

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: Підвищення паливної економічності головного суднового двигуна
MAN B&W 7S80ME шляхом модернізації механізму газорозподілу

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22 з
_____ ***Ковальчук І.О.***
(підпис)

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

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Представлена кваліфікаційна робота містить у собі 75 сторінок, 44 рисунки, 2 таблиці. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У проекті проведено модернізацію газорозподільного механізму головного двигуна, що дозволило підвищити його надійність та покращити паливну економічність двигуна MAN B&W 7S80ME шляхом зміни закону відкриття випускного клапану.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, газорозподільний механізм, випускний клапан, закон відкриття клапану

Abstract

The presented qualification thesis includes 75 pages, 44 drawings, 2 tables. At design preparation it has been used 12 information source.

The project modernized the gas distribution mechanism of the main engine, which increased its reliability and improved fuel efficiency of the MAN B&W 7S80ME engine by changing the law of opening the exhaust valve.

Keywords: internal combustion engine, gas distribution mechanism, exhaust valve, valve opening law

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. Загальна характеристика судна та Аналіз конструкції малообертових двигунів	6
1.1 Загальна характеристика судна та його силової установки.....	6
1.2 Особливості конструкції сучасних малообертових двигунів фірми «MAN B& W» модельного ряду MC та ME	8
РОЗДІЛ 2. Розрахунок процесу наповнення та Перевірочний розрахунок клапанів	21
2.1 Розрахунок процесу наповнення	21
2.2 Перевірочний розрахунок клапанів.....	23
РОЗДІЛ 3. Модернізація газорозподільного механізму для підвищення паливної економічності та надійності роботи двигуна	28
3.1 Аналіз схем газообміну двотактних двигунів внутрішнього згоряння .	28
3.2 Особливості процесів газообміну двотактних двигунів з прямоточно- клапанною схемою газообміну	32
3.3 Показники якості газообміну	39
3.4 Пошкодження деталей газорозподільного механізму	42
3.5 Вдосконалення конструкції поршня актуатора випускного клапана	54
3.6 Модернізація системи відкриття випускного клапана	55
РОЗДІЛ 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях та оцінка енергоефективності морського судна	61
4.1 Індекс енергетичної ефективності.....	61
4.2 Визначення EEDI судна «BRASIL MARU»	65
4.3 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно- котельному відділенні.....	66
4.4 Заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті двигуна MAN 7S80ME	70
ВИСНОВКИ.....	73
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	74

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ						
Вим..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Підвищення паливної економічності головного суднового двигуна MAN B&W 7S80ME шляхом модернізації механізму газорозподілу				Лист.	Лист	Листов
Розроб.		Ковальчук І.О.									
Перевір.		Галинкін Ю.М.								3	75
									61ТЕМмаг-22з		
Н. Контр.		Галинкін Ю.М.									
Затв		Нестеренко В.В.									

ВСТУП

Минуло більше ста років від дня появи першого дизеля, але він не тільки не втратив свого значення серед теплових двигунів, що перетворюють теплову енергію палива в механічну роботу, але завдяки своїй високій економічності досі займає лідируюче положення. Якщо перші дизелі мали ККД, рівний 12...15 %, то сьогодні ККД малообертових двотактних двигунів досяг 50,5 %, а при утилізації тепла 58 %. ККД сучасних парових турбін, порівнянних за потужністю з малообертливими дизелями, досягає максимум 35 %.

Висока економічність, а також велика агрегатна потужність, високий моторесурс і надійність ставлять малообертливий двигун на перше місце при виборі пропульсивної установки морського судна. Низькі обороти гарантують не тільки високу надійність і ресурс, але водночас істотно спрощують передачу до гребного гвинта і забезпечують високий ККД пропульсивного комплексу.

За минулі 25...30 років в конструкцію двотактних двигунів внесені радикальні зміни. Фірми-виробники «Зульцер» і «МАН» відмовилися від контурних схем газообміну, і перейшли на більш перспективну прямоточну схему. Це дозволило реалізувати в нових моделях двигунів чисто газотурбінний наддув, завдяки якому було досягнуто високого рівня форсування робочого процесу ($p_e = 0,19$ МПа).

Важливо відзначити, що в п'ятдесяті – шістдесяті роки вартість палив була низькою і перебувала на рівні двадцять п'ять – тридцять доларів США тонну, і тому завдання досягнення максимальної економічності двигуна і пропульсивного комплексу в цілому не було переважаючим. Цим можна пояснити, що вибір частоти обертання двигуна, а, отже, і гребного валу, визначався двигунобудівниками без урахування ККД гребного гвинта. У вісімдесяті роки вартість палив зросла в десять і більше разів і завдання підвищення економічності роботи всього пропульсивного комплексу встали

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

на перше місце. Зниження потужності при зменшенні оборотів компенсується збільшенням об'єму циліндрів за рахунок зростання ходу поршня до діаметра циліндра і подальшим форсуванням робочого процесу по наддуву. Так середній ефективне тиск збільшився до двох мегапаскалів.

Значний прорив у вдосконаленні конструкції судових двигунів внутрішнього згоряння пов'язаний з розвитком електроніки і мікропроцесорної техніки. Можливість управляти процесами подачі палива за допомогою електронних органів управління і регулювання в значній мірі розширила арсенал алгоритмів, які використовуються для визначення найбільш оптимальних параметрів процесу упорскування палива в залежності від режиму роботи двигуна. 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.

Мета даної кваліфікаційної роботи – розробка схемних та конструктивних рішень, що дозволять покращити паливну економічність головного двигуна.

Задачі, що вирішуються у дипломному проекті:

1. Проведення комплексного аналізу сучасних схем газообміну та механізмів, що забезпечують їх реалізацію.
2. Модернізація системи відкриття випускного клапану, що підвищить надійність її роботи та покращить паливну економічність двигуна
3. Проведення перевірочних розрахунків елементів системи газообміну та процесу наповнення.

Об'єктом роботи є робочі процеси, що протікають у головному судовому двигуні.

Предметом роботи є параметри робочих процесів головного двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ

1.1 Загальна характеристика судна та його силової установки

Судно-рудовоз «BRASIL MARU» (IMO 9321275), яке взяте у якості прототипу у цій кваліфікаційній роботі, призначене для перевезення навалом залізної руди (рис 1.1). Судно ходить під Панамським прапором. Бортовий номер судна – S1660. Позивний судна – 3ENR9. Судно побудовано в 2007 році на верфі Mitsui Engineering & Shipbuilding Co Ltd (Chiba yard), Japan. Основні характеристики судна наведено в табл. 1.1 [1].

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина максимальна, м	340,0
Довжина між перпендикулярами, м	325,0
Ширина найбільша, м	60,0
Висота борта на міделі, м	28,2
Осад по КВЛ, м	18,10
Дедвейт, т	327180
Швидкість судна, вуз	15
Вантажопідйомність судна, м ³	200,867
Об'єм баластних цистерн, м ³	208,446
Об'єм цистерн важкого палива, м ³	8317
Об'єм цистерн дизельного палива, м ³	433



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «BRASIL MARU»

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

В якості головного на судні встановлений двотактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 7ДКРН 80/320 (MAN B&W 7S80ME-C) з діаметром циліндра 800 і ходом поршня 3200 мм [1]. Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 730 сСт при температурі до 50 °С, а також палива типу RMG 380.

Двигун характеризується високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів і високим ступенем стискування. Ці характеристики полегшують оптимізацію камери згоряння й дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на часткових навантаженнях і високій продуктивності.

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 23640$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{кв} = 66 \text{ хв}^{-1}$.

Суднова електроенергетична установка в складі:

- три допоміжних автоматизованих дизель-генераторів фірми Daihatsu 6DK-20 потужністю 780 кВт кожний;
- аварійного дизель-генератора потужністю 720 кВт.

Допоміжні котлові установки в складі:

- одного допоміжного автоматизованого котлоагрегату фірми Osaka Boiler продуктивністю 2 т/год. насиченої пари тиском 0,5 МПа, поверхня нагріву 17,0 м².

1.2 Особливості конструкції сучасних малообертових двигунів фірми «MAN B& W» модельного ряду MC та ME

Необхідність збільшення циліндрової та агрегатної потужностей, підвищення економічності і зниження емісії вихлопних газів були домінуючими факторами в розвитку двигунобудування в останні десятиліття. За цей період виробники досягли значних успіхів, зокрема, питома витрата палива знижена до 171 г/(кВт×г), але це зажадало дворазового збільшення

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

максимального тиску робочого циклу (до 15 МПа). Середній ефективний тиск зріс з 1,0 до 1,9 МПа. Підвищенню економічності сприяло також підвищення ефективності газотурбінного наддуву (перехід на наддув при постійному тиску, підвищення ККД турбокомпресорів), збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра з 2 до 4, вдосконалення паливної апаратури тощо. Збільшення S/D також сприяло зниженню оборотів і підвищенню пропульсивного ККД. Настільки високе форсування не могло не відбитися на рівні теплових і механічних напружень в елементах камери згоряння. Зниження механічних напружень можна було досягти шляхом збільшення товщини стінок камери згоряння, але це призводило до зростання в них температурних перепадів і, відповідно, збільшення температурних напружень. Щоб цього уникнути, фірми-виробники, збільшуючи товщину стінок, одночасно наблизили до теплосприймаючих поверхонь потоки води, що охолоджує, знизивши, тим самим, створюваний в них температурний перепад, а з ним і температурні напруги. Для цього воду направили по свердлінням в стінках головки поршня, верхньої фланцевої частини втулки і вогневого днища кришки циліндра.

Розпилювачі форсунок розташували ближче до центру камери згоряння, де знаходиться найбільша концентрація необхідного для згоряння повітря. Це збільшило відстань розпилювача від головки поршня і, в поєднанні зі зміною геометрії факела розпилу, призвело до зниження температури денця поршня на 100 °С.

Надійність елементів камери згоряння в великій мірі залежить від якості роботи пакета поршневих кілець, тому матеріалам і конструкції кілець було приділено велику увагу. Зокрема, верхнє поршневе кільце стали виготовляти з газоцільним замком, це дозволило зменшити притиснення наступних кілець до стінки циліндра за рахунок зниження тиску газів в цій зоні.

Слід відзначити, що за останні сорок років потужність великорозмірних двигунів подвоїлася, в той час як їх довжина залишилася

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

незмінною і навіть скоротилася, але збільшилася маса. Це було викликано необхідністю посилити конструкцію в зв'язку з ростом механічних навантажень, як уже зазначалося, максимальний тиск згоряння виріс в два рази. Фірми-виробники, зокрема MAN Diesel, планує в найближчі роки довести середнє ефективне тиск до 21 бар, максимальний тиск згоряння до 180 бар, середню швидкість поршня до 9,1 м/с і відношення S/D до 4,4 при збереженні одноступінчастого наддуву.

Програма виробництва ряду двигунів MC була розгорнута з початку 80-х років. Загальний діапазон потужностей, представлений рядом моделей, охоплює діапазон потужностей від 1470 до 80000 кВт в одному агрегаті (двигун з діаметром циліндрів 980 мм), рис. 1.2 [2].

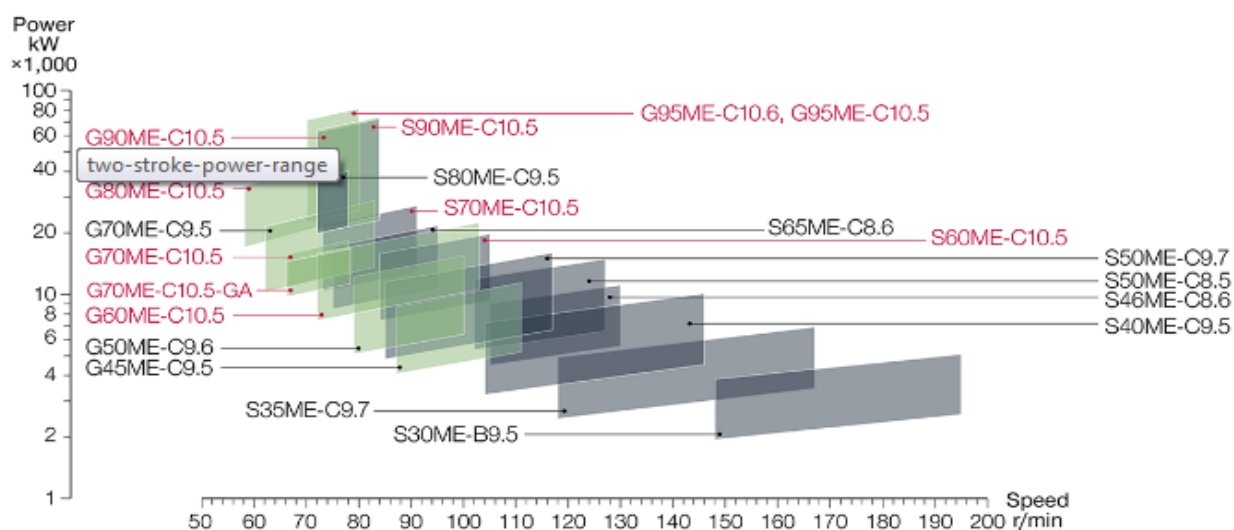


Рисунок 1.2 – Потужностний ряд малообертових двигунів MAN

Перший двигун з електронним управлінням фірмою MAN був створений на базі моделі MC в 2003 році. У цьому двигуні фірма відмовилася від розподільного вала з його приводом і ввела електронне управління: процесом подачі палива, регулюванням числа обертів, замінивши механічний регулятор на електронний, процесами пуску і реверсування двигуна,

вихлопних клапаном і змащенням циліндрів. Схема гідравлічної системи керування наведена на рис. 1.3.

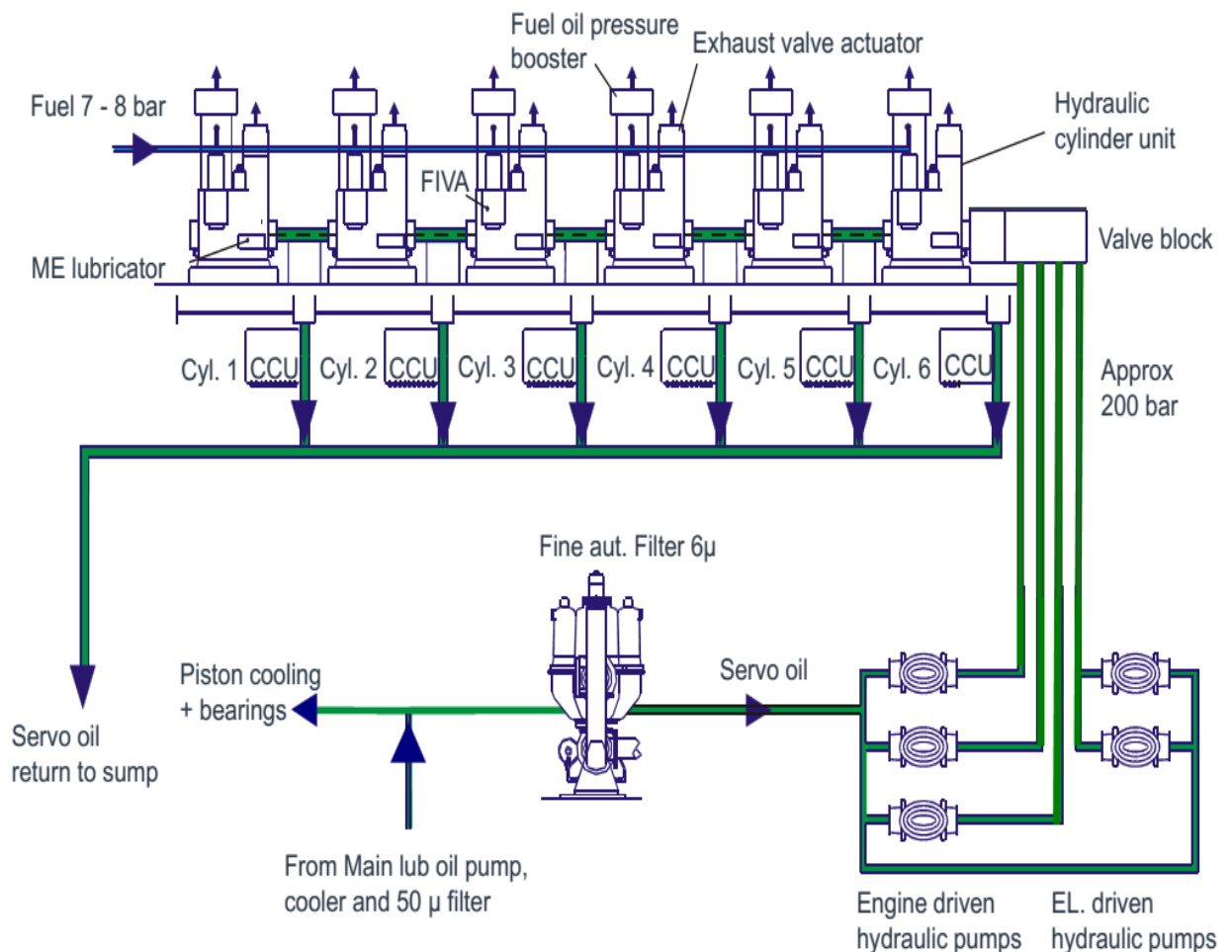


Рисунок 1.3 – Схема гідросистеми

Управління уприскуванням палива і вихлопними клапанами здійснюється за допомогою гідравлічних сервоприводів. Масло, яке використовується в гідросистемі, забирається з циркуляційної системи змащення, пропускається через фільтр тонкого очищення (рис 1.4) і насосами з приводом від двигуна або з електроприводом (при пуску) стискається до тиску в 200 бар.

