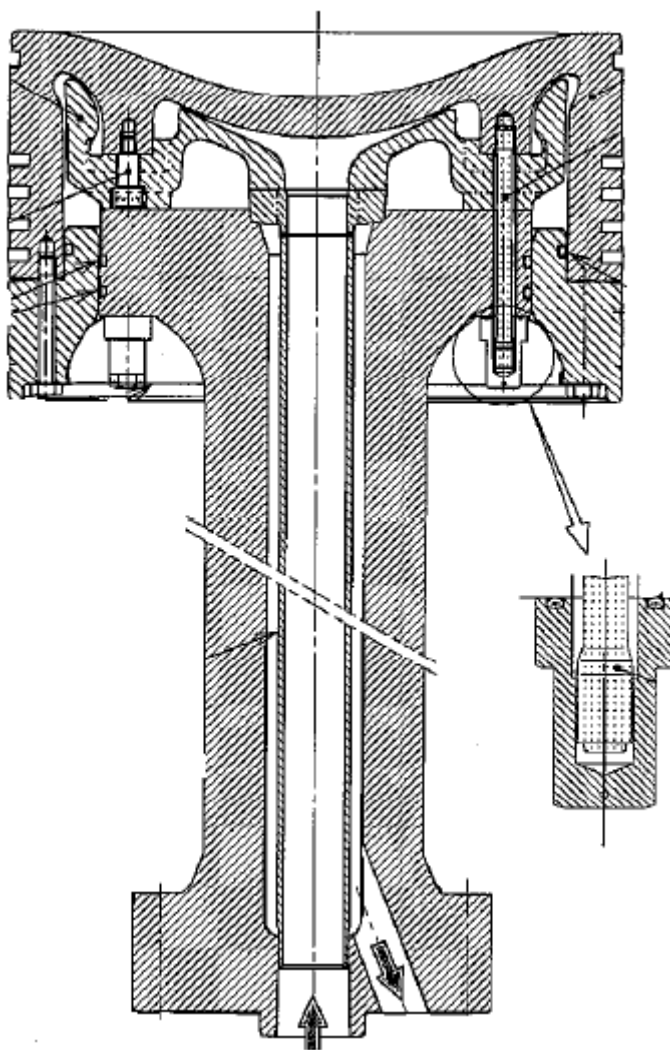


Рисунок 1.11 – Поршень

Колінчастий вал (рис. 1.12) – сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамові шийки запресовані . З носа двигуна на валу є демпфер осьових коливань. Тут же насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважуючими балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться дворядна зірочка привода розподільного вала.

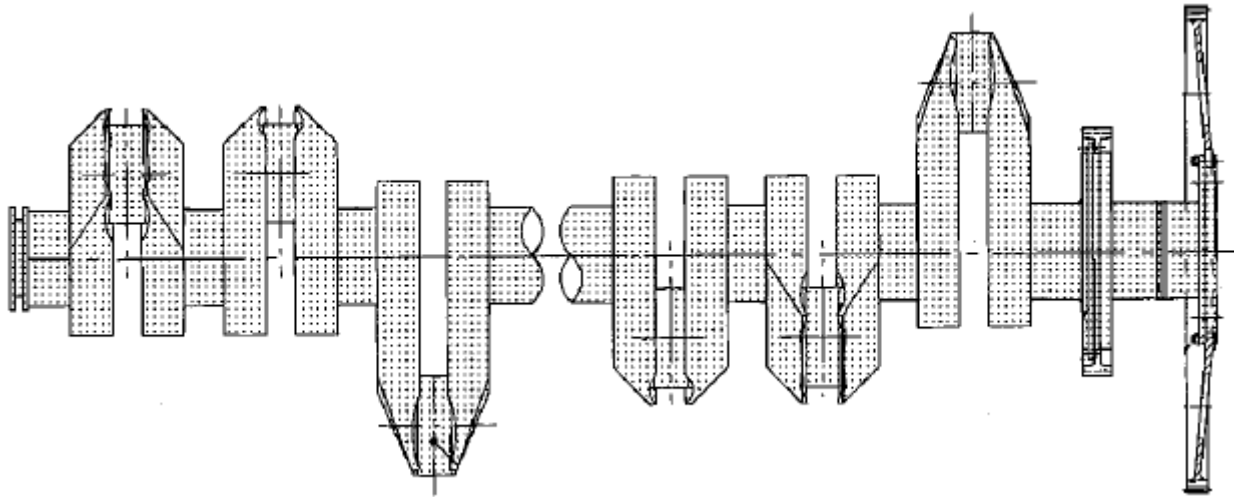


Рисунок 1.12 – Колінчастий вал

Шатун (рис. 1.13) виготовляється у вигляді сталеві виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка - безвильчатого типу, верхня і нижня головки - невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві підкладки, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника.

Крейцкопф – двосторонній, з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталеві кована зі просвердленими каналами для проходу масла. До поперечини кріпиться різьбовим з'єднанням підп'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення змащення і зливна труба масла охолодження поршня.

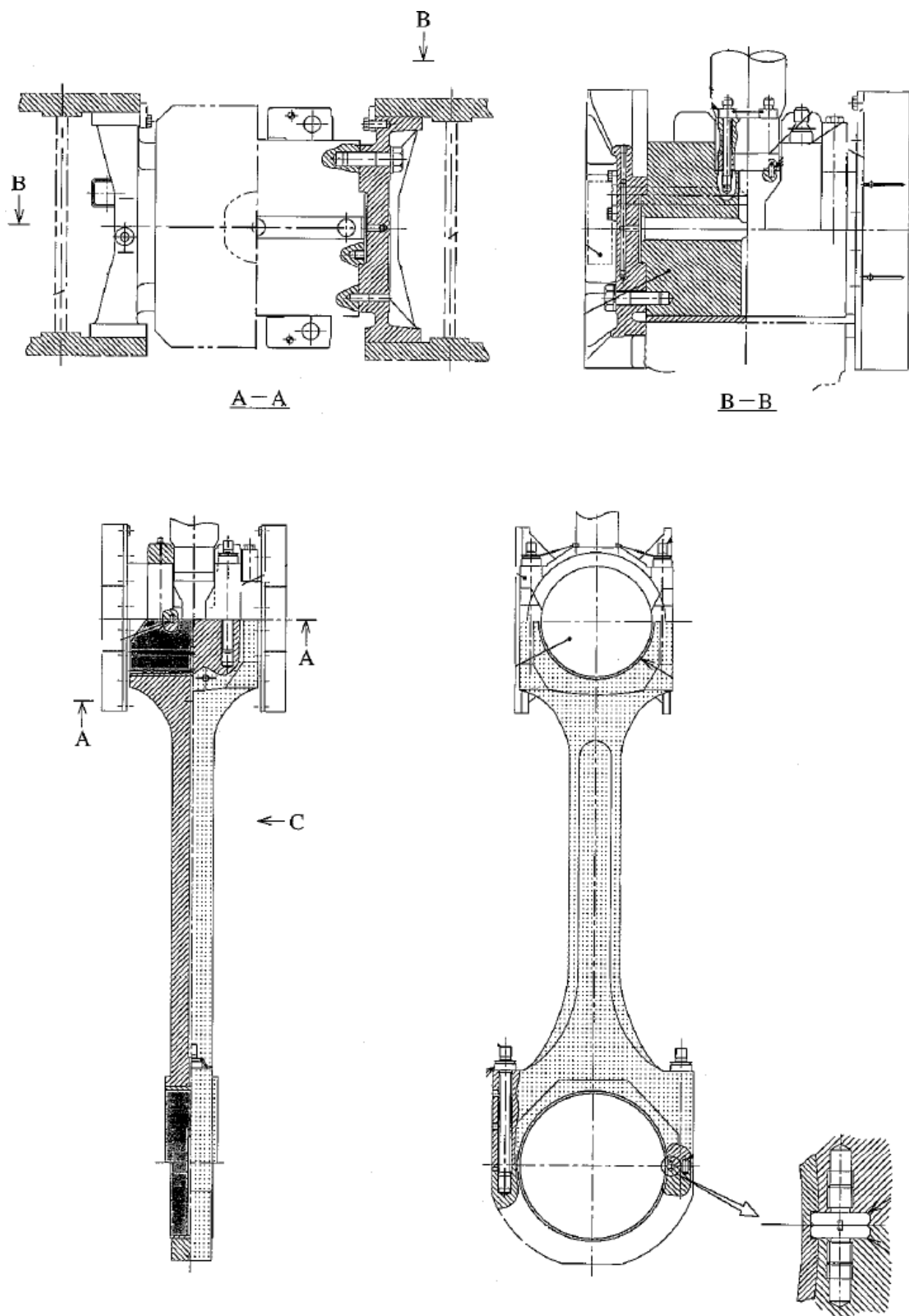


Рисунок 1.13 – Шатун

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

Розподільний вал приводиться дворядним чотирьохдуюмовим ланцюгом (рис. 1.14). Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів - таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку. Від розподільного валу приводиться валик лубрикатора циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

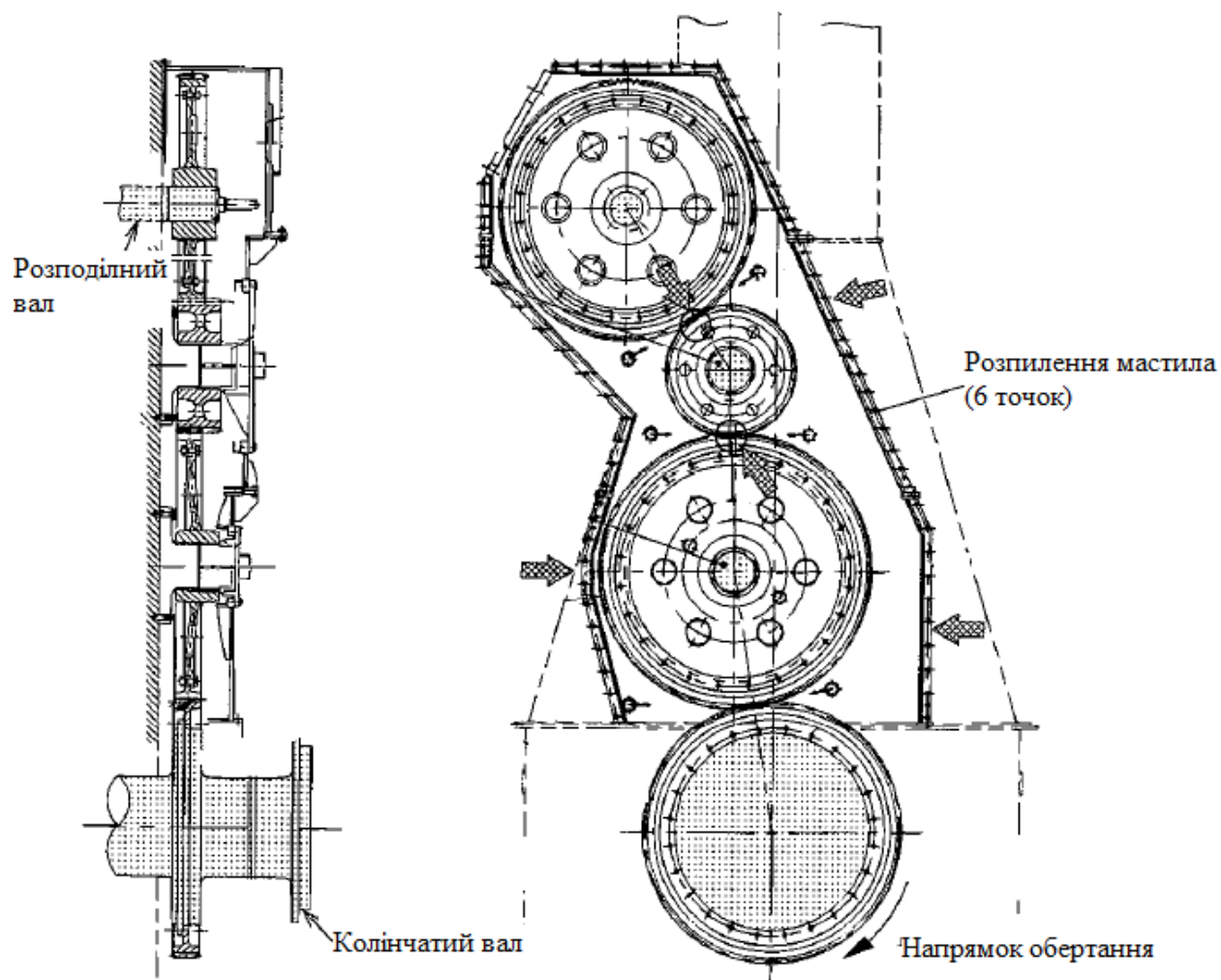


Рисунок 1.14 – Привід розподільного валу

З кормового торця до розподільного валу кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячопресовою посадкою, (рис. 1.15).

Двигун має загальноприйняту систему пуску, що включає в себе головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотниковий повітророзподільник. При реверсі двигуна реверсують тільки повітророзподільник і штовхачі ПНВТ (за допомогою актуаторів на кожному насосі) [3].

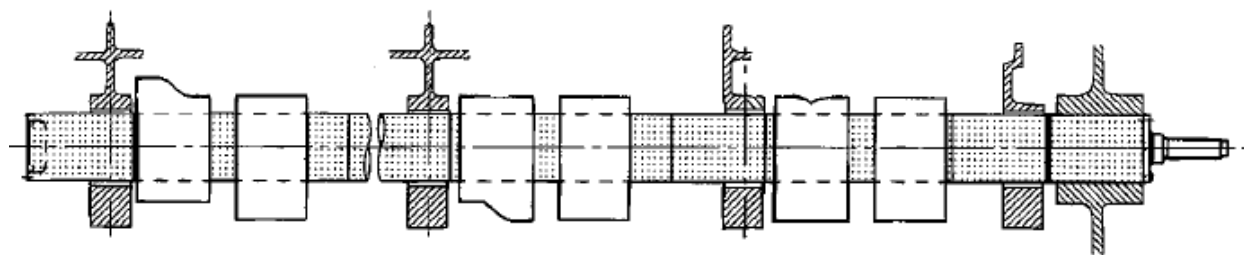


Рисунок 1.15 – Розподільний вал

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована зіставна циліндрова втулка, складаючись з двох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виробляються з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для восьми штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині – чотирма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охолодження – двома гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним трубкам.

									Аркуш
									23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ				

Двигун такого типу, який має резонансну частоту аксіальної вібрації у діапазоні використання, може бути обладнаний аксіальним демпфером вібрації (рис. 1.16).

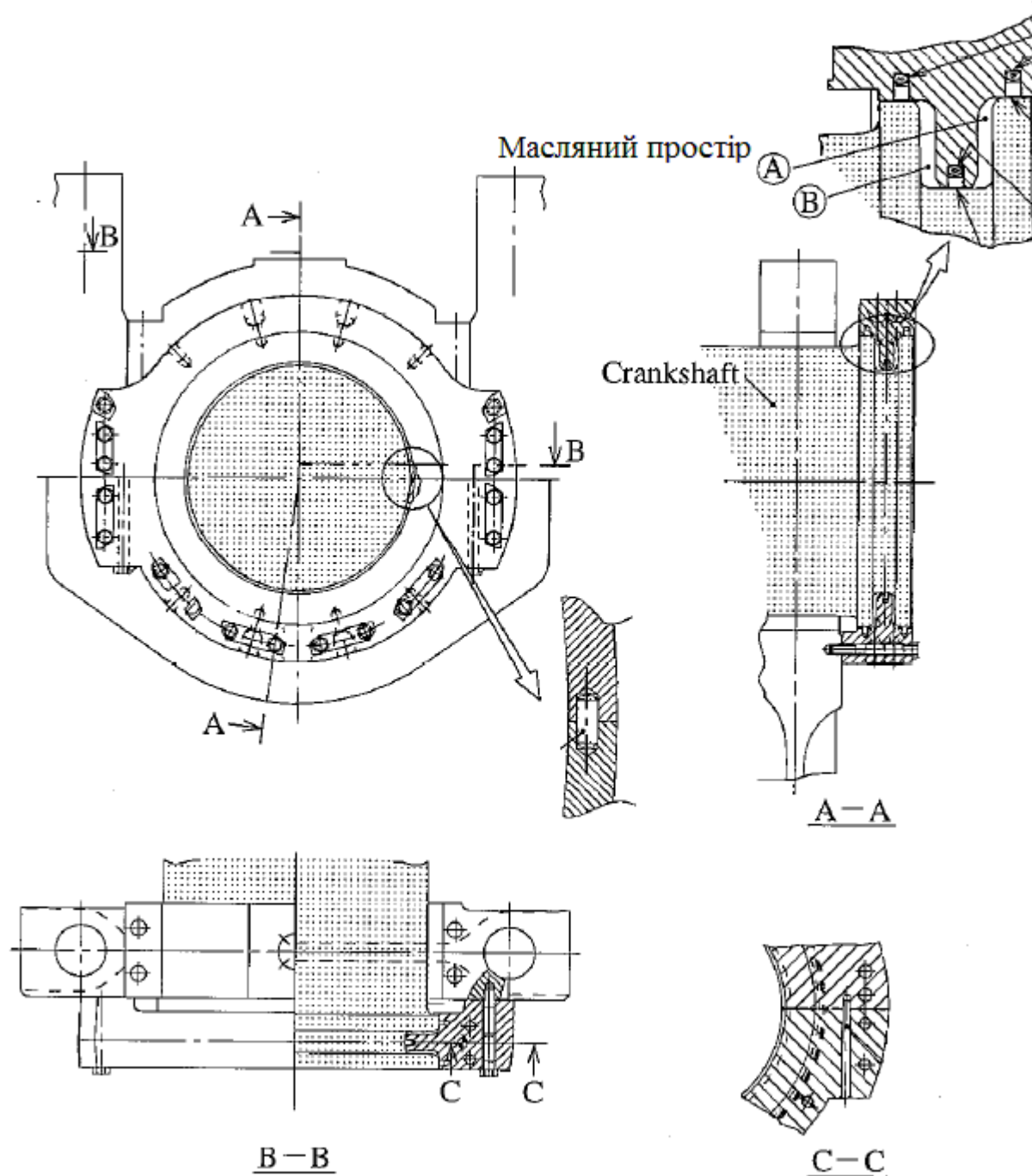


Рисунок 1.16 – Демпфер крутильних коливань

Осьовий демпфер вібрації встановлений на вільному кінці колінчастого валу в двигуні, а масляному просторі утвореному корпусами. Незважаючи на

те, що колінчастий вал вібрує в осьовому напрямі, коли осьові коливання з'являються через з'єднання з крутильною вібрацією та іншими, рух вібрації ослаблюється маслом, заповненим в масляних просторах осевого демпфера, і він зменшує осеву амплітуду колінчастого валу.

Паливна система, включає бункерні цистерни, з яких паливо перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки через сепаратори воно може подаватися у відповідні витратні цистерни ("добові цистерни").

Для забезпечення найбільш задовільного очищення важкого палива сепаратори обладнані підігрівачами де паливо може підігріватися до температури 95-98 °С.

З конкретної витратної цистерни паливо подається до одного з двох електричних підкачуючих насосів, який подає паливо під тиском (по можливості через витратомір) до сторони низького тиску паливної системи.

Після цього паливо надходить до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач, регулювальник в'язкості, фільтр і до паливних насосів.

Відсічне паливо від форсунок і насосів через трубу поворотного палива перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса. Для підтримки постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів, продуктивність і подача циркуляційного насоса перевищує кількість палива, що витрачається двигуном.

Окрім цього, встановлюється підпружинений байпасний клапан який функціонує як перепускний між входом до ПНВТ і поверненням палива і, таким чином, підтримує постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі.

Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході форсунок встановлюється золотник і циркуляційний отвір.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Завдяки "вбудованій" циркуляції підігрітого палива може підтримуватися робоча температура паливних насосів і форсунок навіть тоді, коли двигун зупинений.

Паливна система розрахована на роботу двигуна, як на дизельному, так і на важкому паливі. З цистерни основного запасу паливо перекачується насосом в решту цистерн, звідки через сепараторів у витратні цистерни.

Система змащення повинна забезпечувати живлення маслом всі тертьові частини дизеля з метою зменшення втрат на тертя й зношування, а також для часткового відводу з маслом теплоти, що виділяється при терті.

Система циркуляційної змазки, об'єднана з масляною системою охолодження поршнів, обслуговується насосом з приводом від електродвигуна. Масло для кривошипно-шатунного механізму, упорного підшипника, приводного відсіку і розподільних валів паливних насосів і випускних клапанів після редуційного клапана поступає під тиском 0,18 МПа. по трубопроводу. З піддону масло через патрубок зливається в стічну цистерну. Рекомендовані температури масла: на вході 40...45 °С і на виході 46...52 °С.

Змащення втулок здійснюється від лубрикаторів по одному на циліндр з приводом від розподільного валу паливних насосів.

Мастило підшипників газотурбонагнітачів забезпечується самостійною циркуляційною системою.

Для змащення циліндрів на дизелі встановлено шість лубрикаторів. Система змащення головного руху, упорного підшипника, приводного відсіку циркуляційна, під тиском.

Система змащення приводів паливних насосів і випускних клапанів і гідравлічних демпферів штовхачів випускних клапанів автономна, під тиском.

Змащення важелів і шпинделів випускних клапанів здійснюється від автономної централізованої системи змащення.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система змащення підшипників газотурбонагнівачів (ГТН) гравітаційна.

Система охолодження замкнута, двоконтурна, з приводом насосів заборотної і прісної води від електродвигунів. На всіх режимах роботи двигуна за допомогою терморегулятора температуру прісної води рекомендується підтримувати на вході 70 °С і на виході 85 °С. Вода підводиться до циліндрів під тиском 0,25 МПа по трубопроводу і відводиться через корпуси випускних клапанів по трубопроводах. Від магістралі прісної води здійснюється і охолодження корпусів турбін нагнітачів.

Поршні охолоджуються маслом від циркуляційної системи мастила з підведенням по трубопроводу за допомогою телескопічного пристрою і відведенням через контрольні колонки по трубопроводу в стічну цистерну.

Система пускового повітря складається з елементів системи управління і системи пускового повітря.

Система управління електричного/пневматичного типу. Вона спроектована для:

- управління з місцевого поста двигуна;
- дистанційного керування з ЦПУ.

Система складається з трьох підсистем:

- системи регулювання;
- системи реверсування;
- системи захисту.

За допомогою системи регулювання можна запускати і зупиняти двигун і управляти їм. Функції Пуску і Зупинки проводяться пневматично.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

2.1 Розрахунок робочого циклу двигуна 6UEC50LSII

В даному дипломному проєкті буде розглядатися розрахунковий цикл, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленого професором В. І. Гриневецьким в 1907 р. А після, радянські вчені Е. К. Мазінг, Н. Р. Брілінг, А. С. Орлін, Б. С. Стечкин розвинули цей метод стосовно до різних типів двигунів.