Далі стиснене масло надходить до мембранних акумуляторів і від них до гідропідсилювача тиску уприскування палива і насосів гідроприводу вихлопних клапанів (див. рис 1.5 та рис 1.7).

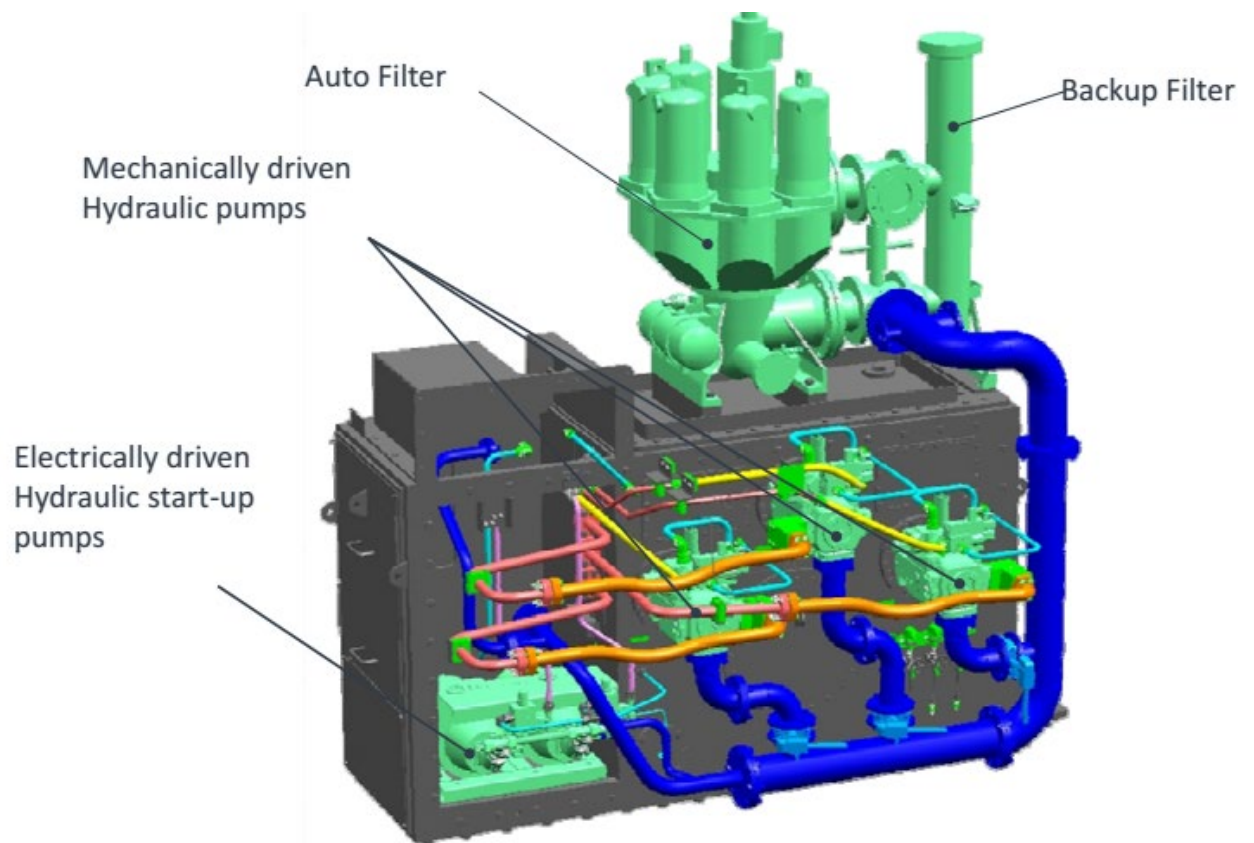


Рисунок 1.4 – Модуль насосів та сепарації масла гідравлічного керування

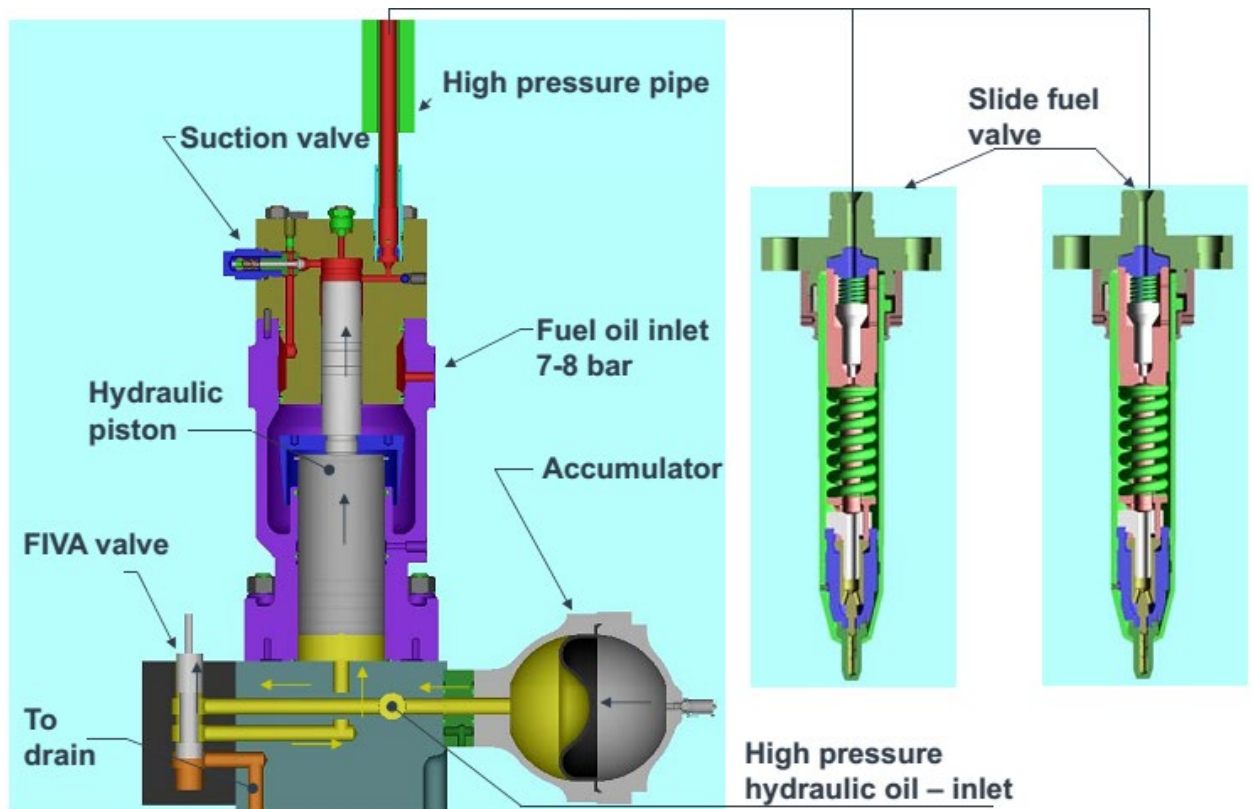


Рисунок 1.5 – Сервопривід системи упрскування палива

З мембранних акумуляторів масло потрапляє до електронно-керованих пропорційних клапанів ELFI і ELVA, які відкриваються під дією сигналу, що надходить від електронних модулів (CCU), встановлених для надійності на кожному циліндрі.

Гідропідсилювачі тиску уприскування представляють собою поршневі сервомотори, в яких поршень великого діаметру піддається дії масла, що знаходиться під тиском 20 МПа, а поршень малого діаметра (плунжер), який є продовженням поршня великого діаметра, при русі його вгору стискає паливо до тисків в 100 МПа, рис. 1.6 (відношення площ поршня сервоприводу і плунжера один до п'яти).

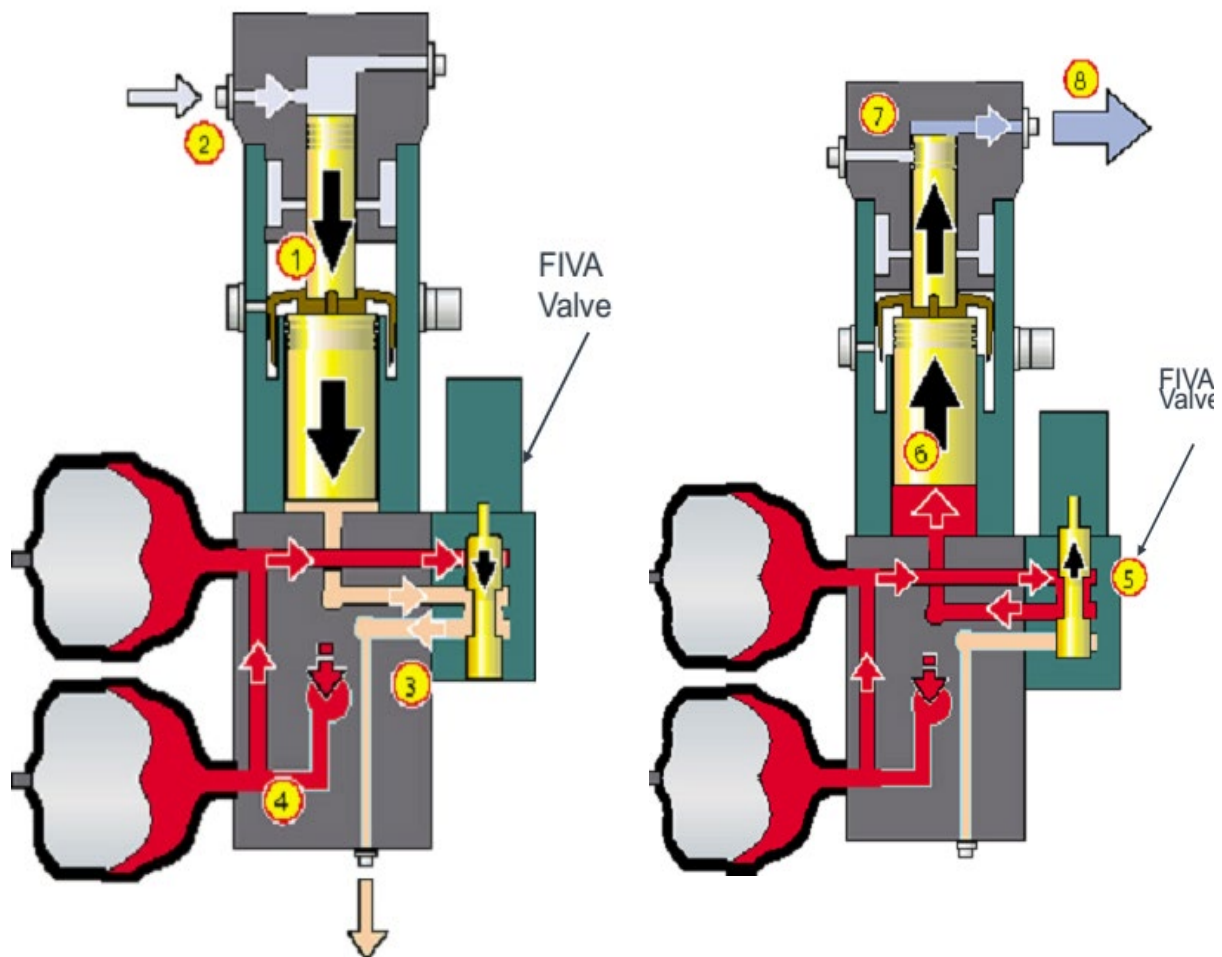


Рисунок 1.6 – Схема роботи ПНВТ

Момент надходження масла під поршень сервомотора і початок стиснення палива, визначається надходженням керуючого імпульсу від електронного модуля CCU. Коли тиск палива досягне тиску відкриття голки форсунки, відбудеться впорскування палива в циліндр. Закриття голки форсунки і припинення впорскування відбуваються при падінні тиску палива, останнє визначається моментом закриття керуючого клапана та скидання тиску масла в сервомоторами.

Система впорскування і електронне управління дозволяють не тільки оптимізувати фази подачі палива, але і в разі потреби забезпечувати більш високий тиску уприскування і дозволяють міняти закон подачі. На рис. 2.7 показані криві тисків впорскування, отримані в двигуні 7S50MC-C і в двигуні 7S50ME. В останньому двигуні уприскування здійснюється при більш високому тиску і подача більш концентрована.