Метод теплового розрахунку заснований на загальновідомих положеннях термодинаміки і термохімії, досить повно охоплює сутність теплових явищ, що відбуваються в робочому циліндрі, і являє собою інженерне аналітичне дослідження [5, 6]. На його основі можна:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні, так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уявлення про основні параметри циклу і фактори, що впливають на робочі процеси циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла у характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Розрахунковий цикл поршневого ДВЗ значно відрізняється від ідеальних циклів. У розрахунковому циклі ДВЗ змінюються кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння і дисоціації продуктів згоряння, прихована в паливі хімічна енергія, виділяється не миттєво. У процесі розширення відбуваються догоряння палива і відновлення дисоційованих газів з виділенням теплоти. У розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

теплоємністю, так як температура і склад газів в циліндрі значно змінюються. У розрахунковому циклі є також теплові та аеродинамічні втрати.

Метод забезпечує задовільну для практики точність розрахунків, незважаючи на те, що цикл, який протікає в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, що оцінюють реальні умови протікання робочих процесів у двигуні.

Розрахунковий цикл судових ДВЗ складається з п'яти послідовних процесів: наповнення, стиску, згорання палива, розширення і випуску.

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятих процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згорання палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням P_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293 \text{ K}$.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови).

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, тип двигуна, його швидкохідності і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Приймаємо α дизельного двигуна 2,75.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для цього двигуна коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,8 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,82 \dots 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Механічний ККД оцінює механічні втрати двигуна, являє собою відношення корисної до використаної потужності. Значення механічного ККД двигуна залежить від якості масла, від теплового стану двигуна. Значення ККД для чотирьохтакткових дизельних МОД η_m знаходиться у межах $0,85 \dots 0,95$. Приймаємо $\eta_m = 0,94$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $700 \dots 1200$ К. Приймаємо $T_r = 700$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на дизельне паливо середнього складу:

$C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;
 $H = 0,126$ кг – кількість водню;
 $S = 0$ кг – кількість сірки;
 $O = 0,004$ кг – кількість кисню.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2 – тактних двигунів $Z = 1$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні P_z/P_c . Приймаємо $P_z/P_c = 1,12$.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Відношення тиску перед турбіною до тиску після компресора Ψ_r . У цьому двигуні $\Psi_r = 0,85$.

Підігрів заряду від стінок циліндру. Приймаємо $\Delta T = 10 \text{ К}$.

Ступінь підвищення тиску. $P_k = 3,5$.

Адіабатний ККД компресору $\eta_{ад}$. Приймаємо $\eta_{ад} = 0,9$.

Адіабатний ККД турбіни η_{adt} . Приймаємо $\eta_{adt} = 0,85$.

Механічний ККД турбіни η_{mt} . Приймаємо $\eta_{mt} = 0,93$.

Діаметр циліндру: $D = 0,5 \text{ м}$.

Хід поршня: $S = 1,91 \text{ м}$.

Частота обертів колінчастого валу: $n = 115 \text{ хв}^{-1}$.

Число циліндрів: $I = 6$.

Ефективна потужність $N_e = 7310 \text{ кВт}$.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,35}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,9} \right] = 431,558$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 431,558 - 0,85 \times (431,558 - 293) = 313,784$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{313,784 + 10 + 0,02 \times 700}{1 + 0,02} = 331,16$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,35 - 0,005 = 0,345$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,406 = 0,335$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,335}{0,345} \times \frac{313,784}{331,16} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,888$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при

підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1,364$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,335 \times 15^{1,362} = 13,379$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 354,698 \times 15^{1,361-1} = 882,64$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,75}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,36$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,023$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,023 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,023$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,98} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,023 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,969 = 1,022$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,026$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1678,3$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,702 = 14,985$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,022}{1,12} \times \frac{1678,3}{882,64} = 1,742$$

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,742} = 8,61$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,294$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1678,3 \times \frac{1}{8,61^{1,294-1}} = 891,416$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,843}{9,075^{1,284}} = 0,924$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) \right] \times \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) =$$
$$= \frac{13,379}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,742 - 1) + \frac{1,12 \times 1,742}{1,294 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,075^{1,284-1}} \right) \right] \times \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,362-1}} \right) = 2,12$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,12 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 1,931$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,345 \times 0,888}{2,75 \times 0,495 \times 313,784 \times 1,931} = 0,161$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,161 \times 42700} = 0,524$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,931 \times 0,94 = 1,815$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,524 \times 0,94 = 0,493$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,161}{0,94} = 0,1712$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,5^2 \times 1,91 \times 1 \times 1,815 \times 115 \times 6 = 7208,562$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{7208,562 - 7280}{7310} = 0,989\%$$

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 1,314%.

Визначення дійсного Π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$

$$= \frac{3,14 \times 0,5^2}{4} \times 1,91 \times \frac{0,345 \times 10^6}{287 \times 313,784} \times 0,888 \times 5 \times 1 \times \frac{127}{60} \times 1,15 = 15,531$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 15,531 + 0,171 \times \frac{7208,652}{3600} = 15,874$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,805 \times 0,35 = 0,297$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 891,416 \times \left(\frac{0,297}{0,984} \right)^{\frac{1,294-1}{1,294}} = 689,042$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,75 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,75 \times 0,495) = 1,393$$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ

Аркуш

37

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,393 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,393 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,75 - 1) \times 0,495}{1,393 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,75 \times 0,495}{1,393 \times 259,8}} = 287,557$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 689,042) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 689,042} = 1,383$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\left[\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_t} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t \right]^{\frac{1}{0,286}}$$

$$= 1 + \frac{\left(\frac{1,383}{1,383 - 1} \right) \times 287,557 \times 689,042 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,291}{0,101} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}}} \right] \times 0,93 \times 0,8 \times 15,874}{15,531 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,09}}^{\frac{1}{0,286}} = 3,486$$

$$P_{kd} = \Pi_{\kappa} \times P_0 = 3,486 \times 0,101 = 0,353$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,353 - 0,35}{0,353} = 0,167\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ТА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

3.1 Робота дизелів на спиртових паливах

Метанол і етанол за своїми фізико-хімічними властивостями близькі до бензинів. Зокрема, вони мають підвищену випаровуваність, порівняно невисокі щільність і в'язкість, прийнятні для двигунів з примусовим займанням октанові числа (91-92 одиниці по моторному методу) [7].

Позитивною властивістю спиртів є наявність в їх молекулах атомів кисню. Тому спирти використовуються в якості оксигенатів (кисневмісних компонентів), що підвищують детонаційну стійкість бензинів і сприяють зниженню викидів сажі і монооксиду вуглецю як в бензинових двигунах, так і в дизелях.

Одним з найбільш перспективних спиртових палив для дизелів є метанол. Його виробництво можливо практично з будь-якої сировини, що містить вуглець. Для виробництва метанолу є великі сировинні ресурси, його вартість в порівнянні з іншими альтернативними паливами порівняно невисока. Крім того, метанол як паливо для дизелів дозволяє вирішити проблему зниження викидів оксидів азоту і, особливо, твердих. Це пояснюється тим, що при згорянні метанолу не виділяються проміжні продукти, з яких потім утворюються ароматичні і ацетиленові вуглеводні, які сприяють зародженню і росту часток сажі. У продуктах згорання метанолу практично немає і сірчистих сполук.

Метанол може змішуватися з бензином в будь-яких пропорціях і служити основою для ефірної добавки – метилтретбутиловий ефіру (МТБЕ). Дослідженню роботи бензинових двигунів на сумішах бензину з метанолом

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(M15 – 15 % метанолу, M85 – 85 % метанолу та ін.), а також на чистому метанолі (M100) проведенні найбільшими американськими і європейськими двигунобудівними фірмами - Ford, General Motors, Pontiac, Chrysler , Mercedes-Benz Volkswagen, Fiat, Chevrolet, Volvo. В Японії роботи в даному напрямку проведено фірмами Mitsubishi, Honda, Toyota, Hyundai, Hino Motors. Позитивні якості метанолу – можливість його отримання з будь-якого вуглеводневої сировини (природний газ, вугілля, відходи міського сміття, біомаса і ін.), низька пожежонебезпека, а недолік – його висока токсичність.

У 1998 р. в США вироблено близько 12,5 млрд. літрів наймасовішого оксигенату – метил-третє-бутилового ефіру (МТБЕ), вироблених з метанолу. При цьому бензин з МТБЕ становить приблизно 30 % від усього обсягу продажів бензину в США. В результаті в даний час МТБЕ заміщає в США більше кількості бензину і сирої нафти, ніж всі інші альтернативні палива разом узяті.

Останнім часом в якості одного з найбільш перспективних палив для дизелів розглядається біоетанол, що пояснюється можливістю перекладу дизелів на палива з відновлювальних джерел енергії та зниження парникового ефекту. Проведені численні дослідження особливостей його згоряння в камері згоряння дизелів, вимірювання показників токсичності відпрацьованих газів дизелів, що працюють на цьому виді палива. Позитивними якостями етанолу є простота його отримання з відновлюваних ресурсів: для отримання біоетанолу використовуються цукрова тростина, цукрові буряки, кукурудза, зернові, картопля, деревина, біомаса.

Початок масового використання бензинів, що містять 5...10% етанолу, 15 % етанолу (E15) і 22 % етанолу відноситься до 1980-м років, коли в Бразилії, США, Швеції, Голландії, Франції, Канаді та Колумбії автомобілі стали заправляти цим видом палива. Проведено дослідження по використанню в бензинових двигунах суміші E85 (85 % етанолу). Найбільш

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

широке використання етанолу відзначено в Бразилії, де немає нафти, але є можливість виробництва етанолу з цукрової тростини [8].

Етанол характеризується високим октановим числом і в деяких країнах широко застосовується в якості моторного палива на транспорті. Так, Бразилія в період з 70-х по 90-і роки минулого століття щодня заміняла етанолом до 250 тис. барелів нафти, що імпортується. Починаючи з 1976 р в цій країні етанолом було заміщено близько 140 млрд, л бензину, що дало економічний ефект в розмірі 50 млрд. дол. США. У 90-х роках в Бразилії чистий етанол в якості моторного палива використовували в понад 7 млн. автомобілів і ще в 9 млн. транспортних засобів – його суміш з бензином. Однак в останні роки намітився спад у використанні етанолу як моторного палива.

Другим світовим лідером по широкомасштабному використанню етанолу для потреб автотранспорту є США, де для виробництва 3,8 млрд, літрів етанолу на рік збирають урожай технічних культур з 2 млн. га. У 1994 р виробництво етанолу оцінювалося в 5,3 млрд, л і додатково будувалися нові підприємства для його виробництва в розмірі ще 900 млн. л на рік. Етанол використовується як «екологічно чисте» паливо в 21 штаті, а етанол-бензинова суміш становить 10% паливного ринку США і використовується більш ніж в 100 млн. двигунів. Вартість етанолу до недавнього часу була вища за вартість бензину. Однак, за деякими оцінками, етанол стає конкурентоздатним при ціні нафти в 60 дол. США за барель. У зв'язку з цим, а також з урахуванням податкових пільг на продаж етанолу для автотранспорту, що діють у ряді країн, знову зріс інтерес до використання етанолу в якості моторного палива.

Наведені дані свідчать про перспективність використання спиртових палив в двигунах з примусовим займанням. Слід, однак, відзначити, що спалювання спиртових палив, причому з кращою паливною економічністю, можливо і в дизелях. З даних, наведених на рис. 3.1 випливає, що дизельні

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двигуни з нерозділеними камерами згоряння, що працюють на метанолі і етанолі, мають термічний ККД η_t 1 на 20...35% вище, ніж бензинові двигуни.

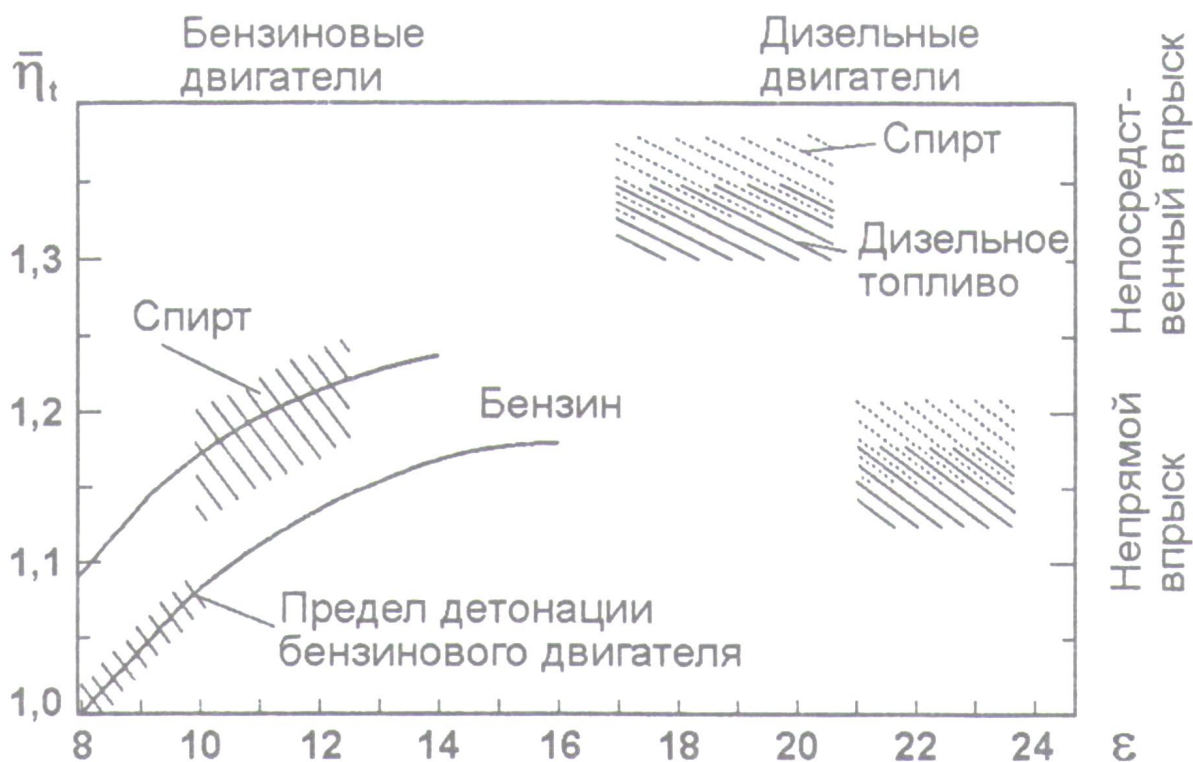


Рисунок 3.1 – Відносна термічна ефективність використання нафтових палив і спирту в бензинових і дизельних двигунах: η_t – відносний термічний ККД (за одиницю прийнятий термічний ККД бензинового двигуна зі ступенем стиснення $\epsilon = 8$)

Подача метанолу і етанолу в дизель можлива декількома способами: вони можуть впорскуватися в чистому вигляді або в суміші з дизельним паливом в безпосередньо циліндри, подаватися у впускний трубопровід в рідкій фазі або у вигляді пари. Безпосереднє впорскування спирту в камеру згоряння може здійснюватися за допомогою штатного ПНВТ дизеля. Використовується також з безпосереднім впорскуванням спирту в камеру згоряння у вигляді емульсії з дизельним паливом. Ефективними є системи з роздільним уприскуванням спирту і запальної дози дизельного палива в циліндри дизеля.

При організації процесу згоряння спиртів в циліндрах дизеля виникає проблема їх займання, оскільки спиртові палива мають низькі цетанові числа. Займання спиртів в умовах камери згоряння дизеля можливо за допомогою додатково встановленої свічки запалювання або розжарювання. Ефективне займання спиртових палив в дизелях досягається при подачі в камеру згоряння запальної дози дизельного палива.

Дослідницькі роботи з адаптації дизелів для роботи на метанолі і етанолі проведені найбільшими двигунобудівними фірмами - Ford, General Motors, Detroit Diesel, Navistar, MAN, Daimler-Benz, Deutz, MWM, Volkswagen, Fiat, Volvo, Nissan Diesel, Mitsubishi, Isuzu, Hino Diesel, Toyota. В СРСР і Росії роботи в даному напрямку проведено в МАДИ, НАМИ, Кіровському Сільськогосподарському інституті, МІИТ, МГТУ ім. Баумана, РУДН, Волгоградському політехнічному інституті]. Ряд досліджень виконано на Україні. Розглянемо деякі результати зазначених досліджень.

3.2 Концепція суднового малообертового газового двигуна, що працює на метанолі

Вже сьогодні малообертовий двигун, що працює на метанолі MAN ME-LGI користується попитом у замовників. Перші компанії, які замовили цей тип двигуна (що мають позначення S50ME-LGI і G50ME-LGI,) Mitsui O.S.K. Lines, Marinvest та Westfall Larsen.

Фірма MAN розробила двигун ME-LGI для задовільнення попиту, що виник з боку судновласників, які працюють на альтернативах паливах. Нафтогазові і газоподібні двигуни вже багато років експлуатувалися у морі, а в даний час будується ще більше танкерів LPG, оскільки розвивається світова інфраструктура LPG терміналів [9].

Завдяки життєздатному, зручному та економічному паливу, що вже знаходиться на борту, використання частки вантажу для руху судна має сенс

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

разом з іншим важливим фактором, таким як зменшення шкідливого впливу на навколишнє середовище. MAN Diesel & Turbo розробив версією ME-LGI, відповідаючого рівню викидів Tier III, який вже сьогодні можна замовити.

Подальший аналіз ринку також говорить, що інтерес до метанолу від суден, що працюють у віддалених районах, де складно організувати доставку та відсутні термінали LNG, є важливим фактором. Широкомасштабне використання LNG є економічно обґрунтованим, але невеликі об'єми LNG стають дорогим через досить великі інвестиційні витрати на бункерні термінали. Тобто логістична складова призводить до суттєвого здорожчання газового палива, чим нівелює одну з основних переваг газового палива.

Метанол може зберігатись у звичайних резервуарах без надмірного тиску, його легко транспортувати. Поїзди, вантажівки та судна-перевізники вже існують у багатьох місцях, тому інфраструктуру використання метанолу можна легко поширити та здійснити бункерування судна у віддаленій місцевості.

На даний момент є сенс використовувати метанол у зоні контролю за викидом сірки (SECA), для руху по річках у віддалених районах з суворим контролем викидів (наприклад, на озерах або в арктичній зоні) та у внутрішніх водоймах.

Важливо зазначити, що метанол токсичний, корозійний і займає вдвічі більше місця, ніж морське дизельне паливо (MDO), див. таблицю 2.1. Тому слід враховувати особливі вимоги експлуатації двигунів, здатних працювати на метанолі, як при проектуванні, під час технічного обслуговування так і у випадку витоків.

У 2012 році MAN Diesel & Turbo вирішив розширити номенклатуру малообертових двигунів, використавши паливо з низькою температурою спалаху, і в результаті було запроваджено серію двигунів ME-LGI. Двигун MAN B & W ME-LGI є двопаливним, розробленим для рідкого палива з низькою температурою спалаху, на відміну від двигуна ME-GI, де паливо

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вводиться в газоподібному стані. Метанол характеризується низьким цетановим числом, див. таблицю 3.1, і тому якість самозаймання є поганою. Незважаючи на цю різницю, принцип експлуатації та концепція безпеки двигунів моделей ME-LGI подібні до вже прийнятої концепції ME-GI.

Однак через різницю у властивостях палива компоненти моделей ME-LGI та допоміжні системи відрізняються від моделей ME-GI. Двигун ME-LGI може поставлятися в різних версіях залежно від типу рідини з низьким рівнем спалаху, що використовується (low flashpoint liquid (LFL)).

Таблиця 3.1 – Властивості палива

Параметр	DME	Methanol	Ethanol	Diesel	HFO 45	Gasoline
Хімічна формула	$\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$	$\text{CH}_3\text{-OH}$	$\text{C}_2\text{H}_5\text{-OH}$	$\text{C}_8\text{-C}_{25}$		$\text{C}_4\text{-C}_{12}$
Вміст вуглецю (% об.)	52,2	38	52	85		86
Вміст водню (% об.)	31	12	13	15	-	14
Вміст кисню (% об.)	34,8	50	35	0	-	0
Молярна маса, кг/моль	46	32	46	183	-	0
Щільність, кг/м ³	660	798	794	840	982	740
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	22,8	20,1	27,0	42,7	40,9	-
Температура кипіння (°C при тиску 0,1 МПа)	-24,9	65	78	180-360	-	27-245
Тиск пари, МПа при 20 °C	0,530	0,130	0,006	1	-	0,025-0,045
Критичний тиск, МПа	53,7	8,1	6,3	3,0	-	-

Продовження таблиці 3.1

Критична температура, °C	127	239,4	241	435	-	0,6
Кінематична в'язкість, сСт при 20 °C	0,19-0,25	0,74	1,2	2,5-3,0	-	0,6
Поверхневий натяг, Н/м при 20 °C	0,012	0,023	0,022	0,027	-	-
Цетанове число	55	<5	8	38...53	-	-
Октанове число		109	109	15-25	-	900-100

Паливо для двигуна ME-LGI класифікується за типом пари при 60 °C. Приклади палива, див. табл. 3.2. Впорскування палива здійснюється за допомогою паливної форсунки (Booster Fuel Injection Valve (BFIV)) з використанням гідравлічного тиску 30 МПа для підняття тиску палива до тиску впорскування, роботу такої форсунки показано на рисунку 3.1. BFIV – це інтеграція конструкції масляного запірного клапана та класичної форсунки для впорскування рідкого нафтового палива при 60 °C, яка була у використанні більше десяти років, і тепер працює на більш ніж тисячі двигунів. Обидві конструкції добре перевірені, і комбіноване рішення має перевагу в тому, що воно мінімізує загальну вагу і знімає труби високого тиску між ними. Використовуючи цю конструкцію, загальна інерція зменшує час відгуку клапана, а тести виробів, що експлуатуються, демонструють краще контрольовані профілі впорскування.

Метанол має температуру спалаху 11 °C, що не відповідає безпеці мореплавства на морі (SOLAS). Однак, використовується подвійна конструкція стін всіх метанольних компонентів, і всі витоки контролюються і збираються в подвійному бар'єрі. Обробляти метанол у процесі паливопідготовки набагато легше, ніж LNG.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

Щоб мати можливість використовувати метанольне паливо на двигунах типу ME-LGI, кришки циліндрів оснащені інжекторними клапанами для підігріву палива, розробленими спеціально для роботи з метанолом. Для 50-см циліндра двигуна це означає, що кожна кришка оснащена двома додатковими метанольними форсунками. Блок впорскування рідкого газу (LGI) встановлений на кришці циліндра.

Цей блок містить регулюючий клапан для впорскування палива (метанолу), клапан активації герметизуючого підсилювача, клапан активації примусового відсмоктування, клапан продувки LGI та впускні/випускні клапани для метанольного палива. Всі труби для гідравлічного масла та палива двостінні. Крім того, подвійні стінки для метанольного палива вентилуються вентиляційним повітрям, див. рис. 3.2.