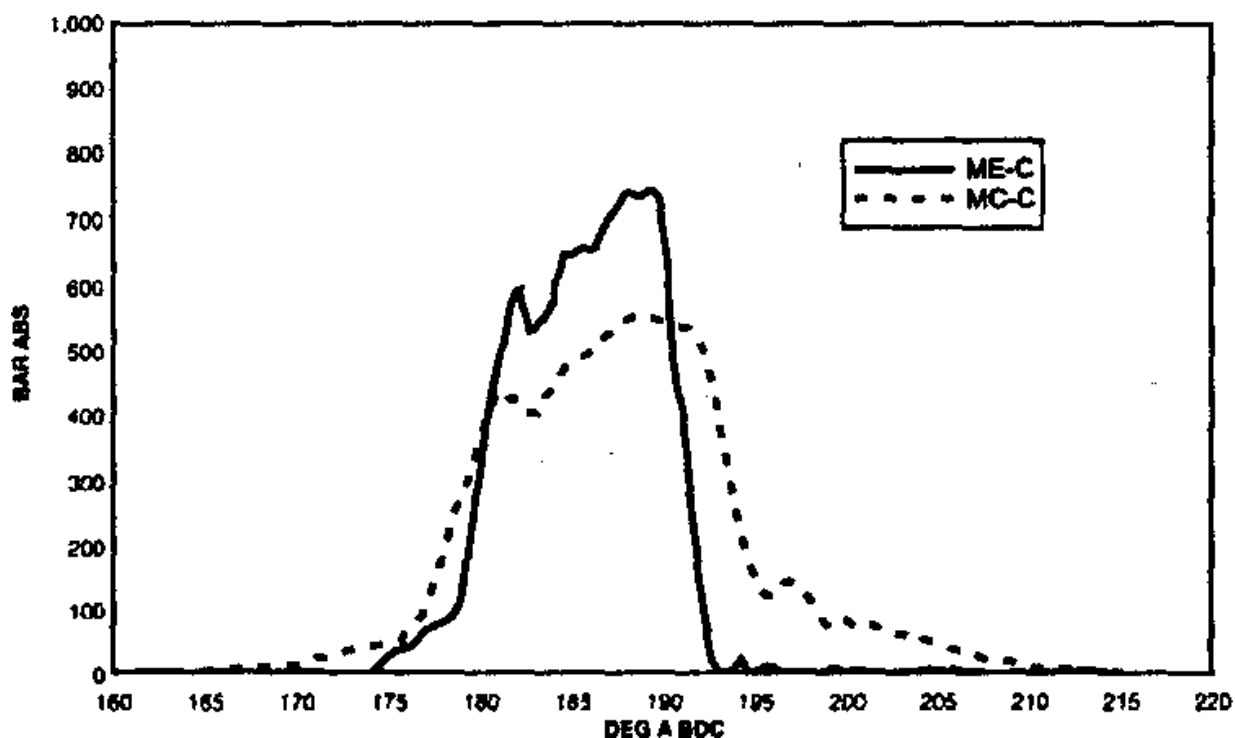


Рисунок 1.7 – Криві тисків впорскування двигунів ME-C і MC-C

На рис. 1.8 наведені відповідні розглянутим законам подачі криві тепловиділення. З них видно, що в двигуні ME-C більше теплоти виділяється

в районі ВМТ і менше на ділянці розширення, що свідчить про економічніше використання теплової енергії.

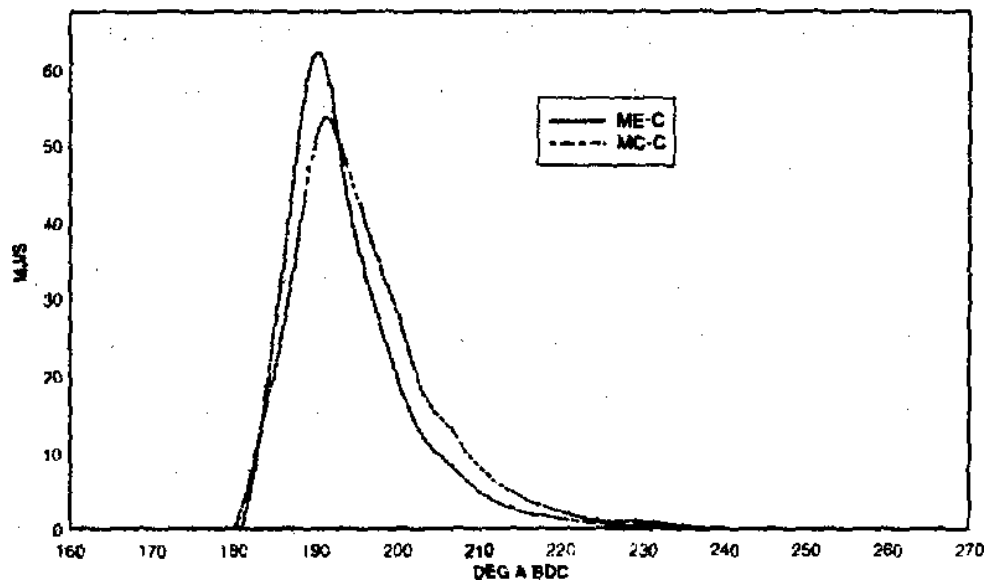


Рисунок 1.8 – Криві тепловиділення в двигунах МС і МЕ

Рис. 1.9 демонструє можливості електронної системи управління подачею палива. Тут представлені три реалізованих варіанти законів подачі палива в циліндр - класичний 2, подача при постійному тиску 1 і двоступенева подача 3.

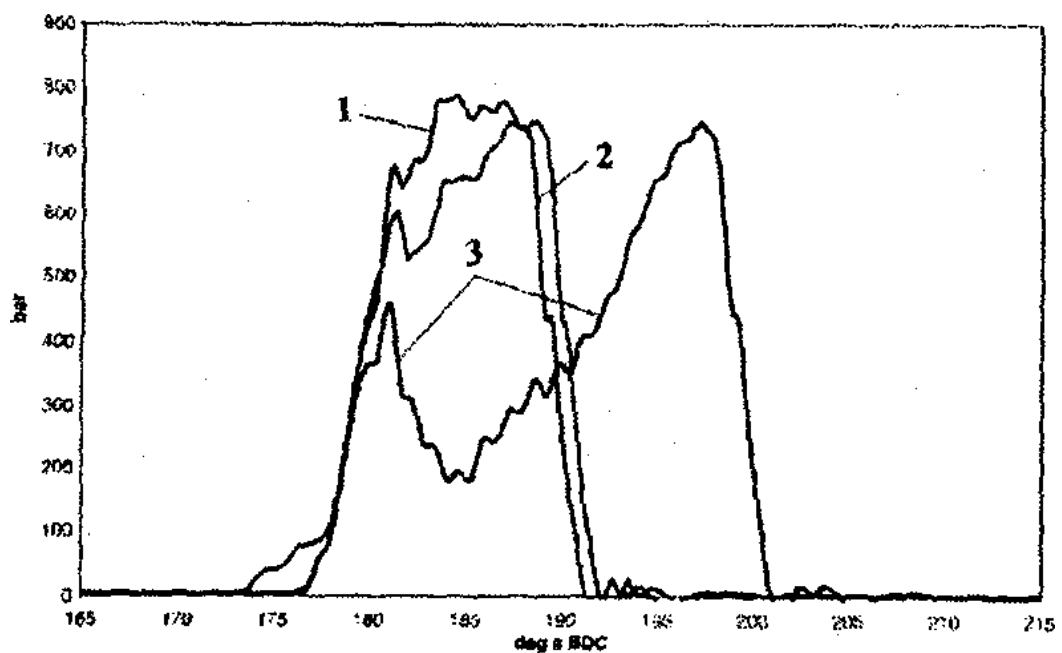


Рисунок 1.9 – Варіанти законів подач палива

Як уже зазначалося, сервоприводи і електронна система управління ними застосовуються і для приведення в дію вихлопних клапанів, тільки тут сервомоторами стискається масло, яке надходить до гідравлічного штовхача клапана (див. рис. 1.10).

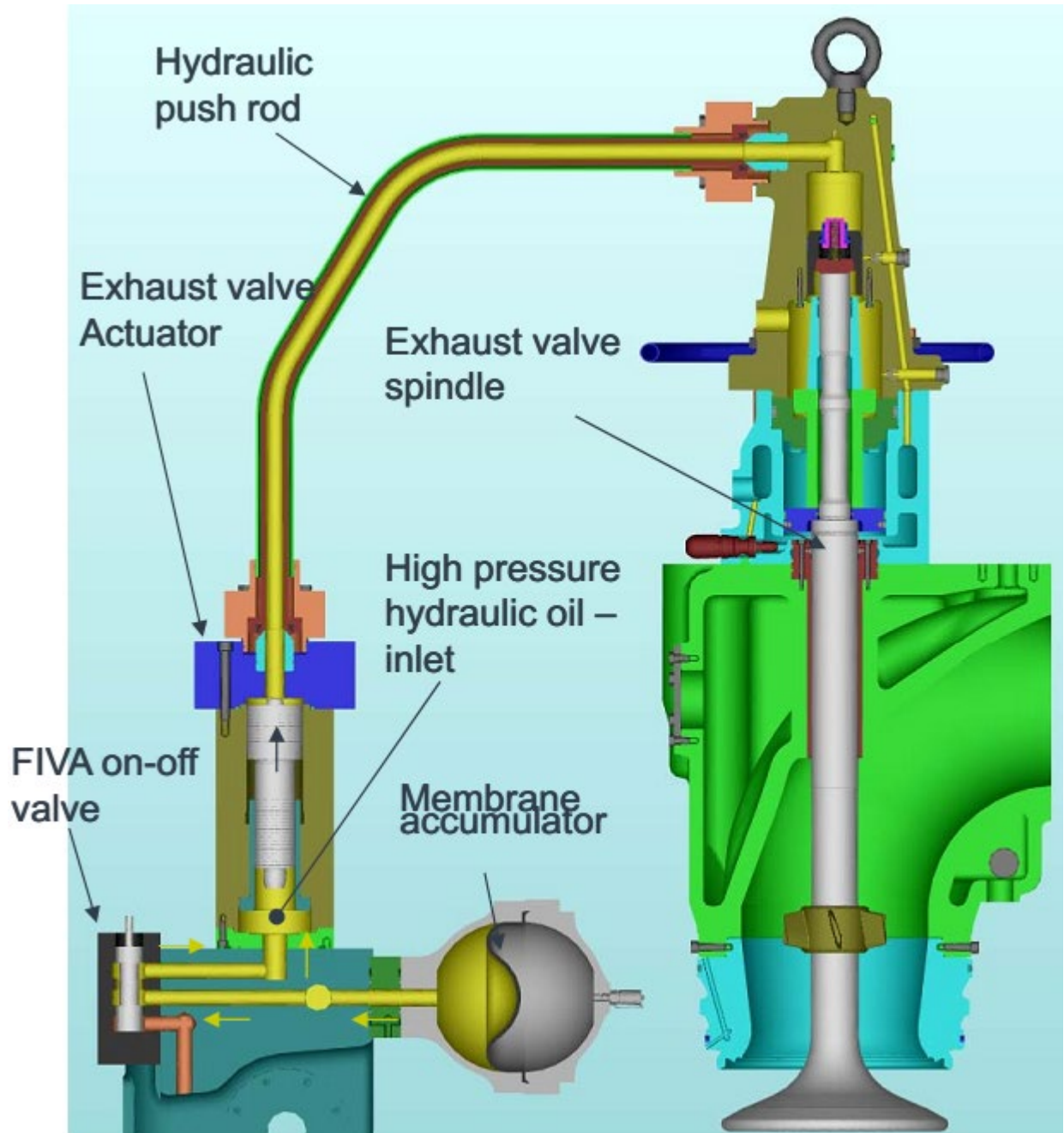


Рисунок 1.10 – Гідропривід випускного клапана

Закривається клапан при падінні тиску масла в сервомоторі після припинення імпульсу від CCU. Програма CCU передбачає можливість змінювати фази відкриття і закриття клапанів в залежності від режиму

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

роботи двигуна. Так при переході двигуна на режими часткових навантажень фірма вдається до більш раннього закриття вихлопного клапана. Це сприяє тому, що стиснення в циліндрі починається раніше, дійсний ступінь стиснення зростає і відповідно збільшується тиск кінця стиснення (рис. 1.11). Умови для самозаймання палива поліпшуються, і це забезпечує більш економічну і стійку роботу на малих ходах.

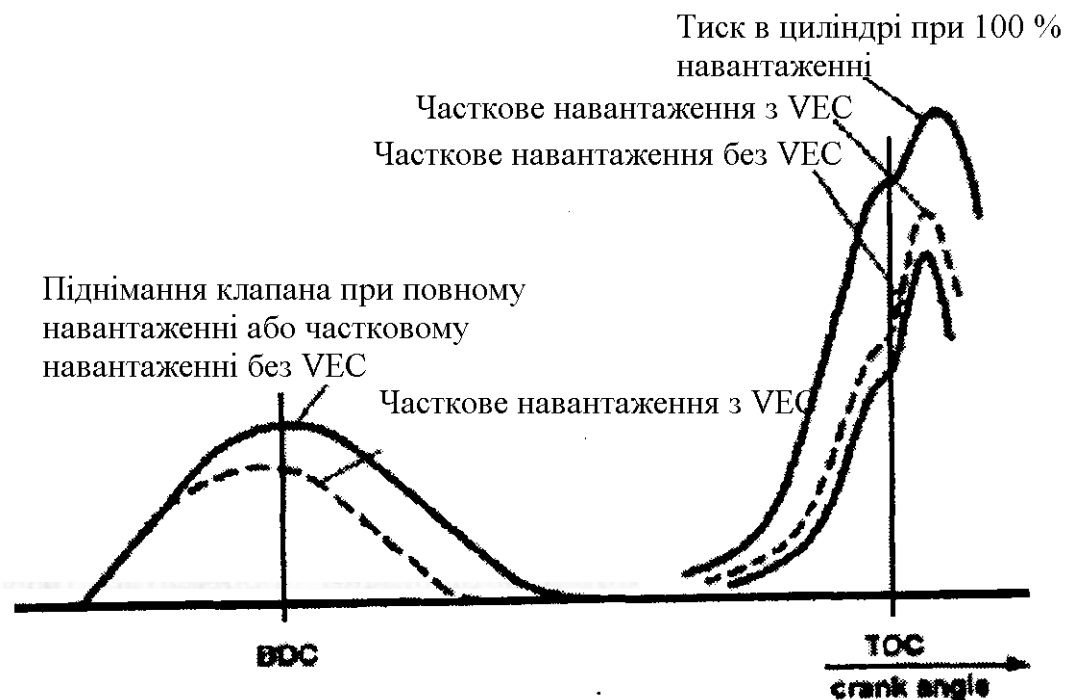


Рисунок 1.11 – Вплив раннього закриття випускного клапана на тиск в циліндрі

На перехідних режимах, коли турбокомпресор не забезпечує необхідної кількості повітря для згоряння великих подач палива передбачається більш раннє відкриття вихлопного клапана, що дозволяє направити на газову турбіну гази з більш високою енергією і, тим самим, надати їй більше прискорення.

Конструктивно блок управління подачею палива (FIVA) та блок управління вихлопним клапаном (EVA) об'єднані у циліндровий модуль (рис. 1.12), кількість циліндрових модулів на двигуні відповідає кількості циліндрів, рис 1.13.

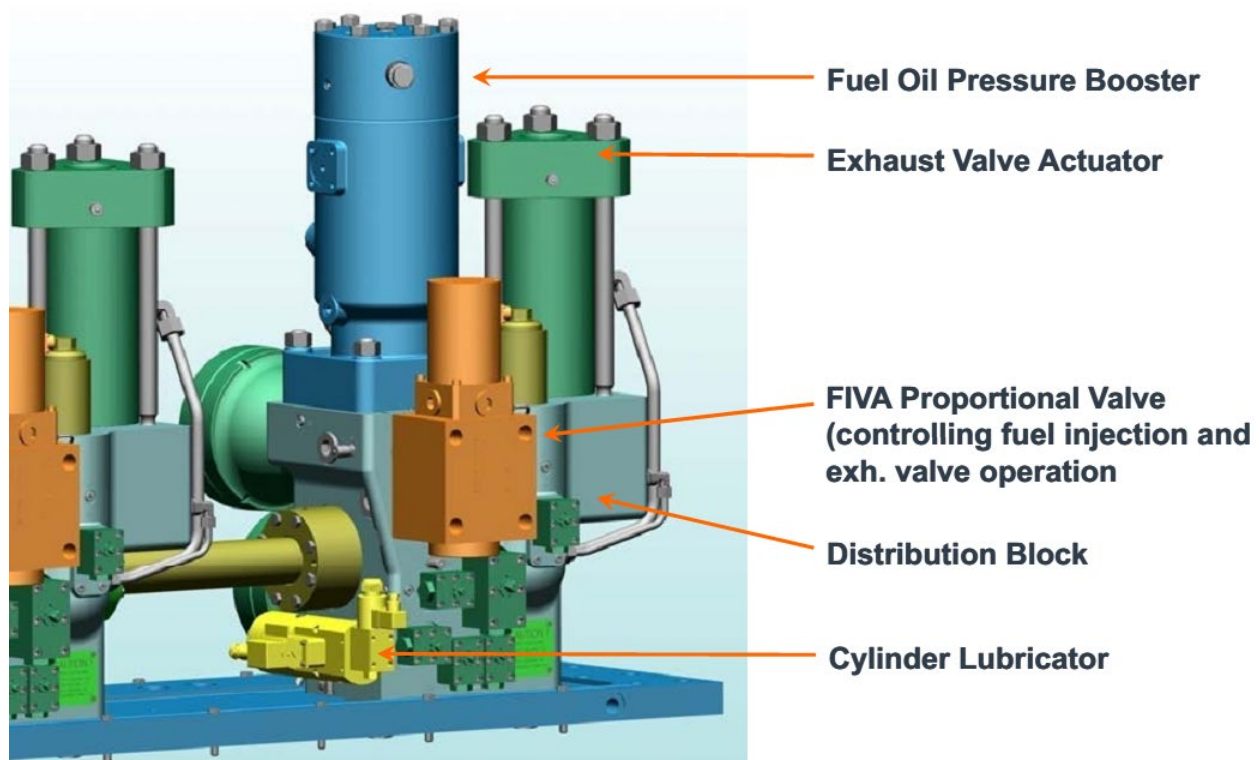


Рисунок 1.12 – Гідравлічний циліндровий модуль (HCU)



Рисунок 1.13 – Загальний вигляд ряду гідравлічних циліндрових модулів

Гідравлічні циліндрові модулі з'єднані спеціалізованими трубопроводами зі здвоєними стінками, перетин рис 1.14. Використання таких трубопроводів покращує надійність роботи гідравлічної системи та дозволяє компенсувати температурні деформації, загальний вигляд трубопроводу рис 1.15.