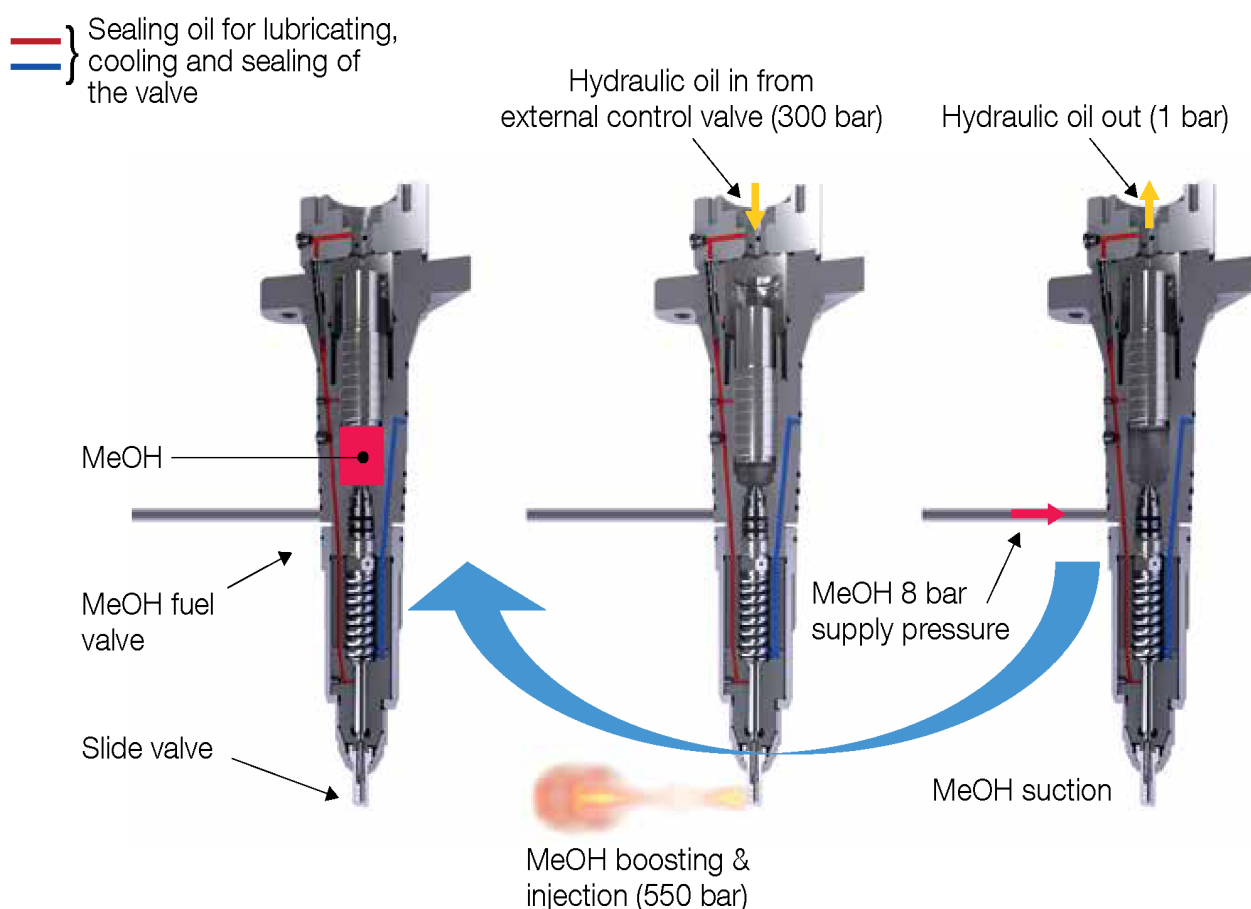


Рисунок 3.2 – Принцип роботи паливної форсунки (BFIV) для метанолу

Таблиця 3.2 – Категоризація різних видів палива за тиском парів при 60 °С

< 1 атм. (0,1 МПа)	> 1 атм. (0,1 МПа)
Метанол, Етанол	LPG, ДМЕ

Інжекторний клапан, що впорскує метанол, повинен бути охолодженим, а поверхня, що працює, повинна бути змащена. З цією метою на двигун вбудована комбінована система ущільнення та охолодження масла, яка забезпечує тиск масла для змащування 5 МПа, система покриває всі робочі поверхні та контролює, щоб температура в бустерному клапані була нижча за макс. 60 °С. Фактична конструкція показана на рис. 3.3.



Рисунок 3.3 – Кришка циліндрів, оснащена інжекторами паливним підсилювачем та блоком керування LGI (всі труби паливного блоку є двостінними)

Ущільнювальний тиск масла генерується внутрішньо в підсилювачі, щоб уникнути забруднення гідравлічного масла, що працює на клапані. Ущільнювальне масло має й інші переваги. Це дозволяє уникати виходу метанолу в систему змащення, та далі у систему зливу масла. Охолоджене масло та система ущільнення повністю інтегровані в конструкцію двигуна, включаючи обладнання для постійного моніторингу забруднення метанолом масляної системи. Якщо метанол буде виявлений у системі, двигун переключиться на режим важкого палива, при цьому двигун буде очищений від метанолу [10].

У той же час сторона охолоджуваного масляного насоса буде переключена на очищене системне масло, а контур масла буде промитий чистим маслом. Потім, чисте масло буде зібрано разом із забрудненим в резервуарі для охолодження масла, і система зможе продовжувати працювати лише тоді, коли в баку не буде виявлено метанолу.

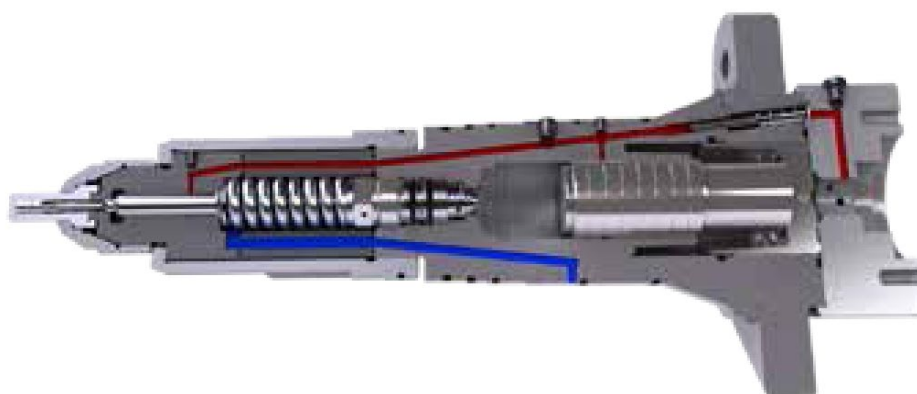


Рисунок 3.4 – Форсунка для впорскування метанолу (інжектор з маслом охолодження (нижній канал) і герметезуюче масло (верхній канал))

Щоб забезпечити правильну температуру BFIV, масло охолоджується в теплообміннику, який з'єднаний, наприклад, з низькотемпературною системою охолодження. Коли вводять паливо, стан згорання контролюється за допомогою датчиків середнього тиску (pressure mean indicator (PMI)), що

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

знаходяться в кожній кришці циліндра. Тиск нагнітання становить приблизно 50 МПа. Три режими згоряння контролюються.

Метанол під тиском 0,8 МПа доставляється до двигуна через двостінні труби, вентильовані сухим повітрям, взятим з вихідної повітряної системи. Щоб втягувати повітря, на виході встановлена система вентиляції. Вся метанолова паливна апаратура виконана у вигляді двошарової конструкції, і будь-який витік метанолу перетвориться на пари метанолу. Це контролюється НС-датчиками, розташованими поруч із виходом з подвійної системи трубопроводів. У випадку надмірно високого вмісту парів метанолу у вентиляції, система безпеки припинить роботу на метанолі та повернеться до роботи на важкому паливі. Це перемикання виконується плавно і без втрати потужності.

В двигун інтегрована система управління та безпеки метанолу. Основна операційна панель (MOP) оснащена зручним інтерфейсом для роботи на метанолі. На цій панелі система LGI відслідковує та показує відповідний тиск, температуру та положення ряду клапанів [11].

Незважаючи на те, що метанол є особливо корозійним, не очікується зміна корозійної стійкості в камері згорання при використанні його як палива у стандартних двигунах. Вже сьогодні відомі досить корозійні середовища, і камери згоряння призначені для цього. Однак для перших двигунів, що працюють на метанолі, для пошуку найбільш підходящих типів потрібні випробування різних типів мастил.

Не передбачається проблем з утворенням формальдегіду в процесі спалювання. Метанол буде горіти з температурою до 1300 °С, отже, всі молекули метанолу будуть спалюватися. Формальдегід утворюється при температурі приблизно 400-600 °С, а так як малообертові двигуни не мають ніякого паливного ковзання, то формальдегід не виробляється в системі вихлопних газів.

Для двигунів з високим ступенем стиснення пального та метану, наприклад двотактними та чотиритактними двигунами, що використовують цикл Отто, набагато більше імовірність того, що вони матимуть проблеми з утворенням формальдегіду в процесі згоряння або в системі вихлопних газів.

3.3 Система подачі метанолу

Двигун використовує метанол з постійною температурою при фіксованому тиску подачі та зміні витрати залежно від навантаження двигуна. Система подачі палива з низьким рівнем спалаху метанолу (LFSS) повинна забезпечити подачу цього палива у двигун, дотримуючись заданих вимог, щодо температури, витрати, тиску та потужності.

Система подачі метанолу LFSS працює за тією ж концепцією, що й звичайна система подачі важкого палива. Паливо береться з витратного бака, що містить рідке паливо, і підсилюється до тиску, близького до тиску подачі, наприклад для метанолу приблизно 0,8 МПа. Потім паливо перекачується циркуляційним насосом, і тиск піднімається до тиску подачі в двигун, наприклад, для метанолу приблизно 1 МПа. Тиск доставки повинен забезпечувати, щоб паливо залишалось рідким, і кавітація не утворювалась при температурах, до яких паливо підігрівається, до потрапляння в відповідну форсунку (BFIV). Потік палива в циркуляційному ланцюзі повинен бути завжди вище, ніж споживання палива двигуном. Типовий коефіцієнт циркуляції в 2-3 рази перевищує споживання палива.

Щоб забезпечити температуру подачі палива, в циркуляційний контур поміщається нагрівач/охолоджувач. Рекомендується підключити його через вторинний контур охолодження [12].

Система підготовки палива. Система Alfa Laval FCM One Low-Flashpoint (LF), яка працює як допоміжна, була явним успіхом виробника на судах із двигунами ME-LGI, що працюють на метанолі.

Наприкінці 2013 року фірма Alfa Laval була обрана компанією MAN Diesel & Turbo для постачання допоміжних систем (LFSS) газових двигунів серії LGI, а пізніше – для перших в світі танкерів з малообертовим двигуном, що працює на метанолі. MAN Diesel & Turbo має великий опит спільної роботи з компанією Alfa Laval у таких проектах, як рециркуляція вихлопних газів, де за технологією Alfa Laval PureNOx очищають циркуляційну воду. Це, разом з глибокими знаннями та досвідом роботи в галузі кондиціонування повітря, зробило Alfa Laval лідируючим вибором для постачання систем підготовки палива.

Завершена бустерна технологія, Alfa Laval FCM One Low-Flashpoint (LF), була встановлена на суднах, побудованих у Minaminippon в Японії та Hyundai Mipo Dockyard в Кореї. Три останні власники суден, MOL, Westfal-Larsen та Marinvest, за останні три роки зареєстрували понад 4500 годин роботи FCM One LF, рис. 3.5.