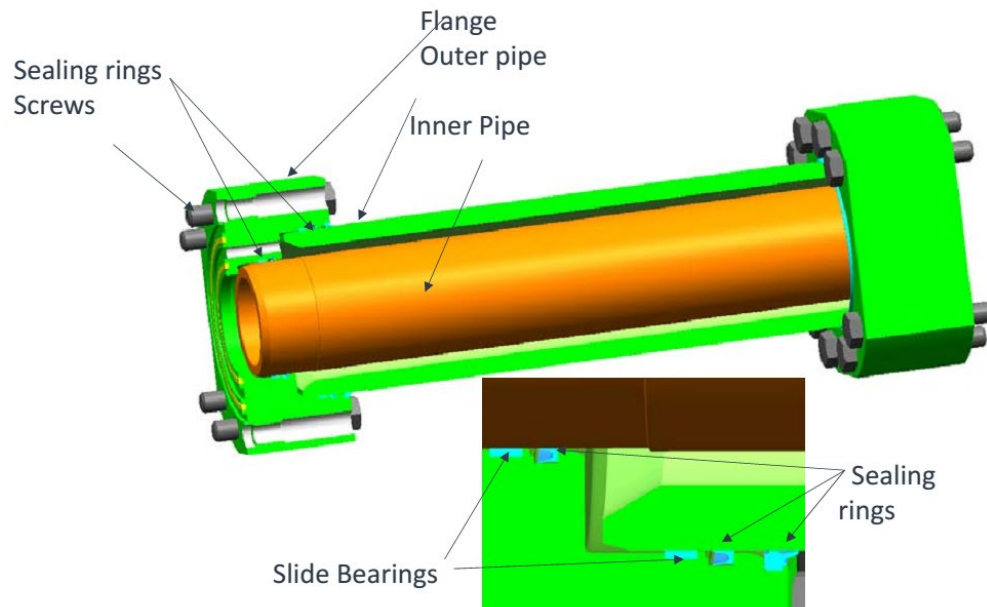


Рисунок 1.14 – Спеціалізовані трубопроводи зі здвоєними стінками



Рисунок 1.15 – Загальний вигляд спеціалізованого трубопроводу

Електронне урядування уприскуванням палива і роботою вихлопного клапана дає ряд переваг, які можуть бути об'єднані в наступні три групи:

- характеристики подачі палива можуть бути оптимізовані стосовно до різних умов навантаження двигуна, в той час як в двигунах класичного виконання оптимізація гарантується лише для навантажень 90-100% MCR;

- сталість максимального тиску згоряння в зоні високих навантажень може бути досягнуто комбінацією в підборі кута випередження впорскування палива і моменту закриття вихлопного клапана. Це дозволяє підтримувати сталість $P_{\text{макс}}$ в широкому діапазоні навантажень без перевантажень і працювати з мінімальними витратами палива в зоні малих навантажень.

- безперервний моніторинг робочого процесу в циліндрах забезпечує контроль за рівномірністю розподілу навантаження між циліндрами і рівнем максимального тиску згоряння в них. При розузгодженні система автоматично вносить коректування в процеси подачі палива. Зазначені переваги наочно демонструються рис. 1.16.

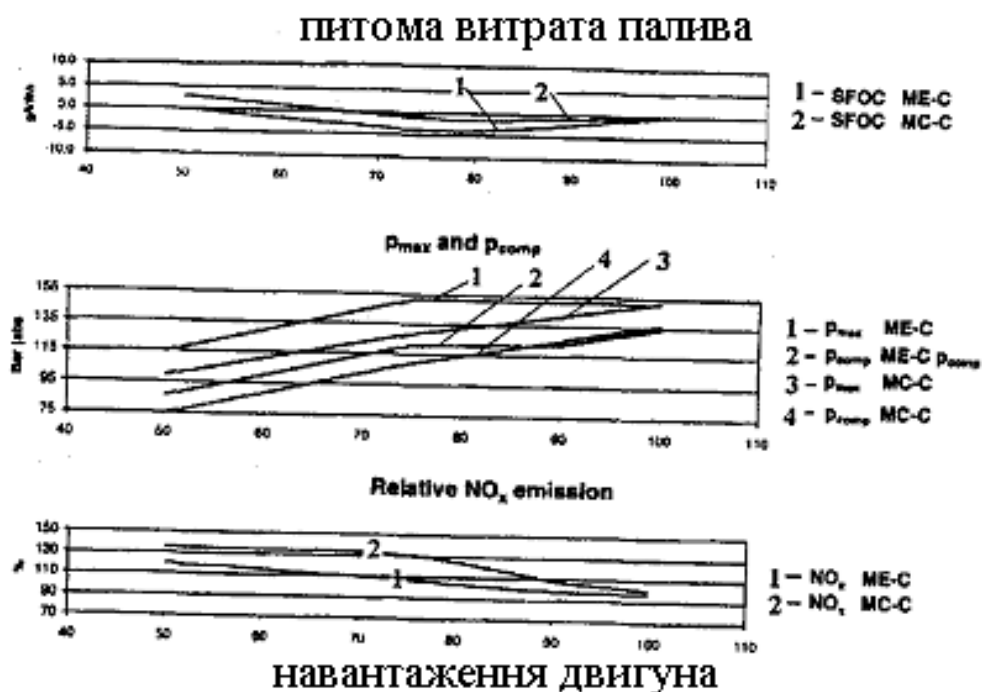


Рисунок 1.16 – Параметри двигуна з електронною системою керування МЕ

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ НАПОВНЕННЯ ТА ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК КЛАПАНІВ

2.1 Розрахунок процесу наповнення

В даній роботі буде розглядатися розрахунок процесу розширення робочого циклу двигуна, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленого професором В. І. Гриневецьким. 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. На його основі можна кількісно оцінити ці явища як при проектуванні, так і при дослідженні побудованого двигуна, дати уявлення про основні параметри процесу наповнення, і фактори, що впливають на зазначений процес.

Метод забезпечує задовільну для практики точність розрахунків, незважаючи на те, що процес наповнення, який протікає в двигуні, описується найпростішими термодинамічними рівняннями і вводиться ряд опитних коефіцієнтів [3, 4].

Вхідні данні для розрахунку процесу наповнення:

Діаметр циліндру: $D = 0,8$ м.

Хід поршня: $S = 3,20$ м.

Число циліндрів: $I = 7$.

Ефективна потужність $N_e = 23640$ кВт.

Частота обертів колінчатого валу: $n = 66$ хв⁻¹.

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

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

Тиск повітря після турбокомпресора $P_k=0,35$.

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

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

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

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К.

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

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

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) =$$

$$\frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,335}{0,345} \times \frac{313,784}{331,16} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,89$$

Висновок: Напруження, що виникають у клапані, знаходяться у межах допустимих значень. Коефіцієнт наповнення відповідає значенню цього параметра у сучасних моделях малообертових двигунів. Проведена модернізація газорозподільного механізму призвела до зменшення витрати палива на режимах часткових навантажень [5, 6].

2.2 Перевірочний розрахунок клапанів

Клапани (рис. 2.25) виготовляють з сталей 38ХС, 40ХН, 40Х9С2, 40ХН2МА. Середня температура впускних клапанів 300...400 °С, а випускних в ДВЗ досягає 800...850 °С (в дизелях 500...600 °С). Тому випускні клапани виготовляють з жароміцних сплавів 30Х13Н7С2, 45Х14Н14В2М, 45Х22Н4М3 і деяких інших. Для підвищення довговічності і зносостійкості на робочу поверхню головки клапана і торець стрижня наносять стелліт або ВЗК, Х20Н80 (ніхром). Для зниження вартості клапана з жаростійкого сплаву

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

виконують тільки головку, а стрижень зі сталі 40ХН з наступним зварюванням встик. Залежно від форми головки бувають плоскі (рис. 2.1 а, г), опуклі (рис. 2.1 , б) і тюльпаноподібні (рис. 2.1, в). Плоскі найбільш прості у виготовленні, тому частіше застосовуються.

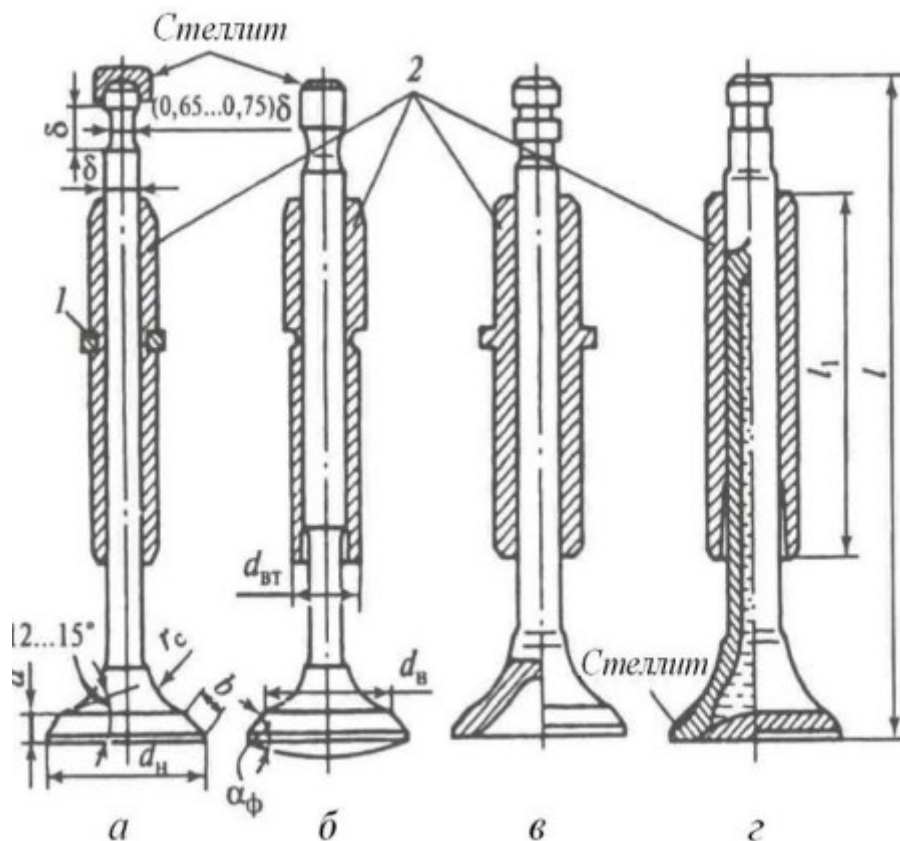


Рисунок 2.1 – Клапани дигунів

Опукла головка характерна для випускних клапанів, тому що поліпшується обтікання при вихлопі, але підвищується маса і теплосприйняття.

З увігнутою формою головки застосовуються на впускних клапанах для зниження гідравлічних втрат при впуску заряду. Маса клапана знижується, але збільшуються трудомісткість виготовлення і теплові напруження. Перехід від стрижня до голівки виконується великим радіусом для зниження гідравлічних втрат і підвищення жорсткості головки. Кут фаски α_{ϕ} для впускних клапанів 45° , а для випускних - 15° , 30° , 45° забезпечують велику площу прохідного перетину, але при цьому збільшується рівень гідравлічних

втрат і термічна напруженість кромки тарілки клапана. У клапана кут фаски α_f виконується на $0,5...1^\circ$ менше кута фаски сідла, це гарантує швидку приработку клапана до сідла і прилягання по зовнішній кромці фаски. Діаметр стрижня δ залежить від тепловідведення головки. Тому стрижень випускного клапана має більший діаметр. На кінці у верхній частині стрижня є виточення під сухарики для фіксації тарілки пружин клапана. Зазвичай висота її дорівнює діаметру стрижня клапана. Для поліпшення тепловідведення клапан роблять порожнистим і на $50...60\%$ заповнюють солями натрію, температура плавлення яких 97°C .

За прийнятим відношенню $F/f = 1,8$ визначено площу прохідного перетину клапана:

$$f = \frac{F}{1,8} = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 1,2} = \frac{3,14 \cdot 0,8^2}{4 \cdot 1,2} = 0,42 \text{ м}^2,$$

де F – площа перерізу циліндра двигуна.

Приймаємо: $\gamma=45^\circ$ – кут утворюючої конуса посадки клапана з горизонталлю.

Діаметр прохідного перетину клапана:

$$d = \sqrt{\frac{f}{\pi(0,355 \cos \gamma + 0,355^2 \cos^2 \gamma \sin \gamma)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{0,28}{3,14 \cdot (0,355 \cdot 0,707 + 0,355^2 \cdot 0,5 \cdot 0,707)}} = 0,42 \text{ м.}$$

де h_k - хід клапана при $\gamma=45^\circ$.

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Хід клапана буде дорівнює:

$$h_k = 0,355d = 0,355 \cdot 0,4 = 0,142 \text{ м.}$$

Попередньо приймаємо основні розміри:

діаметр тарілки – $d_0=0,45$ м;

товщина тарілки клапана – $t=0,1$ м;

діаметр штока клапана – $d_1=0,08$ м;

радіус переходу від штока до тарілки клапана $r=0,2$ м.

Товщину тарілки клапана перевіряють на міцність як диск, вільно опертий по контуру і рівномірно навантажений розподіленим тиском p_z :

$$\sigma_u = \frac{0,25d_0^2 p_z}{t^2} = \frac{0,25 \cdot 0,45^2 \cdot 16}{0,1^2} = 81 \text{ МПа} < \sigma_d = 140 \text{ МПа.}$$

де σ_d – допустима напруга на вигин для сталі 40ХН.

Шток випускного клапана перевіряють на стиск найбільшим зусиллям P , що виникає в момент відкриття клапана:

$$P = \frac{\pi d_0^2}{4} p_e = \frac{3,14 \cdot 0,078^2}{4} \cdot 0,75 = 3,56 \text{ кН.}$$

де p_b – тиск в кінці процесу розширення при пуску, що досягає найбільшого значення в даний період.

Приймаємо: $m_{кл}=182$ кг – маса клапана.

Найменше зусилля гідравлічної системи відкриття клапану (попередню затяжку) має забезпечити щільне прилягання клапана до сідла:

$$P_{min} = p_b \frac{\pi d_0^2}{4} - G_{кл} = 0,75 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,45^2}{4} \times 10^{-3} - \frac{182 \times 9,8}{1000} = 117,5 \text{ кН.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У період руху клапана з негативним прискоренням найбільша гідравлічної системи повинна забезпечити надійний контакт поверхонь механізму. Значення найбільшої сили пружності може бути прийнято:

$$P_{max} = 1,7P_{min} = 1,7 \cdot 117,5 = 199,75 \text{ кН.}$$

Тиск приводу відкриття випускного клапана розраховується виходячи з площі поверхні стрижня клапана та сили, необхідної для відкриття клапану:

$$p_{мас} = \frac{P_{max}}{f_1} \times \frac{\pi d_0^2}{4} = \frac{199,75 \times 10^3}{\pi d_1^2} \times \frac{,314 \times 0,45^2}{4} = 6,65 \text{ МПа.}$$

Мінімальна товщинна поршня актуатора

$$S_{Гид} = \sqrt{\frac{0,25 d_{akt}^2 \times p_{мас}}{\sigma_D}} = \sqrt{\frac{0,25 \cdot 0,25^2 \cdot 6,65 \times 10^6}{140 \times 10^6}} = 0,027 \text{ м.}$$

Мінімальну товщину поршня актуатора прийнято більше 27 мм, оскільки його виконано у вигляді стрижня, рис. 2.18.

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА

3.1 Аналіз схем газообміну двотактних двигунів внутрішнього згоряння

Особливості здійснення процесів очищення і наповнення циліндрів двотактних двигунів зводяться до наступного:

- процеси газообміну відбуваються лише в кінці робочого ходу поршня і на початку ходу стиснення, займаючи всього $140...160^\circ$ п. к. в. (рис. 3.1, а);
- можливість використання в двотактному дизелі всмоктуючої і виштовхуючої дій поршня вимагає для здійснення газообміну попереднього стиснення повітря в продувному або наддувочному агрегаті до тиску, принаймні, перевищує опір випуску [7].

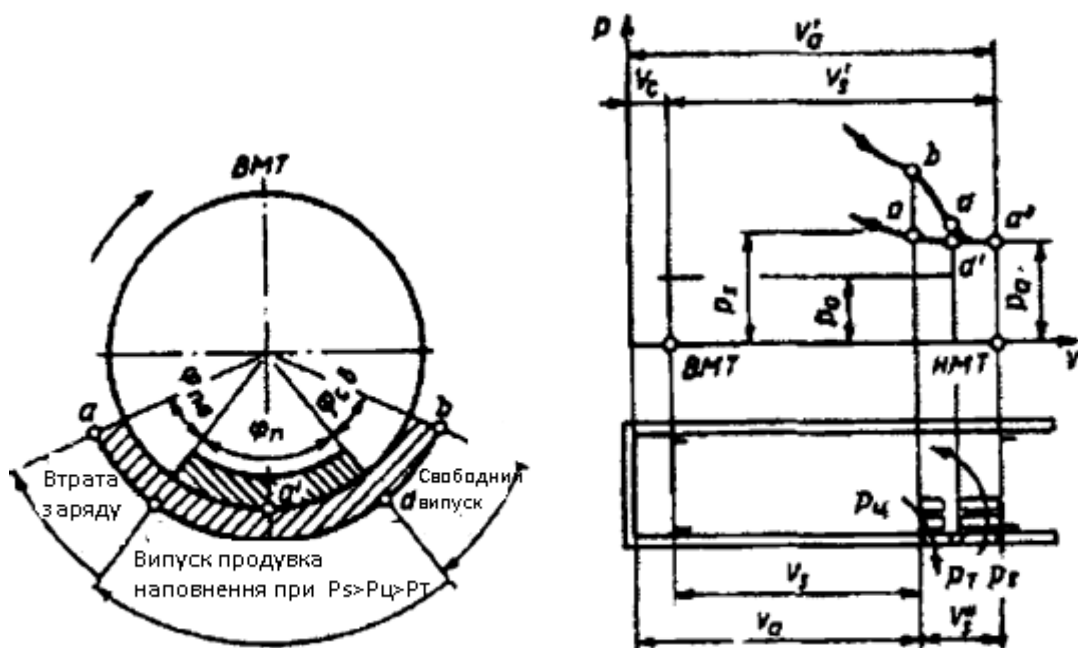


Рисунок 3.1 – Фази та процес газообміну двотактного двигуна

У двотактних двигунах на процеси газообміну зазвичай відводиться не більше 160 ° п. к. в., що значно менше, ніж в чотиритактних. Сам процес газообміну протікає по-різному, в залежності від прийнятої системи продувки, але при спрощенні та формалізації механізм газообміну може мати єдину розрахункову основу, що враховує найбільш суттєві особливості розглянутих систем.

В даний час існує багато систем газообміну двотактних дизелів, які можна звести до двох основних типів: контурним і прямоточним. У контурних системах повітря надходить в циліндр через вікна в нижній його частині і виходить з газами в вікна, розташовані теж в нижній частині циліндра. Траєкторія повітряного потоку при цьому проходить як би по контуру поперечного перерізу робочого циліндра; повітря спочатку рухається від низу до верху, потім повертає на 180° і йде вниз до випускних вікон. Такі системи завдяки конструктивній простоті набули поширення практично на всіх типах двигунів – від легких високооборотних до малооборотних. Схеми контурних систем газообміну наведені на рис. 3.2.

В процесі вдосконалення систем газообміну застосовували різне взаємне розташування вікон, різну орієнтацію осьових ліній вікон по відношенню до осі циліндра і до її кола, різне співвідношення висот випускних і продувних вікон, на випускні та продувні вікна встановлювали золотники і клапани. Так, на рис. 3.2, а представлена схема поперечно-щілинної безклапанної продувки. Випускні вікна вище продувних, продувні мають нахил каналу до вертикалі і розташовані ексцентрично в плані. Схема проста і забезпечує якісний газообмін. Розташування продувних вікон навпроти випускних веде до небезпеки «замикання» повітряного потоку, коли повітря в основній масі рухається по найкоротшому шляху – з одних вікон в інші, не очищаючи весь об'єм циліндра. Нахил вікон до вертикалі усуває це явище, але при цьому зменшується прохідний перетин, необхідність збільшити розміри вікон викликає втрату ходу поршня.

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На рис. 3.2, б показаний варіант розвитку такої схеми, при якому поліпшується очищення циліндра за рахунок кругового підведення продувного повітря, що збільшує загальний прохідний перетин продувних вікон і підвищує стійкість ліній току повітряного потоку в циліндрі. Розташування випускних вікон над продувними дозволяє при необхідності збільшувати їх прохідний перетин у більших межах, ніж це дозволяє попередня схема.

На схемі, що наведено на рис. 3.2, в виключено протилежне розташування продувних і випускних вікон. Цю схему і їй подібні прийнято називати петльовими. Така схема забезпечує високу стійкість газоповітряних потоків в циліндрі; потоки газу і повітря в ній перемішуються менш інтенсивно, впускний ресивер і випускний колектор компонуються з одного боку дизеля, що зменшує його габарити. Разом з тим збільшується об'єм застійних зон в циліндрі, що призводить до високого коефіцієнту залишкових газів.

При роботі двигунів за розглянутими схемами газообміну неминуча втрата заряду з моменту перекриття поршнем (на час до ВМТ) продувних вікон і до закриття випускних, якщо за випускними вікнами не встановлено золотник, який перекриває в цей час газовипускний канал. Якщо канал закрити раніше, ніж будуть перекриті впускні вікна, відбудеться дозарядка циліндра.

Досвід експлуатації систем з золотниками показав їх низьку надійність, в зв'язку з чим від постановки золотників відмовляються навіть ті фірми, які їх тривалий час застосовували. Як золотник може бути використаний імпульс тиску у випускному колекторі, спеціально організований в потрібний момент на розрахунковому режимі шляхом відповідного конструювання газовипускної системи. Такі конструкції раніше використовувалися на легких високо обертових двигунах, а останнім часом знайшли застосування і на судових малообертових машинах.

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

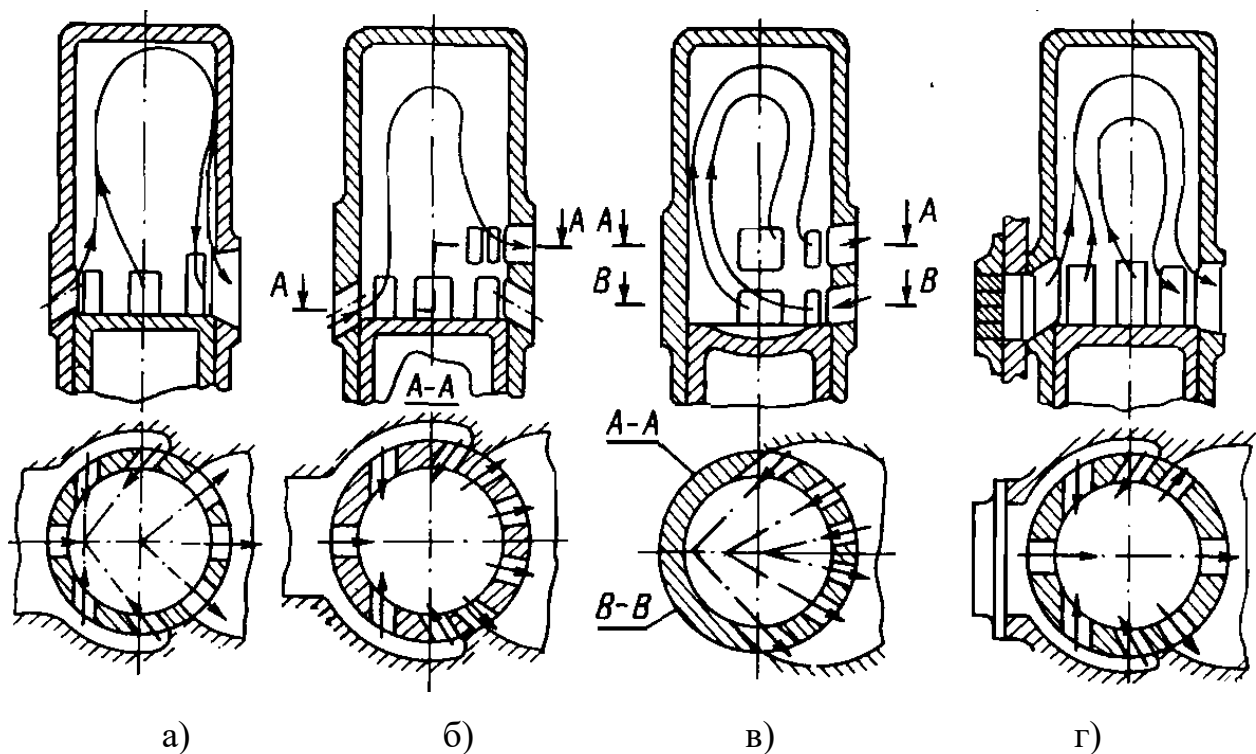


Рисунок 3.2 – Схеми газообміну суднових двотактних двигунів

Виключити втрату заряду можливо і при використанні схеми, наведеної на рис. 3.2, г. Тут впускні вікна мають більшу висоту, ніж випускні, і забезпечені безповоротними клапанами. При надлишкової висоті продувних вікон повітря може надходити в циліндр навіть після закриття випускних вікон, тобто тут не тільки виключається втрата заряду, а й стає можливою дозарядка при перевищенні тиску повітря в повітряному ресивері над тиском в циліндрі після закриття випускних і до закриття впускних вікон. Випускні вікна в такій схемі можуть бути меншої висоти, ніж в схемах без клапанів на впускних вікнах, що зменшує втрату ходу поршня.

Прямоточні системи газообміну конструктивно складніше петльових, але мають кращі можливості по очищенню циліндра і його наповненню завдяки зниженню газодинамічних втрат і здатності щодо простоти забезпечувати в конструкції найвигідніші фази газорозподілу. Такі системи можуть працювати з мінімальною втратою заряду, при відсутності втрат заряду або з дозарядженням [8].

Поширення отримали два види прямоточних систем: прямоточно-клапанна і прямоточно-щілинна. Прямоточно-клапанна система (рис. 1.3,а) може застосовуватися для двигунів різного типу і призначення. Оцінюючи за сукупністю всі якості такої системи, провідні двигунобудівні підприємства в усьому світі останнім часом віддають перевагу цій системі перед контурними і цей тип продувки став основним для малообертових двигунів. Прямоточно-щілинна система (рис. 3.3, б) застосовується на двигунах з ПДП.

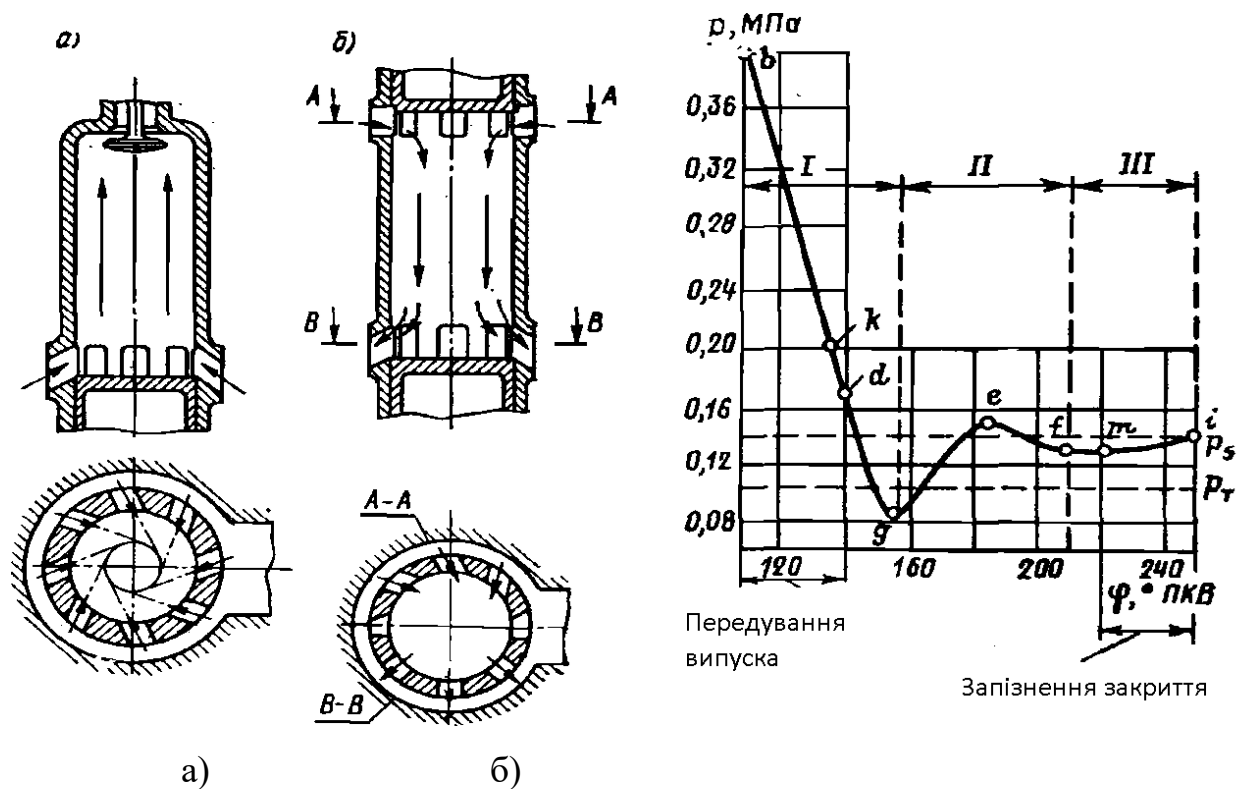


Рисунок 3.3 – Схеми прямоточних систем газообміну двигуна, та діаграма яка відповідає періоду газообміну

3.2 Особливості процесів газообміну двотактних двигунів з прямоточно-клапанною схемою газообміну

Характерним для прямоточної схеми газообміну є наявність прямої течії повітря уздовж осі циліндра, переважно з пошаровим витісненням продуктів згоряння. В результаті хорошої організації газообміну суднові

двигуни з прямоточною схемою продувки мають найбільш низькі значення коефіцієнта залишкових газів ($\gamma_r = 0,05-0,09$).