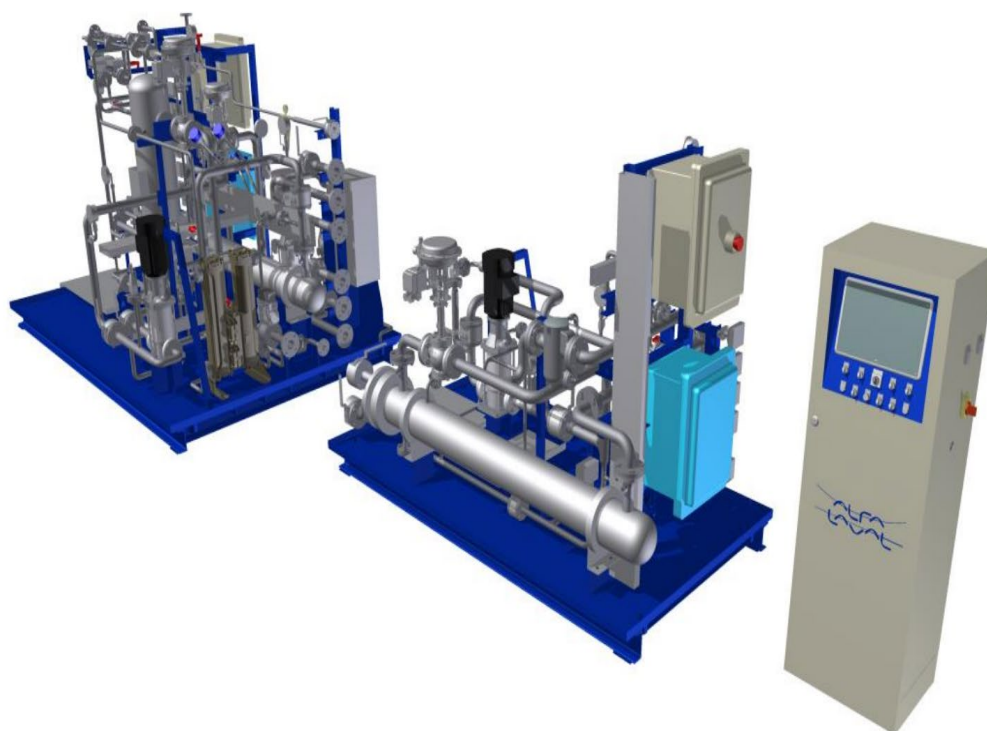


Рисунок 3.5 – Система підготовки палива Альфа Alfa Laval FCM One Low-Flashpoint

Головний паливний клапан з'єднує LFSS з двигуном через головний паливний клапан (master fuel valve (MFV)), розташований у подвійному блоці разом з елементами кріплення. Для очищення клапанна від залишків метанолу, при необхідності, ємність також підключена до джерела азоту.

Як правило, клапанний корпус буде розміщуватися за межами машинного відділення над палубою, щоб уникнути необхідності у подвійних бар'єрах безпеки. З клапанного корпусу паливо подається до двигуна по двостінним вентильованим трубам через машинне відділення.

Система очищення. Як вже згадувалося, концепція суднового малообертового двигуна включає в себе метанольні паливопроводи та інші пристрої, заповнені метанолом. Через низьку температуру спалаху існує низка режимів роботи, де трубопроводи для палива повинні бути очищені та дезактивовані (очищені інертним газом). Для ME-LGI паливні трубопроводи на двигуні та в машинному відділенні розташовані так, щоб рідке паливо могло бути видалене і повернуто в резервуар обслуговування.

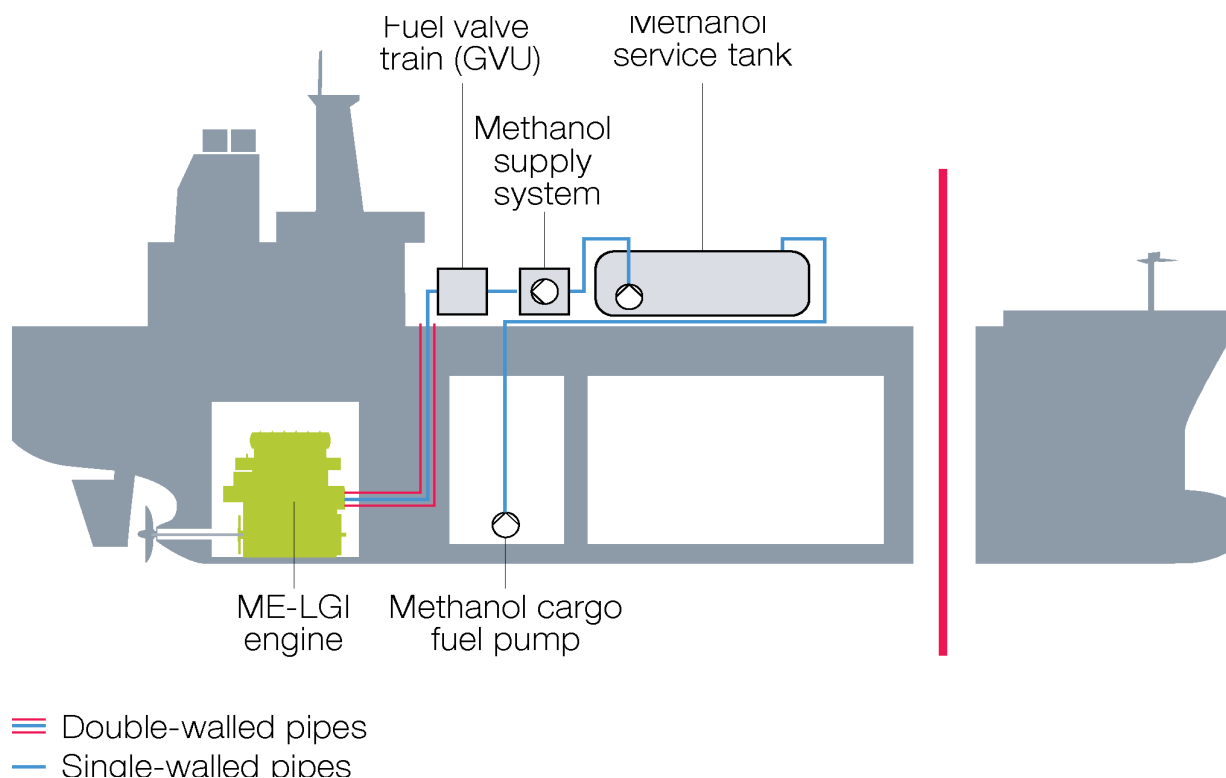


Рисунок 3.6 – Суднова паливна система при використанні метанолу

Після того, як метанольне паливо повернуто до сервісного баку, для двостінної системи трубопроводу проводиться повне очищення та інертування.

3.4 Результати експлуатації суднових малообертових двигунів на метанолі

Успішна робота на одному циліндрі в дослідницькому центрі MAN Diesel & Turbo в Копенгагені підтвердила концепцію суднових малообертових двигунів, розроблену фірмою. Вимірювання виділення тепла, отримані під час випробування, показали, що спалювання метанолу є подібним або навіть кращим, ніж при спалюванні дизельного пального.

Як показано на рисунку 3.5, викид тепла метанолу інтенсивніші на 0-20 градусів п.к.в., а після 20 градусів п.к.в. менш інтенсивні. Це показує, що більше енергії випускається в період, коли більша частина енергії може бути перетворена в рух поршня, і це вказує на те, що ефективність роботи двигуна краще при роботі на метанолі, ніж при роботі на дизельному паливі. На рис. 3.6 можна побачити, що ефективність роботи двигуна при спалюванні метанолу при 100% навантаженні двигуна є вищою 1...2 %, при цьому зниження витрати палива складає 1,7...3,4 г/(кВт·год).

Потужність залишається незмінною при роботі на метанолі, і, що найголовніше, споживання метанолу, нижче, ніж споживання дизельного палива.

Робота двигуна вимірюється під час роботи не високому навантаженні, а значення питомої витрати палива (SFOC) відображаються у еквіваленті дизельного палива, рис 3.7.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

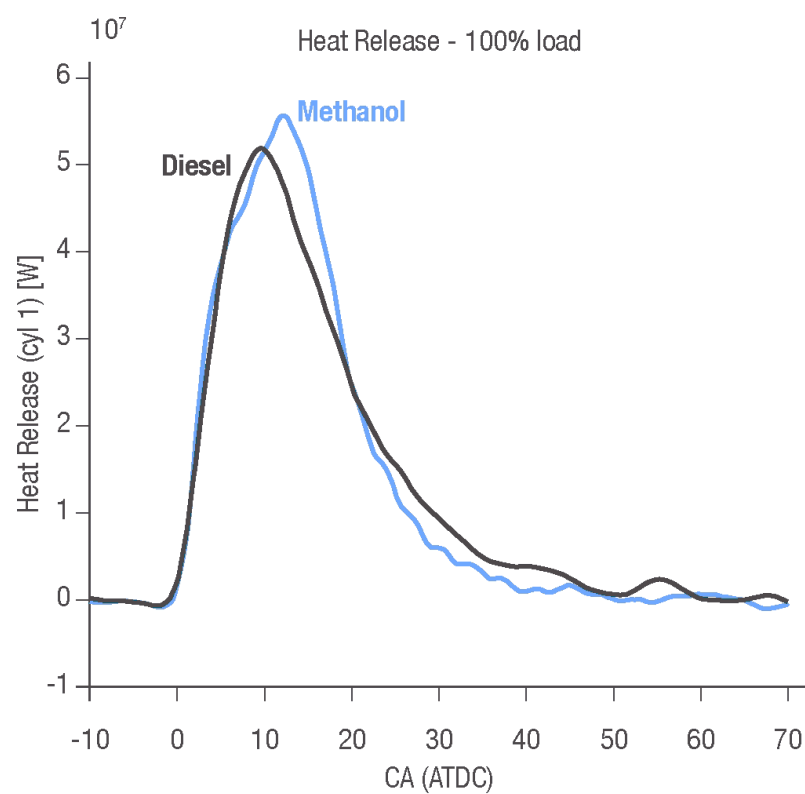


Рисунок 3.7 – Криві тепловиділення при 100% навантаженні двигуна

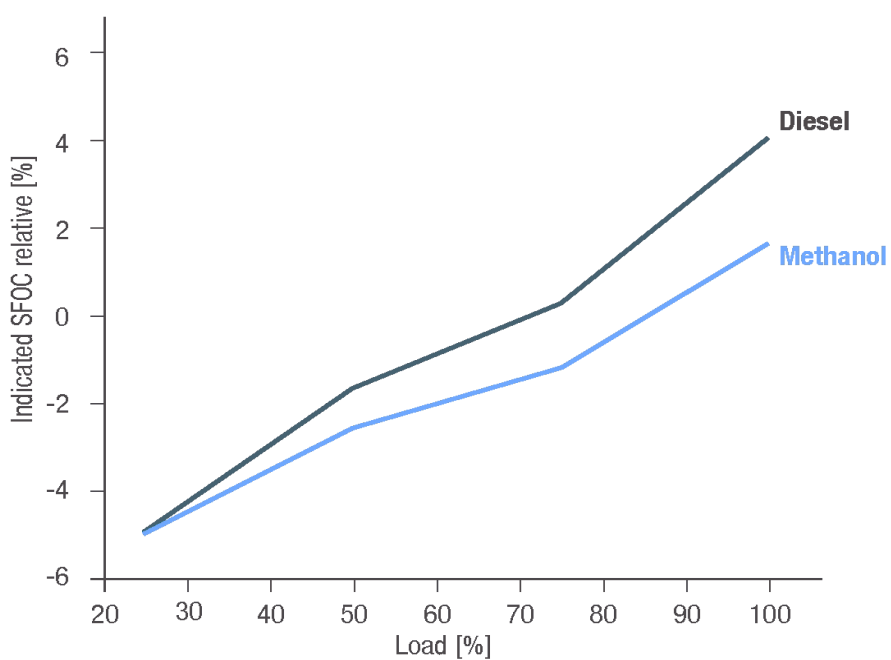


Рисунок 3.8 – Конкретна крива споживання дизельного палива та метанолу

Що стосується шкідливих викидів, то вміст NOx при експлуатації на метанолі нижче, ніж у дизельного палива. Метанол горить холодніше і, таким чином, для тих самих параметрів двигуна виробляє меншу кількість викидів NOx. рис. 3.9.

Паливо подається до двигуна, як показано, див. рис. 3.4. Двосторонні труби, як в машинному відділенні, так і на двигуні, означають, що рівень безпеки під час експлуатації дуже високий. Забезпечено достатній рівень очищення двостінних трубопроводів та безперервне живлення, за умови експлуатації на 100% потужності MCR.

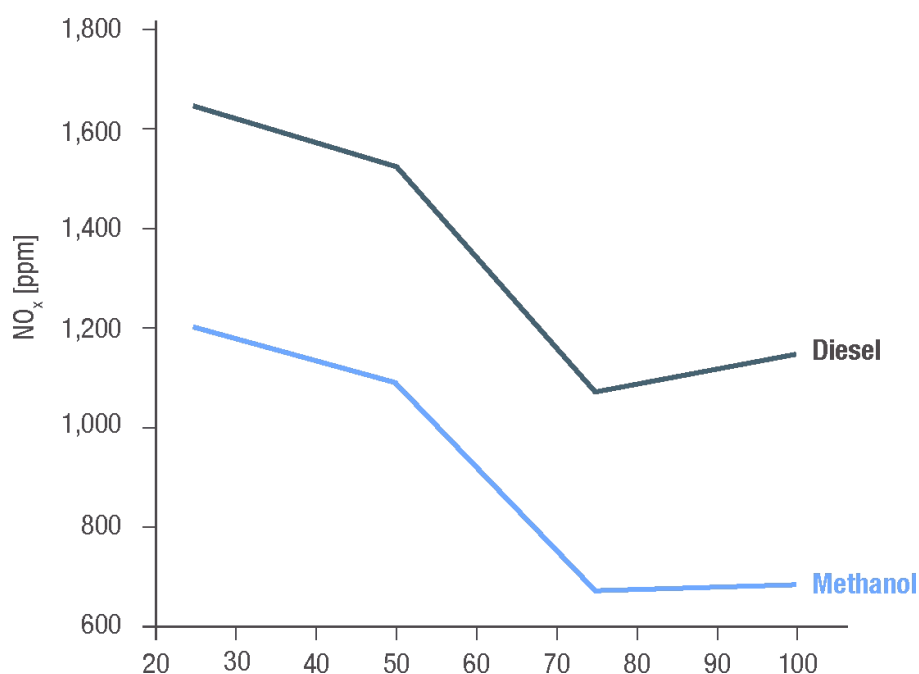


Рисунок 3.9 – Викиди NOx для дизельного палива і метанолу

На компонентах паливної системи, що були демонтовані для огляду, не виявили ознак кавітації чи зносу, рис. 3.10.

Незважаючи на те, що концепція ME-LGI нещодавно була успішно перевірена, основи цієї концепції були відомі протягом багатьох років. Подальші особливості конструювання буде зосереджено на оцінці довгострокової експлуатації метанолу для аспектів, які не були виявлені під час короткотермінових випробувань.



Рисунок 3.10 – Частини, демонтовані після випробування на метанолі

Концепція ME-LGI доступна для усього модельного ряду малообертових двигунів, як для морських так і для стаціонарних енергетичних установок.

Правильне планування технічного обслуговування є необхідним для задоволення вимог експлуатації енергетичної установки. Крім того, експлуатація та технічне обслуговування компонентів двигунів ME-GI та ME-LGI це прості процеси для кваліфікованої та досвідченої експлуатаційної групи, принаймні, якщо заходи з технічного обслуговування є належним чином запланованими, підготовленими та контрольованими. Загалом, керівники та експлуатаційна команда повинні бути добре освіченими, кваліфікованими та відданими професіоналами. Фірма-виробник двигуна, як правило, пропонує освітні програми для головних інженерів, які будуть в курсі останніх відомостей про технічне обслуговування та технології.

Коли головний двигун буде зупинений, газопровід високого тиску повинен бути звільнений від метанольного палива і очищений азотом, щоб гарантувати, що двигун не має метанолу та доступний для всіх видів робіт з технічного обслуговування.

Для двигуна слід дотримуватися процедури переходу в режим консервації спиртових систем, якщо очікується, що експлуатація такого палива буде зупинено протягом певного періоду, наприклад під час ремонтних робіт. У цьому режимі не рекомендується проводити сервісні роботи, пов'язані з підняттям обладнання через лінії подачі. Причиною є те, що лінії подачі рідкого палива як у машинному відділенні, так і на двигуні, якщо вони містять залишки метанолу. У випадку повного відключення системи метанолу, наприклад для великих ремонтних робіт у машинному відділенні всі трубопроводи повинні бути очищені від LPG, тільки потім вентиляцію можна відключити.

Окрім специфічних систем, також необхідні звичайні допоміжні системи ME - і оскільки ME-LGI є концепцією двопаливного двигуна, також необхідна стандартна система подачі для роботи на важкому паливі.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні

Умови перебування у відсіку судна, що відповідають нормам і вимогам санітарних правил для морських суден до температури, повинні забезпечуватися системи вентиляції. У МВ передбачена екранізація теплообміну всього приміщення, яка сполучається з потоком повітря на робочому місці. Наведений розрахунок вентиляції машинного відділення був виконаний з метою визначення необхідної продуктивності системи кондиціонування, яка буде встановлюватися на судні. Продуктивність системи кондиціонування розраховується враховуючи максимальне тепловиділення в літню пору.

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення, визначається рівнянням:

$$L_{\Pi} = \frac{\sum Q_{\text{над}}}{C_{\Pi} \times \rho_{\Pi} \times \Delta t}, \text{ м}^3/\text{год}$$

де $\sum Q_{\text{над}}$ - сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, кДж/год;

$C_{\Pi} = 1,01$ - питома теплоємність повітря, кДж/(кг×К);

Δt - різниця температур повітря в МВ і зовнішнього, згідно санітарним нормам: $\Delta t_{\text{літо}} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{\text{зима}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

ρ_{Π} - щільність повітря при зовнішній температурі, кг/м³:

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\rho_{II} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t_n}{273}}$$

де $\rho_0 = 1,293$ - щільність повітря при нормальних умовах, кг/м^3 ;

t_n - температура зовнішнього повітря, приймається в залежності від району плавання судна по ГОСТ 24389-80, $^{\circ}\text{C}$.

Сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, даного судна, визначаються за виразом:

$$Q_{\text{над}} = Q_{\text{ГД}} + Q_{\text{ДГ}} - Q_{\text{зв}}$$

Надлишкове тепловиділення для ДВЗ визначається за формулою:

$$Q_{\text{ГД}} = K_3 \times g_e^{\text{ГД}} \times N^{\text{ГД}} \times Q_H^{\text{II}} \times m \times n, \text{ кДж/год},$$

де $K_3 = 0,84$ – коефіцієнт завантаження головного двигуна;

$g_e^{\text{ГД}} = 0,173 \text{ кг/(кВт}\times\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N^{\text{ГД}} = 7280 \text{ кВт}$ – потужність головного двигуна;

$Q_H^{\text{II}} = 50324 \text{ кДж/кг}$ – нижня теплота згоряння палива;

$m = 0,013$ – частка тепловиділення у навколишнє середовище;

$n = 1$ – кількість головних двигунів.

$$Q_{\text{ГД}} = 0,84 \times 0,173 \times 7280 \times 50324 \times 0,013 \times 1 = 692110,24 \text{ кДж/год}.$$

Кількість тепла, яке сприймає забортна вода, обраховується за формулою:

$$Q_{\text{зв}} = S \times \eta \times (t_{\text{МВ}} - t_{\text{зв}}),$$

де $S = 2 \times L_{\text{М}} \times H = 2 \times 18 \times 6 = 216 \text{ м}^2$ – площа лівого та правого бортів, які відносяться до машинного відділення;

$\eta = 24 \text{ кДж/ м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – коефіцієнт розсіювання тепла;

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$t_{MB} = 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура у машинному відділенні згідно останніх вимог ІМО;

$t_{3B} = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – середня температура води за бортом судна.

$$Q_{3B} = 24 \times 216 \times (38 - 19) = 98496 \text{ кДж.}$$

Сумарне надлишкове тепловиділення у машинному відділенні становить величину, яку обраховують за формулою:

$$Q_{над} = Q_{ГД} - Q_{3B} = 692110,24 - 98496 = 593614,24 \text{ кДж.}$$

Щільність повітря при зовнішній температурі $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ буде:

$$\rho_{\Pi} = \frac{1,293}{1 + \frac{20}{273}} = 1,204, \text{ кг/м}^3$$

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення

$$L_{\Pi}^{літо} = \frac{593614,24}{1,01 \times 1,204 \times 8} = 61019,19, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$L_{\Pi}^{зима} = \frac{593614,24}{1,01 \times 1,204 \times 25} = 19526,14, \text{ м}^3/\text{год}$$

Кратність циркуляції для літа та зими становить:

$$n_{літо} = \frac{L_{\Pi}^{літо}}{V_M}$$

$$n_{зима} = \frac{L_{\Pi}^{зима}}{V_M}$$

де V_M – об'єм машинного відділення, який приблизно дорівнює:

$$V_M = s \times H_{суд} = 816 \times 6 = 4896 \text{ м}^3$$

де $H_{суд} = 12 \text{ м}$ – висота борту судна до верхньої палуби [розділ 1].

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тоді кратність циркуляції для літа та зими буде:

$$n_{\text{літо}} = \frac{61019}{4896} \approx 12,46 \text{ год}^{-1}$$

$$n_{\text{зима}} = \frac{19526}{4896} \approx 3,98 \text{ год}^{-1}$$

Даний повітрообмін дозволяє витримувати нормативні документи, що регламентують параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень, ГОСТ 12.1.005-88 та ДСН 3.3.6.042-99.

4.2 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту малооборотних двигунів, що працюють на зрідженому газовому паливі

При вживанні газоподібного палива в суднових дизелях повинні виконуватися спеціальні вимоги до конструкції двигуна і паливних систем, що забезпечують тривалу безпечну експлуатацію.

Боротьба з вогнищем займання газового палива в замкнутому об'ємі також не викликає великих труднощів, оскільки додавання в метаноповітряну суміш 25% вуглекислого газу або 40% азоту роблять її взагалі нездібною горіти. Будь-які негорючі газоподібні, рідкі і тверді розчинники знижують температуру полум'я, швидкість його поширення і швидкість протікання хімічної реакції окислення палива. Тому для гасіння природного газу рекомендується застосовувати інертні гази, дрібнорозпилену воду та пісок. Високоєфективні також полум'ягасники з пористих матеріалів (кульки, сітки, рифлена стрічка й тому подібне), які знижують температуру фронту полум'я нижче температури займання.