Прямоточно-клапанна схема газообміну (рисунок 1.4) застосована в двотактних двигунах MAN B&W, Wärtsilä-Sulzer, МНІ та ін.

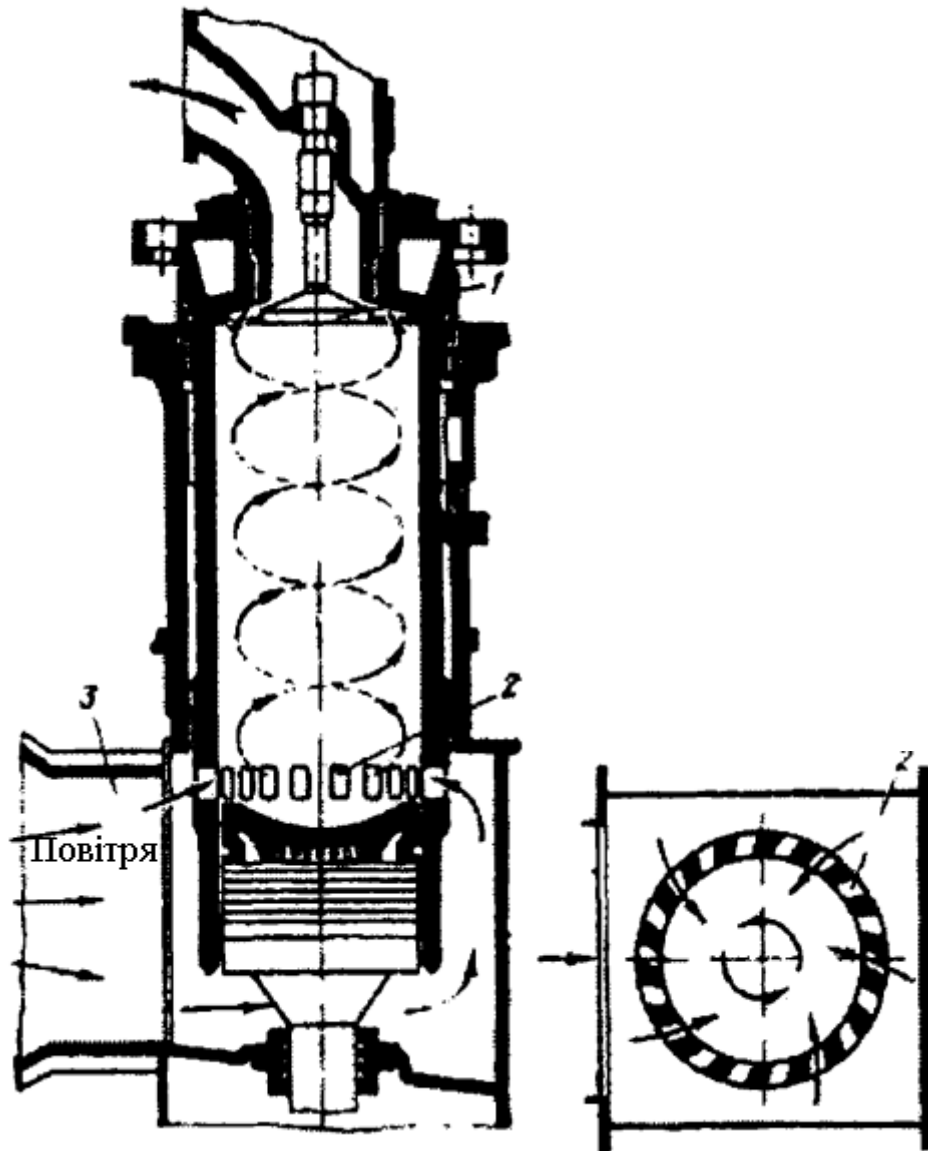


Рисунок 3.4 – Прямоточно-клапана схема газообміну

Продувні вікна розташовані в нижній частині втулки рівномірно по всьому колу циліндра, що забезпечує великі прохідні перетини, малий аеродинамічний опір вікон, та рівномірний розподіл повітря по перетину циліндра. Тангенціальне в плані розташування вікон 2 сприяє закручуванню потоків повітря, що надходить в циліндр через патрубок 3. Вихровий рух

повітря в циліндрі зберігається до кінця такту стиснення, і при уприскуванні палива його частинки захоплюються вихорами і розносяться по простору камери згоряння, внаслідок чого істотно поліпшується сумішоутворення.

Випуск газів з циліндра відбувається через клапан, розташований в кришці циліндра. Його привід здійснюється від розподільного вала за допомогою механічної або гідравлічної передачі. Профілюванням кулака можна підбирати і встановлювати необхідні фази газорозподілу: перш за все, відкривати його з великим випередженням ($\varphi_{\text{пр}} = 91 \dots 70^\circ$ п. к. в. до НМТ), що дає можливість відбирати газ із циліндра при підвищеному тиску ($p_{\text{в}} = 0,7 \dots 1,0$ МПа) і тим самим збільшувати потужність газової турбіни ТНА. Клапан починає закриватися після перекриття поршнем продувних вікон ($\varphi_{\text{зап}} = 80 \dots 56^\circ$ п. к. в. за НМТ). Закінчення газообміну і початок процесу стиснення можна вважати співпадаючими з моментом закриття поршнем продувних вікон, і відносна величина втраченої частини ходу поршня в цьому випадку визначається висотою продувних вікон.

Фірма Wärtsilä-Sulzer в двигунах RTA, з метою підвищення економічності двигуна в широкому діапазоні швидкостей від повного ходу до малого (slow steaming) або ходу в баласті, зменшує висоту продувних вікон. За рахунок цього, а також використання систем (VIT - Variable Injection Timing), що забезпечує при зниженні оборотів збільшення кута випередження подачі палива і p_z , а також зміни, зі зміною режиму, кута закриття вихлопного клапана (VEC - valve exhaust closing) досягла зниження питомої витрати палива на малих навантаженнях на $5 \dots 7$ г/(кВт×год).

Розглянемо деякі особливості протікання процесів газообміну в двотактних дизелях. Виділимо ділянку індикаторної діаграми за період газообміну, типовий для двотактного двигуна (рис. 1.5). Ділянка *b-e* відповідає процесу витікання газів через випускні вікна за рахунок перевищення тиску газів всередині циліндра над тиском газів у випускному колекторі (процес вільного випуску, перша фаза газообміну). В самому кінці процесу тиск в циліндрі може бути навіть трохи нижче, ніж у випускному

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

колекторі $e-i$ за рахунок перетворення частини потенційної енергії газів в циліндрі в кінетичну при витіканні з вікон. Процес вільного випуску вважається закінченим в момент початку зростання тиску в циліндрі (точка g), що відповідає початку надходження в нього продувного повітря. Як видно, вільний випуск тут закінчується вже після відкриття продувних вікон (точка d), в той час як при схематичному розгляді $b-d$ називають випередженням випуску). Суттєвим є і те, що в точці d тиск в циліндрі а перевищує тиск в повітряному ресивері p_s . При відсутності спеціальних заходів і великому відношенні p_a/p_s неминучий закид відпрацьованих газів в продувний ресивер. У той же час двигуни ефективно працюють при відносно невеликих перевищенні p_a над p_s і практично відсутності закидання, оскільки невеликий перепад тисків, що сприяє витоку, може компенсуватися інерційністю газових потоків, які не встигають змінити напрямок руху в дуже короткий проміжок часу, а також ежекційною дією переміщують масу робочих тіл в циліндрі. Протидіяти витоку газів можна шляхом організації імпульсу (короткочасного збільшення) тиску в продувному ресивері по відношенню до середнього значення p_s в момент відкриття продувних вікон або шляхом постановки незворотних клапанів на продувні вікна.

Процес вільного випуску газів з циліндра починається при значному перевищенні тиску газів в циліндрі над тиском у випускному колекторі. Як і при вільному випуску в чотиритактних двигунах, в даному випадку встановлюється надкритичний режим течії, який після настання критичного відношення тисків $\beta_{кр} = (p_m/p_u)$ змінюється на підкритичній. Точка k на діаграмі ділить області надкритичних (ділянка $b-k$) і підкритичних закінчення (ділянка $k-g$) за період вільного випуску.

Друга фаза газообміну, що включає очищення циліндра від продуктів згоряння і одночасне наповнення свіжим зарядом, відповідає на діаграмі кривої $g-e-f$.

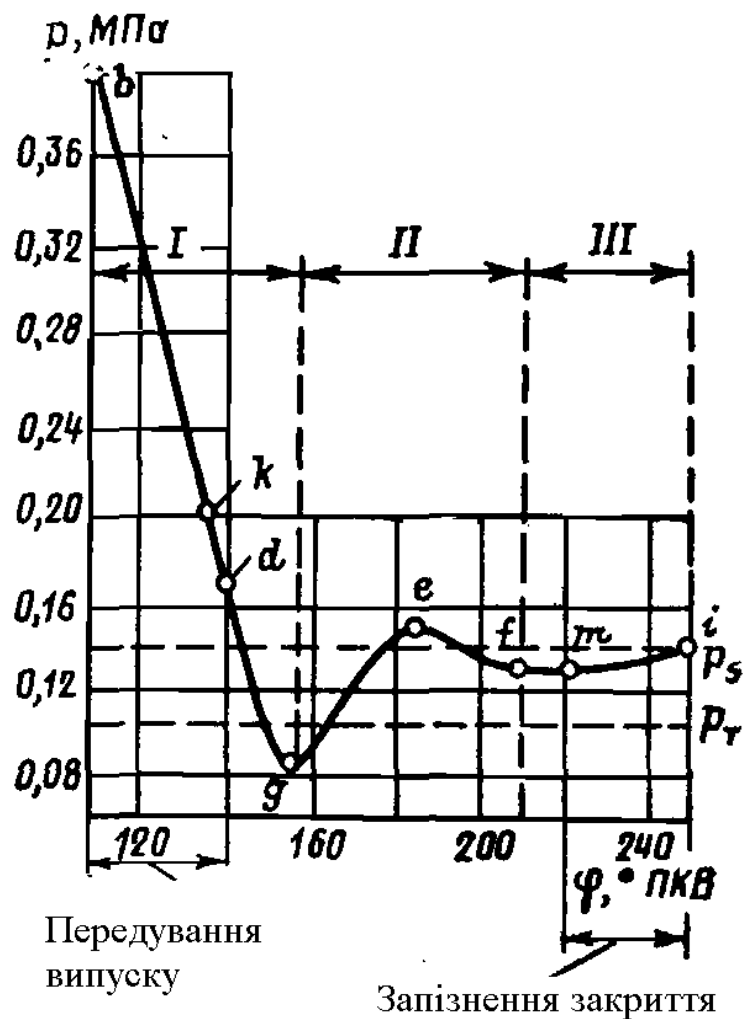


Рисунок – 3.5 Ділянка індикаторної діаграми двотактного двигуна: I, II, III – характерні фази газообміну

Надходження повітря в циліндр починається, коли тиск в ньому буде нижче тиску в повітряному ресивері. Крім того, дійсний момент початку надходження повітря в циліндр буде залежати і від інерції мас газу і повітря, що беруть участь в газообміні. Таким чином, фактичний момент початку очищення-наповнення повинен лежати між точками d - e - f (прийнято, що початок очищення-наповнення збігається з точкою g). Як видно, процес очищення-наповнення починається з затримкою після відкриття продувних вікон, що також відрізняється від схематизованого опису процесу. На початку процесу очищення-наповнення тиск в циліндрі зростає (крива g - e), що пояснюється впливом інтенсивного надходження продувного повітря при

збільшених в цей період прохідних перетинах продувних вікон, потім тиск стабілізується і навіть дещо знижується зі зменшенням відкритої площі продувних вікон у зв'язку з відтоком газів через відкриті випускні вікна. Процес очищення-наповнення слід вважати завершеним, коли маса повітряного заряду циліндра досягає максимального значення.

У той момент, коли заряд стане зменшуватися, почнеться втрата заряду – наступна фаза газообміну. Точне положення відповідної точки на кривій зміни тиску визначити складно, оскільки заряд залежить не тільки від температури і тиску в циліндрі, а й від ступеня видалення продуктів згоряння. Вважається, що максимальне значення маси повітряного заряду і кінець другої фази газообміну мають місце приблизно на початку стабілізації кривої зміни тиску в циліндрі (точка *f*). Спрощено приймається що, кінець другої фази збігається із закриттям продувних вікон (точка *m*). Якщо після закриття продувних вікон випускні органи залишаються відкритими, то відповідну ділянку діаграми *m-i* називають запізненням закриття. На цій ділянці протікає остання – третя фаза газообміну – втрата заряду.

У цій фазі можливе деяке зростання тиску, який обумовлений зменшенням об'єму циліндра. Інтенсивність зростання тиску тут залежить від величини втрати заряду. Повітряний заряд циліндра йде через випускні органи під виштовхувальною дією поршня і при надмірному тиску в циліндрі, якщо в випускному колекторі цьому не перешкоджає імпульс тиску.

Хвильові явища в випускних трубопроводах, говорилося, можуть бути причиною замикання випускних органів у розглянутий період і можливо навіть виникнення зворотних течій з випускного колектора в циліндр. Застосування прямоточних схем дозволяє організувати несиметричні фази газорозподілу щодо нижньої мертвої точки і таким чином звести до мінімуму втрати заряду або навіть забезпечити дозаряд, якщо випускні органи закриються раніше продувних. Однак, організація роботи випускних органів з неоднаковими кутами відкриття і закриття відносно нижньої мертвої точки

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(несиметричні фази) призводить до ускладнення механізму реверсування великих судових дизелів.

Удосконалення систем наддуву і їх елементів, зокрема газових турбін, дозволяє відкривати випускний клапан в двигунах останніх модифікацій порівняно пізно і при цьому забезпечити достатню енергію випускних газів перед турбіною. В цьому випадку відкриття і закриття випускного клапана симетрично щодо нижньої мертвої точки не призводить до настільки великого запізнювання закриття, щоб усунення пов'язаної з таким запізненням втрати заряду виправдало ускладнення конструкції двигуна (для забезпечення несиметричних фаз газорозподілу). Зниженню втрати заряду в цьому випадку може також сприяти організація вже згаданих хвильових явищ у випускних трубопроводах за клапанами.

При побудові діаграми «час-перетин» по осі ординат відкладають значення перетину f відкриття вікон або щілини під клапаном, а по осі абсцис – час відкриття або (ϕ° п. к. в.). Тому площі під кривими (рис. 1.5) являють собою час, помножений на перетин (час-перетин) відкриття органів газообміну в відповідні періоди, що визначають їх пропускну здатність: (f - час-перетин вільного випуску; I - примусового випуску; III - продувки; IV - втрати заряду).

В варіанті двигуна MAN B&W MC продувні вікна розташовано в нижній частині циліндра, фази і закон їх відкриття і закриття визначаються поршнем. Фази відкриття і закриття випускного клапана, висота його опускання задаються профілем кулака розподільного вала.