Усередині трубопроводів і газової арматури, що працюють під тиском, у зв'язку з досить вузькими концентраційними межами займання метаноповітряних сумішей, утворення пожежовибухонебезпечних сумішей практично виключено. Проте при заповненні системи газом можливе

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

короткочасне існування сумішей у вибухонебезпечних концентраціях. Небезпека посилюється наявністю плівки змащувальних масел. Тому в цілях безпеки первинне заповнення систем газом слід проводити після продування системи інертним газом, наприклад, азотом.

У зв'язку з тим, що в паливній системі газового двигуна два види палива: рідке і газоподібне, для безпечної і безаварійної роботи газодизеля необхідно зберегти всі види захисту дизеля і доповнити специфічними захистами:

1) Відключення подачі газу при падінні тиску рідкого палива в трубопроводі низького тиску для виключення пропуску спалахів в циліндрах через відсутність запального палива.

2) По тиску газоподібного палива, що забезпечує відключення його при недопустимих відхиленнях тиску.

3) На кришках люків картера мають бути встановлені запобіжні клапани з сітками.

4) Пуск, зупинка і робота при навантаженні менше 15 % $P_{e\text{ном}}$ виконується лише на рідкому паливі.

5) У машинному відділенні необхідна система контролю наявності газового палива в зонах можливих витоків і скупчення газу з попереджувальною сигналізацією при концентрації 20% НКПВ та аварійною (виконавчою) сигналізацією при 50...70% НКПВ.

6) Газові трубопроводи двигуна і система випуску відпрацьованих газів повинні мати можливість продування інертним газом або повітрям.

7) Відсічні клапани на вході газу в машинне відділення мають бути дубльовані.

8) З метою виключення попадання газу в машинне відділення при можливих витоках в зоні розташування газових трубопроводів газодизеля рекомендується установка кожуха з організацією відсмоктування повітря або

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

організація інтенсивної вентиляції з відсіченням подачі газу при її відключенні.

Вище перелічені заходи відповідають основним вимогам для тривалої безаварійної роботи суднових газових дизелів, своєчасного виявлення витоків газу і усунення небезпечних наслідків від них.

4.3 Безпека екіпажу в надзвичайних ситуаціях

Постійна готовність екіпажу до дій при надзвичайних і аварійних ситуаціях забезпечується за рахунок:

1) постійної наявності на борті встановленої кількості екіпажу, здатного забезпечити ефективні дії у випадку виникнення надзвичайних ситуацій;

2) високої професійної кваліфікації екіпажу, попередньої тренажерної підготовки, регулярних і ефективних навчальних тривог, навчань, тренувань;

3) ефективної системи й організації дій, включаючи «Розклад за тривогами», аварійні партії, суднові оперативні плани дій (Vessel Response Plans), контрольні листи рекомендованих дій (Check Lists) для всіх виявлених ризиків з урахуванням специфіки й конструктивних особливостей судна, особливостей і властивостей вантажів;

4) постійної готовності засобів боротьби за живучість судна;

5) постійного контролю й спостереження (у тому числі за допомогою спеціальних систем контролю й попереджувальної сигналізації) за основними елементами безпеки, виявлення осередку надзвичайної ситуації на можливо більш ранній стадії, а також швидких, рішучих, ефективних дій людини, що першою виявила виникнення надзвичайної ситуації.

Однією з таких надзвичайних ситуацій є пожежа на судні.

Сучасне судно насичене горючими матеріалами, електроустаткуванням. Виконання вимог пожежної безпеки (попередження пожеж) на судні, знання й уміння боротися з пожежею є обов'язковими для всього екіпажу.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основною метою боротьби з пожежами на судні є:

- порятунок пасажирів і екіпажу;
- локалізація пожежі (запобігання поширення небезпечних факторів пожежі судном, вибухів парів ЛЗР, балонів зі стисненим газом, небезпечних вантажів);
- гасіння пожежі всіма наявними засобами;
- способами збереження остійності й запасу плавучості.

Тактика боротьби з пожежами містить у собі:

- оголошення пожежної тривоги;
- при можливості, огляд аварійного району для уточнення місця, типу палаючої речовини, інтенсивності пожежі;
- визначення порядку виконання дій з порятунку пасажирів і екіпажу, локалізації й боротьби з пожежею, видаленню води, що накопичується при гасінні пожежі.

Для швидкого ухвалення рішення на вибір сил і засобів гасіння пожежі рекомендується знати і використовувати *класифікацію пожеж*, засновану на виділенні однакових властивостей горючого матеріалу, для ефективного використання речовин для вогнегасіння (вогнегасників) [12]:

А – пожежі, викликані горінням твердих горючих матеріалів (деревина, тканини, папір, гума й деякі пластмаси). Пожежі гасять за допомогою води або водяних розчинів речовин для вогнегасіння:

В – пожежі, викликані горінням займистих або горючих рідин, що запалюються: газів, жирів і інших подібних речовин, фарб, лаків, розчинників. Пожежі гасять припиненням надходження кисню повітря до осередку пожежі або запобіганням виділення горючої пари;

С – пожежі, викликані запаленням електроустаткування, що знаходиться під напругою. Пожежі гасять речовинами для вогнегасіння, що не проводять електричний струм;

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

D – пожежі, викликані загорянням горючих лужних металів (натрію, калію, магнію, титану, алюмінію та ін.). Для гасіння таких пожеж використовують теплопоглинальні речовини для вогнегасіння, наприклад, спеціальні порошки, охолоджувачі.

На практиці, у реальних судових умовах нерідко виникають пожежі, що поєднують у два класи.

Повна й об'єктивна інформація про те, що горить і де перебуває пожежа, є важливою умовою успішної ліквідації пожежі.

Об'ємні пожежі в приміщеннях судна слід гасити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння (якщо вони передбачені для даного приміщення) або за допомогою водяної або пінної атаки.

Самим доступним і ефективним засобом гасіння пожежі на судні є *забортна вода*. Також ефективним засобом гасіння пожеж є *повітряно-механічна піна*. Піна своїми пухирцями ізолює горючу речовину.

Вуглекислий газ використовується в якості вогнегасника в системах пожежогасіння для об'ємного гасіння пожежі у вантажних танках, машинних відділеннях, окремих відсіках і приміщеннях судна, а також у вогнегасниках для гасіння загорянь.

Спеціальна речовина для гасіння *галони* складаються з вуглецю або декількох галогенів: фтору, хлору, броду і йоду. Галони застосовуються для гасіння різних типів пожеж крім пожеж класу D. При об'ємному способі використання галона необхідно вилучити людей з аварійного приміщення.

Впровадження в дію систем пожежогасіння на основі галону, вуглекислого газу – системи об'ємного хімічного пожежогасіння (ОХП) на приміщення, що захищається, здійснюється за вказівкою капітана судна. Перед включенням системи необхідно вивести людей із приміщення, загерметизувати приміщення. Після пуску вогнегасника необхідно контролювати температуру приміщення і, якщо пожежа не була погашена, перевірити герметизацію приміщення й пустити вогнегасник від резервної

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

системи (якщо вона передбачена на судні). Перед оглядом аварійного приміщення його необхідно провентилювати, перевірити склад повітря за допомогою газоаналізатора за вмістом кисню й (незалежно від результатів аналізу повітря) провести первинний огляд аварійного приміщення в ізолюючих засобах захисту органів дихання.

Порошки теж використовують для пожежогасіння, вони діляться за місцем використання на порошки загального призначення (для гасіння пожеж класів А, В і С та їх комбінацій) і спеціального призначення (для гасіння лужних металів). Порошки використовуються в переносних засобах пожежогасіння (в основному у вогнегасниках).

Порошки для пожежогасіння загального призначення охолоджують палаючу речовину, припиняють доступ кисню й тепла до палаючої речовини й тим самим переривають ланцюгову реакцію горіння.

Крім зазначених вище вогнегасників для гасіння пожежі використовують природний пісок, ошурки, просочені содою, ковдри (повстина) з різних тканин, водяна пара.

Після ліквідації пожежі за приміщеннями, які були охоплені вогнем, повинен бути встановлений контроль з метою виключення повторних загорянь від осередків тління, що залишилися, коротких замикань електроустаткування й інших причин.

Висновки: таким чином у даному розділі розглянуто шкідливі та небезпечні фактори, що діють у машинних приміщеннях судна, параметри мікроклімату у цих приміщеннях, дії екіпажу з запобігання небезпечних та шкідливих факторів та дотримання діючих норм, а також проведено розрахунок системи приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні судна.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано конструктивні особливості двотактного малообертового двигуна 6UEC50LSII, проведено аналіз робочого процесу та сучасних напрямів його вдосконалення. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що використання метанолу у якості основного палива дозволить значно зменшити витрати на паливну складову. Проте, завжди актуальною для двигунів внутрішнього згоряння лишатиметься проблема пошуку альтернативного енергоносія, яким є метанол, для зменшення залежності від цін на рідкі нафтові палива та покращення екологічних показників суднової енергетичної установки.

В даному дипломному проекті розроблено комплекс заходів з переобладнання головного суднового малообертового двигуна для використання у якості палива зрідженого газу. Розроблено схемні та конструктивні рішення, необхідні для реалізації запропонованого рішення. Установлено, що при використанні метанолу у якості основного палива на режимах, близьких до номінального, питома ефективна витрата палива зменшується з 0,171 до 0,168 кг/(кВт·год), зменшуються кількість шкідливих викидів та підвищується паливна незалежність.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. VesselFinder [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.vesselfinder.com/ru/vessels/details/9614696>
2. Mitsubishi Heavy Industries [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://power.mhi.com/products>
3. Pounder, C.C. Msrine diesel engines and gas turbines. – London, DousWoodyard, 2009. – 887 p.
4. Лукін, А.І. Конструкція суднових двигунів. [Текст]: Навчальний посібник / А.І. Лукін, Миколаїв, УДМТУ, 1999. – 62 с.
5. Методичні вказівки до виконання практичної роботи розрахунок робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 36с.
6. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння” Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.
7. Гомонай, В.І. Етиловий спирт як екологічне паливо для двигунів внутрішнього згорання / Гомонай В.І., Богоста А.С., Лобко В.Ю., Тацькар А.Р. // Наук. вісник Ужгород. ун-ту (Сер. Хімія). – 2011, №1(25), С. 82-87.
8. Говорун А.Г., Корпач А.О., О.М. Захарченко. До використання спиртових сполук як палива для двигунів внутрішнього згоряння дорожніх транспортних засобів// Вісник північного наукового центру Транспортної академії України. “Автошляховик України”. – окремий випуск № 8, травень 2005, с.31-33.
9. Cung, K. D. Experimental study on engine and emissions performance of renewable diesel methanol dual fuel (RMDF) combustion [Text] / Khanh Duc Cung, Julian Wallace, Vickey Kalaskar, Edward Mike Smith III, Thomas Briggs, Daniel Christopher Bitsis Jr. // Fuel. – Volume 357, Part B, 1 February 2024, Page 129-664.

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

10. Verhelst, S. Methanol as a fuel for internal combustion engines [Text] / Sebastian Verhelst, James WG Turner, Louis Sileghem, Jeroen Vancoillie // Progress in Energy and Combustion Science Volume 70, January 2019, Pages 43-88.

11. Dou, Z. Experimental study of the effect of engine parameters on ultrafine particle in diesel/methanol dual fuel engine / Zhancheng Dou, Chunde Yao, Hongyuan Wei, Bin Wang, Meijuan Liu, Chao Chen, Jian Gao, Junjie Shi // Fuel. – Volume 192, 2017, Pages 45-52/

12. Panda, K. HCCI combustion of methanol along with diesel through novel injection strategies and its potential over conventional dual fuel combustion / Kasinath Panda, A. Ramesh // Fuel. – Volume 324, Part C, 15 September 2022, Page 124766

					ПННІ НУК 131.61.23.09.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		