Як видно з рис. 1.6, тиск у випускному колекторі p_m , як і тиск в ресивері p_s , зберігаються на одному рівні. Невеликі коливання обумовлені хвильовими явищами, викликаними циклічним надходженням газів у випускний колектор з циліндрів. Сталість тиску газів, в колекторі визначає і сталість тиску газів перед турбінами турбонаддувного агрегату, тому що наддув, що реалізується в двигунах цього типу, є наддувом при $p_m = \text{const}$.

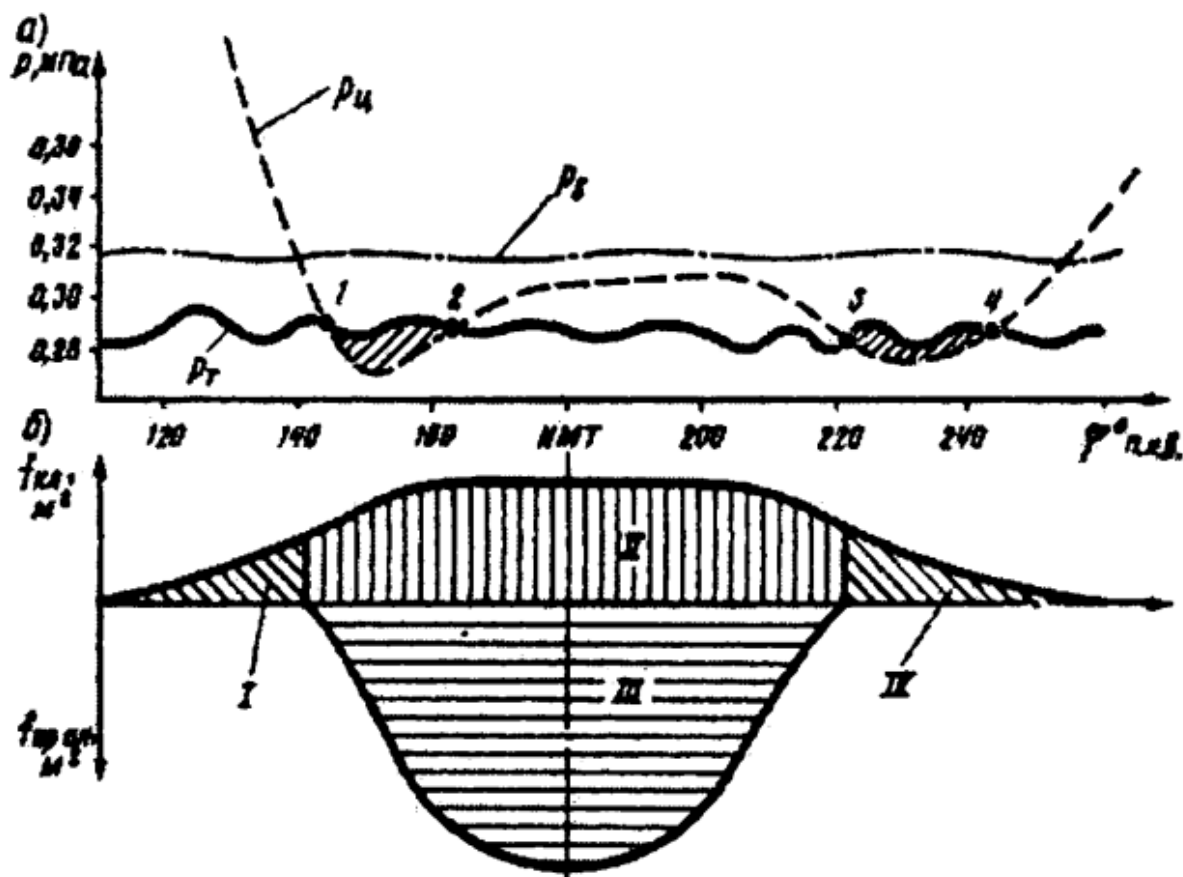


Рисунок – 3.6 Процес газообміну в двигуні MAN B&W MC: а) криві тисків: p_d - в циліндрі, p_s - в ресивері, p_m перед турбокомпресором; б) - діаграма наявного «час-перетину».

3.3 Показники якості газообміну

Якість газообміну визначають за допомогою коефіцієнтів, значення яких пояснює аналіз зміни вмісту в циліндрі двигуна за період газообміну продуктів згоряння $G_{\text{цг}}$, маси що надходить через впускні органи повітря і маси повітря, що залишається в циліндрі $G_{\text{цв}}$ (рис. 1.7). Різниця між $G_{\text{цв}}$ дає можливість в будь-який момент визначити масу повітря, що витрачається на продувку і представляє собою ту частину повітря, яка в період газообміну проходить через циліндр в випускний тракт. З аналізу кривих виходить, що маса продуктів згоряння, що знаходяться в циліндрі $G_{\text{цг}}$ з моменту відкриття випускних органів і до моменту їх закриття неухильно знижується. Надходження в циліндр свіжого повітря починається з запізненням

приблизно на 30° по відношенню до моменту відкриття впускного клапана (точка 3), так як тиск $p_{ц}$ до точки 3 залишалося вище p_s .

Повітря, що надходить $G_{цс}$ частково заповнює циліндр - $G_{цв}$, частина повітря, що дорівнює $G_{цв} - G_{цг}$ виходить з випускними газами - витрачається на продувку. У точці r' випускний клапан закривається, і продування припиняється, маса повітря, що дорівнює $G_{цс} - G_{цв}$ надалі залишається незмінною. Наповнення циліндра триває, крива $G_{цв}$ йде вгору. До моменту закінчення газообміну (точка a) циліндр виявляється заповненим повітрям масою G_B і залишилися в ньому продуктами згоряння G_r . Маса витраченого повітря на наповнення і продування дорівнює G_s . Ці дані можуть бути використані для оцінки якості газообміну, проте в теорії ДВЗ зазвичай вдаються до їх відносних значень, що представляють собою коефіцієнти продувки, залишкових газів і наповнення циліндра.

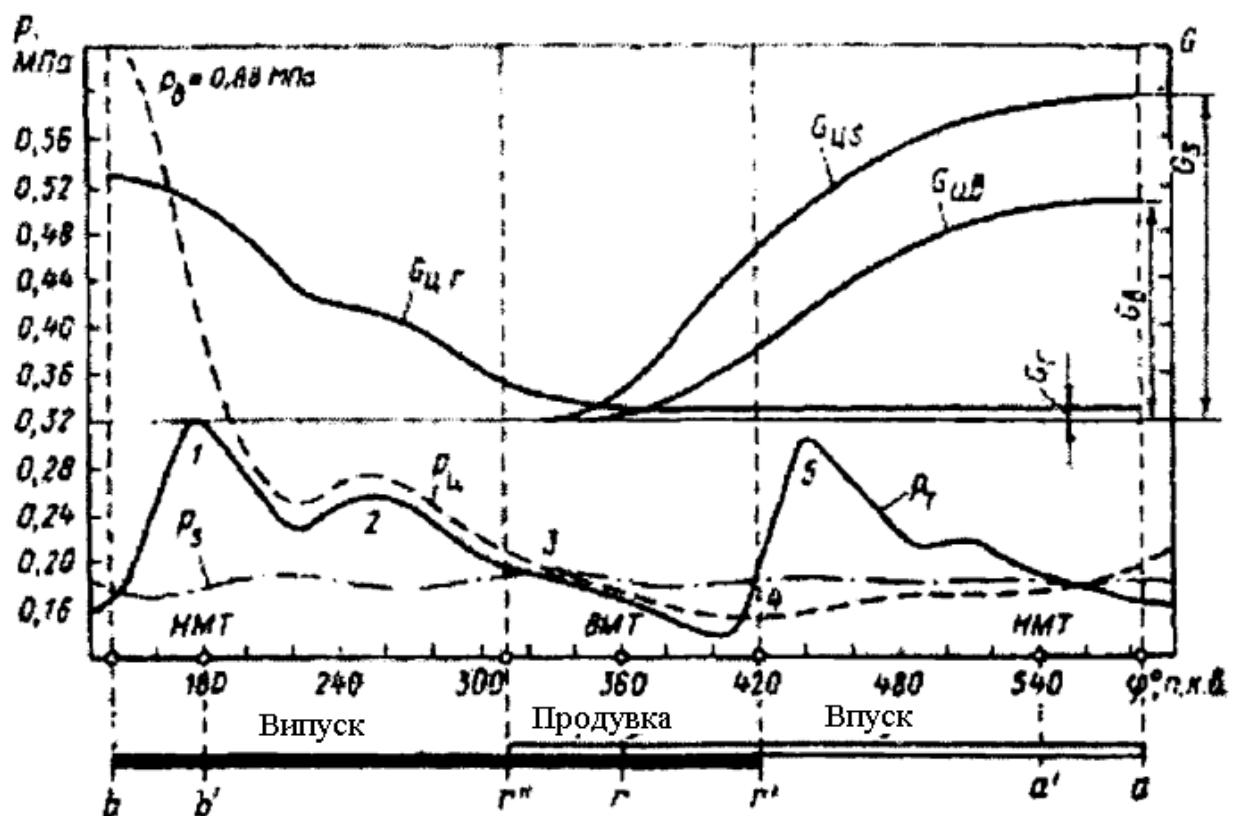


Рисунок 3.7 – Зміна тиску в період газообміну

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_s/G_B$, де G_s - маса повітря, поданого в циліндр за цикл (що пройшло через продувні вікна); G_B - маса заряду повітря, що залишилося в циліндрі до моменту закінчення газообміну - початку стиснення, характеризує витрату повітря на продувку і наповнення циліндра. Чим він вищий, тим, більше витрата повітря на газообмін і витрата енергії на привід наддувного агрегату. У двотактному двигуні без наддуву $\varphi_a=1,15 \dots 1,25$. У двигуні з наддувом збільшення тиску повітря p_s призводить до зростання втрат на продувку і $\varphi_a=1,6 \dots 1,65$. Певною мірою це сприятливо позначається на зниженні теплової напруженості ЦПГ, тому що чим більше повітря продувається через циліндр, тим більше він відбирає від нагрітих поверхонь теплоти. У чотиритактному двигуні $\varphi_a=1 \dots 1,2$.

Безпосередньо про витрати повітря на продувку і наповнення циліндрів двигуна можна судити по питомій витраті повітря $g_s = G_s/Ne$, де G_s – витрата повітря на весь двигун. Для двотактного МОД $g_s=8,8 \dots 10,8$ кг/(кВт×год), для чотиритактного СОД $g_s=6,8 \dots 8,2$ кг/(кВт×год).

Критерієм кількісної оцінки досконалості процесів очищення циліндра від відпрацьованих газів і наповнення його зарядом служать коефіцієнти залишкових газів і наповнення циліндра.

Коефіцієнт залишкових газів $\gamma_r = G_r/G_B$, де G_B - кількість газів, що залишилися в циліндрі до кінця газообміну, м³; G_B - заряд свіжого повітря.

Чим менше γ_r , тим менше залишається газів в циліндрі і тим якісніше очищається циліндр від відпрацьованих газів і тим більший його об'єм звільняється для заповнення повітрям.

Згідно опитним даними, γ_r має наступні значення.

Для двигунів чотиритактних:

- без наддуву 0,06-0,04;
- з наддувом 0,04-0,02.

Для двигунів двотактних з продувкою:

- прямоточною 0,04-0,08;
- петлевий (MAN) 0,08-0,09, («Зульцер») 0,09-0,12.

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Забруднення випускного тракту і пов'язане з ним збільшення протитиску випуску p_T , закоксовування продувних і випускних вікон, падіння тиску продувного повітря викликають збільшення коефіцієнта γ_T .

Коефіцієнт наповнення $\eta_n = G_B / G_{VS}$, де G_B - дійсна кількість повітря, яка заповнила циліндр в процесі наповнення; G_{VS} - кількість повітря, яке могло б поміститися в його робочому обсязі V_S при параметрах, що характеризують стан повітря на впуску (p_0, T_0 для двигунів без наддуву, p_s, T_s для двигунів з наддувом).

Коефіцієнт η_n характеризується ступенем використання об'єму циліндра в процесі наповнення. Чим вище η_n , тим ефективніше використовується робочий об'єм, тим більший заряд свіжого повітря G_B в ньому розміщується до кінця газообміну. Знання маси повітря G_s , що надійшло в циліндр за цикл, дає також можливість визначити сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_{\text{сум}} = G_s / (g_{\text{ц}} G_0)$.

У малообертових двотактних двигунах $\alpha_{\text{сум}} = 2,8 \dots 3,6$. Передумовою високої якості процесу газообміну є наявність достатніх прохідних перетинів продувних і випускних вікон або клапанів, що забезпечують мінімальний опір повітря і газам. Розташування, конфігурація і розміри вікон повинні створити такі напрямки і швидкості потоків всередині циліндра, при яких будуть відбуватися витіснення повітрям газів і мінімальне їх перемішування. Непродуті і застійні зони, що утворюються над поршнем, у стінках циліндра, під клапанами, повинні бути незначними. Істотний вплив на якість газообміну впливають також параметри стану повітря і газів в ресивері, циліндрі, випускній системі, перед турбіною і інші фактори [9, 10].

3.4 Пошкодження деталей газорозподільного механізму

Механізм газорозподілу призначений для управління процесами впуску та випуску відповідно до прийнятих фаз газообміну. У суднових ДВЗ застосовують клапанний, золотниковий і комбінований газорозподіл. При

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

клапанному газорозподілі в чотиритактних двигунах впускні і випускні отвори в кришках відкривають і закривають клапани [11].

Газорозподільний механізм складається з впускних і випускних клапанів, деталей приводу до них (штовхачів, штанг, важелів), розподільного вала з кулачковими шайбами, клапанних пружин, тарілок пружин та деталей кріплення. У сучасних моделях малообертових двигунів сполучення клапана з розподільним валом виконується гідравлічною передачею, а у найсучасніших моделях з електронним керуванням – розподільний вал взагалі відсутній, відкривання клапанів здійснюється гідравлічною передачею.

Основним і найбільш навантаженим елементом механізму газорозподілу є випускний клапани. Клапани піддаються дії механічних і теплових навантажень. Механічні навантаження визначаються дією сил тиску газів у циліндрі, і протилежним за напрямком сил впливу приводу газорозподілу, включаючи сюди також сили інерції мас приводу і клапана, сили пружності пружини. В період відкриття клапана його швидкість зростає від нуля до максимуму, сили інерції мас в цей час спрямовані в протилежну сторону і притискають ролик штовхача до кулачка. Потім швидкість клапана змінює свій знак, відповідно змінюється напрямок сил інерції - вони відривають ролик від кулачної шайби, але цьому перешкоджають клапанні пружини. При закритті клапана характер дії сил буде аналогічним. Відрив ролика штовхача від кулачка, супроводжуваний динамічними ударами в приводі клапана і у сідлі клапана, призводить до пошкодження їх робочих поверхонь - викришування шару цементації роликів, підвищені знос кулачків, розбивання ущільнюючих фасок клапанів і сідел, поломки пружин. Поломка пружин зазвичай носить втомний характер і викликається резонансними коливаннями, коли частота власних коливань пружин збігається з частотою вимушених коливань.

Теплові навантаження на клапани визначаються умови їх роботи в зоні високих температур газів. Найбільші температур мають вихлопні клапани, рис. 1.8 ілюструє розподіл температур.

Для того, щоб підняти працездатність клапанів двигунобудівники прагнуть не виходити за межі 500...520 °С. При перевищенні температур більше 650 °С матеріал клапанів втрачає свої міцнісні властивості, одночасно створюються несприятливі умови для виникнення високотемпературної корозії.

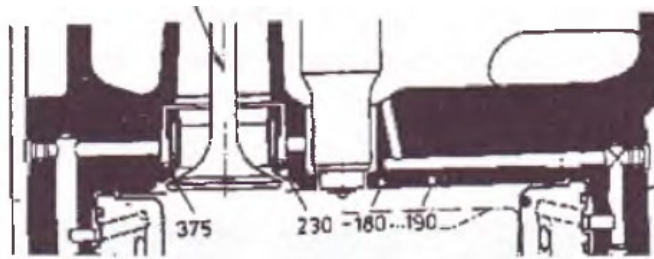


Рисунок 3.8 – Температурні поля камери згоряння

Часто повторювані зміни температур від високих до низьких провокують виникнення в зонах переходу тарілки клапана штока або в районі проточок під сухарики термоусталостних тріщин.

Поява на тілі клапана глибоко проникного окислення і окалино утворення, кольори мінливості на штоку клапана свідчать про високотемпературне окислення в зв'язку з нагріванням штока в його направляючій втулці.

При перевищенні температур понад межі повзучості тарілка клапана деформується і набуває форму чаші. При невеликих деформаціях порушується щільність посадки, а при більш серйозних не виключена поломка тарілки.

Поломки тарілок можливі також при порушенні фаз газорозподілу і ударі клапана по поршню. Серйозніші ушкодження відбуваються при розносі двигуна, сухарики вискакують з тарілки клапана, клапан провалюється вниз і

потрапляє під поршень. Клапаном пробивається вогневе днище кришки циліндра, вода проникає в камеру згоряння, відбувається гідравлічний удар в циліндрі, що супроводжується вигином шатуна та іншими ушкодженнями.

Втрата щільності клапанів відбувається по ряду причин:

- ерозійне зношування посадкового конуса тарілки клапана і його сідла, відсутність обертання;
- відкладення коксу і золи на тарілці;
- деформація клапана;
- порушення центрування осі клапана в направляючій;
- прогорання посадкової поверхні внаслідок високотемпературної корозії, викликаній наявністю в паливі ванадію і натрію;
- низькотемпературна корозія, викликана високим вмістом в паливі сірки і низькими температурами клапана (впускні клапани).

При закритті клапанів виникають великі ударні навантаження на тарілках і сідлах. Вони викликають наклеп на ущільнюючих поверхнях, втомна напруга на тарілках. Згодом це може привести до появи тріщин, сколів тарілок (рис. 3.9). Тому клапани необхідно періодично ретельно оглядати для виявлення зазначених тріщин і інших дефектів.

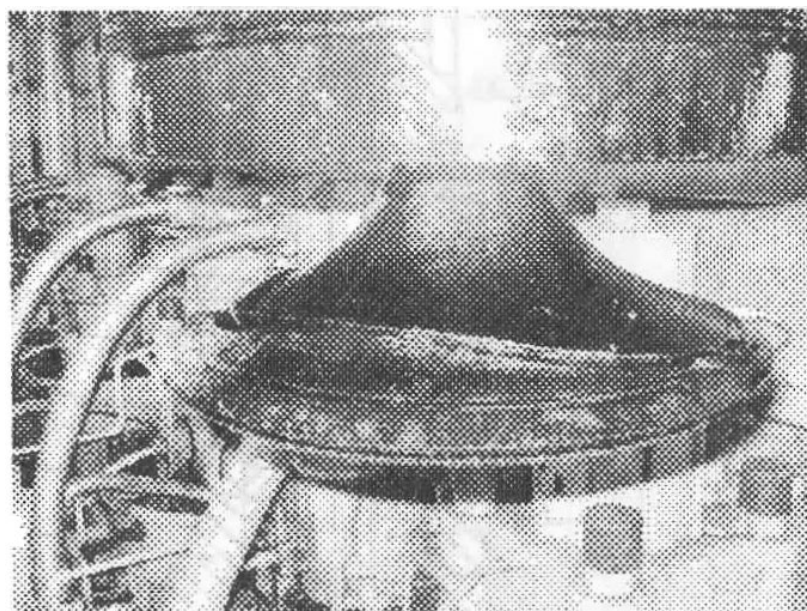


Рисунок 3.9 – Тріщина на тарілці клапана

Дія динамічних навантажень посилюється високими температурами газів в камері згоряння, що досягають 2000°C . Від зіткнення з ними клапани нагріваються. Відомо, що при високих температурах (вище 570°C) різко посилюється окислення заліза не тільки зовні, але і всередині через дифузії атомів кисню всередину кристалічної решітки. Щоб сталь пручалася цьому (як кажуть - володіла жаростійкістю - тобто стійкістю проти окислення при високих температурах), вводять легуючі елементи.

Найбільшого поширення набув хром. На поверхні сплаву, що містить хром, утворюються щільні оксиди Cr_2O_3 , що перешкоджають проникненню атомів кисню всередину. Складніша кристалічна решітка такого сплаву також перешкоджає дифузії атомів кисню. На рисунку 1.10 показано вплив хрому на окалиностійкість сталі. У сплаві, що працює при температурах близько 1100°C , його має бути не менше 20 %.

Ще більша небезпека високих температур пов'язана зі зниженням міцності металу. На рисунку 1.11 показана така залежність для заліза. Як видно, при температурах понад 600°C його міцність знижується на порядок. Щоб сталь стала жароміцної, тобто пручалася механічних навантажень при високих температурах, застосовують метали з більш високою температурою плавлення.

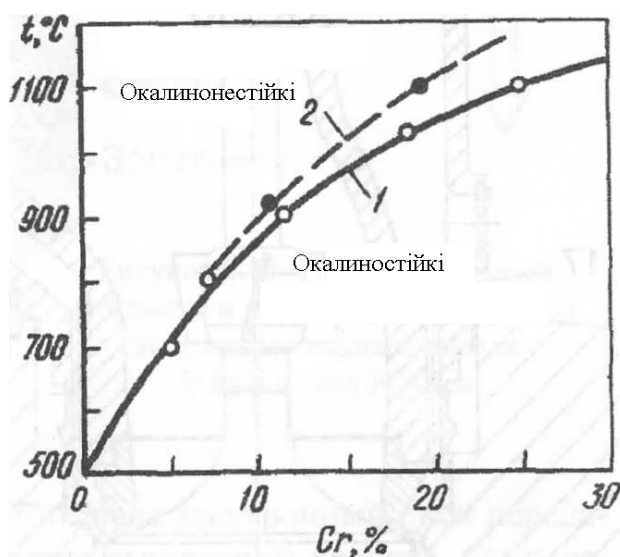


Рисунок 3.10 – Вплив хрому на окалиностійкість сталі

Для забезпечення жаротривким (тобто жаростійкими і жароміцними) випускних клапанів застосовують наплавлення тарілок відповідними матеріалами. Найбільш поширеним є сплав під назвою «стелліт» - на основі кобальту, що містить хром, вольфрам, кремній і інші елементи. В останні роки тарілки випускних клапанів багатьох типів дизелів повністю виготовляють зі сплаву під назвою "Німонік". Це сімейство хромо-нікелевих сплавів. Типовим його представником є сплав марки ХН80Т, що містить 20% хрому, 75% нікелю, 3% титану, 1% алюмінію, 0,1% вуглецю. Він не містить заліза і тому клапани не магнітні. За цією ознакою їх відрізняють від клапанів з наплавленням, що застосовуються для дизелів, що працюють на дизельному паливі. Роботи з надання більшої жаротривким клапанів тривають.

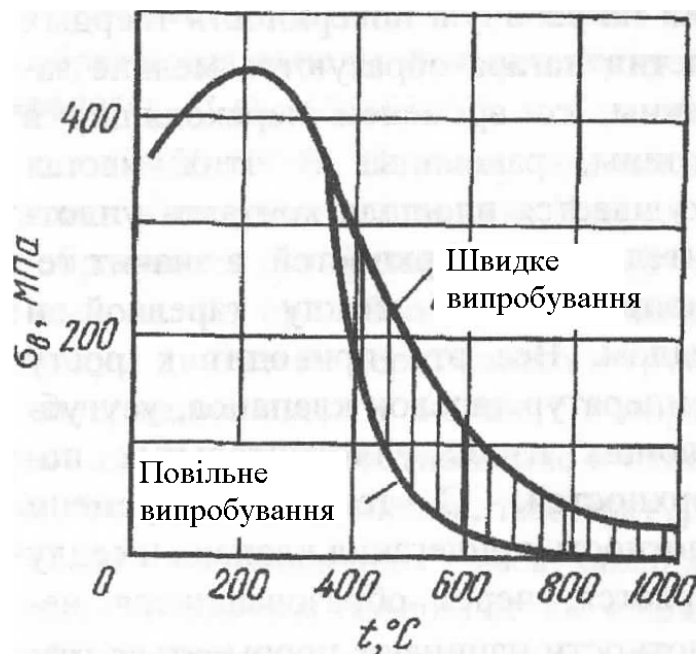


Рисунок 3.11 – Межа міцності заліза в залежності від температури

Але випускні клапани навіть з цього сплаву не зможуть довго працювати, якщо їх температура буде близькою до максимальних температур в камері згоряння або вище передбаченої заводом-виробником. Вони працюють тривалий час тільки тому, що їх температура значно нижче (рисунок 3.12).

Зниження температури забезпечується, насамперед, за рахунок передачі тепла від тарілки до охолоджуваного сідла в закритому положенні клапана. У меншій мірі тепло передається також від штока клапана направляючої. І, нарешті, тарілка охолоджується продувальним повітрям у відкритому положенні клапана. Ось чому важливо підтримувати чистоту ущільнювальної поверхні клапана.

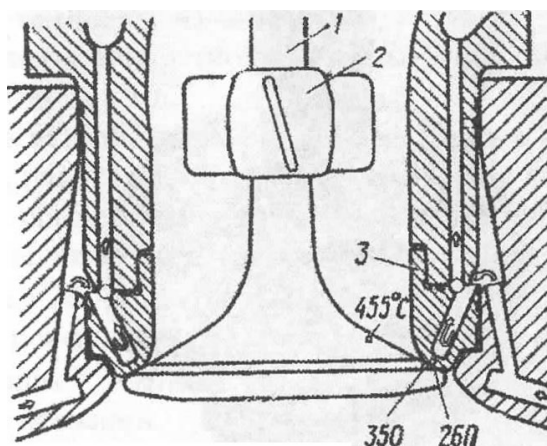


Рисунок 3.12 – Температурний режим випускного клапана: 1 - клапан; 2 - імпеллер для обертання клапана; 3 - сідло

Продукти неповного згоряння, відкладаючись на ущільнюючих поверхнях тарілок і сідел клапанів, створюють додатковий термічний опір (рисунок 3.13). Воно погіршує передачу тепла від тарілки до сідла, тобто її охолодження. Пристрої для обертання клапанів і застосовують, щоб підтримувати чистоту поверхонь ущільнювачів. При потраплянні на робочу поверхню твердих частинок нагару утворюються дрібні забоїни, які з часом переходять в оспини, раковини. У цих місцях погіршується площа контакту поверхонь ущільнювачів, а значить теплопровідність між тарілкою і сідлом. Все це призводить до зростання температур тарілок клапанів, які поглиблюють знос ущільнюючих поверхонь. З плином часу щільність прилягання клапана до сідла втрачається, через що скрізь утворені нещільності починають прориватися гази з температурою до 2000 °С. Їх дію можна порівняти з полум'ям ацетиленового пальника. В результаті на

поверхні ущільнювача тарілки випалюються борозни (рисунок 3.14), утворюються відколи або відбувається навіть обрив тарілки. Її уламки ушкоджують кришки циліндрів, поршні і руйнують турбокомпресори. Тому важливо своєчасно виявляти нещільності клапанів і періодично відновлювати їх поверхні ущільнювачів.

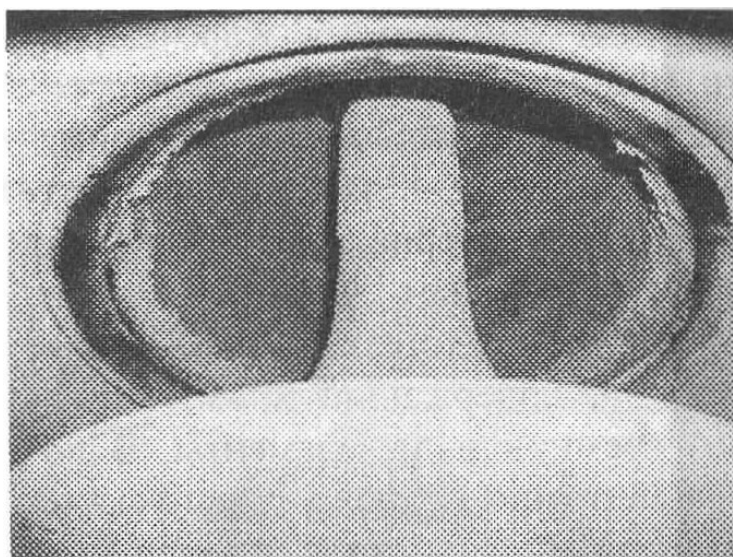


Рисунок 3.13 – Відкладення нагару на клапані

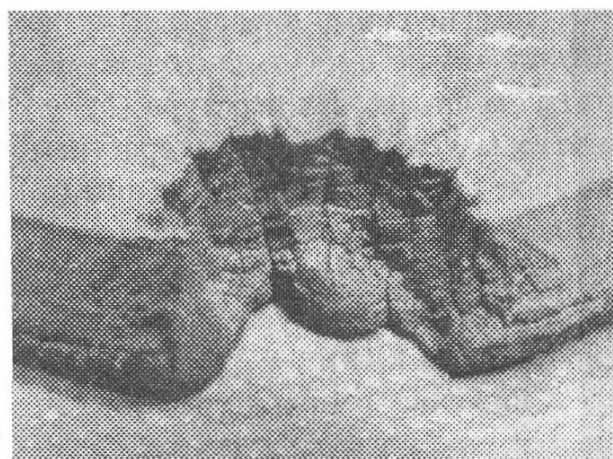
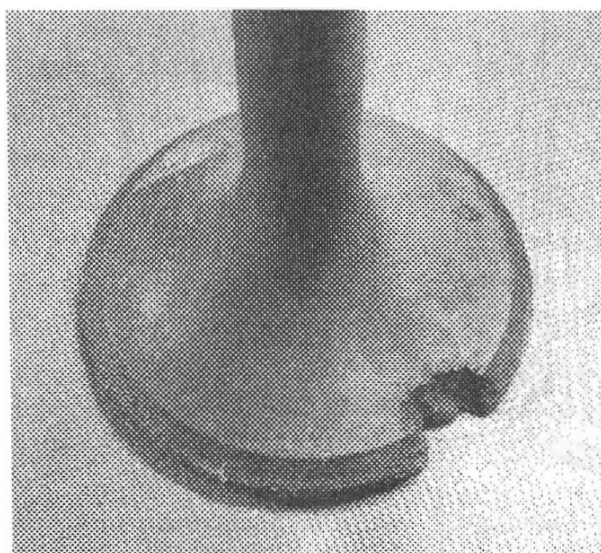


Рисунок 3.14 – Прогорання тарілки клапана

Прискоренню процесів зносу і вигорання клапанів сприяє вміст в важких залишкових паливах ванадію, натрію і сірки. З'єднуючись з

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

продуктами згоряння палива, вони утворюють оксиди і солі. Будучи надзвичайно агресивними, вони за певних умов викликають високотемпературну або низькотемпературну корозію клапанів.

Високотемпературна корозія викликається наявністю в паливі ванадію і натрію. При згорянні палива утворюються оксиди ванадію, які мають температуру плавлення: $V_2O_4 = 1970\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_2O_5 = 675\ldots 690\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто значно вище температури випускних газів: $450\ldots 600\text{ }^{\circ}\text{C}$. Тому вони залишають циліндр разом з випускними газами в твердому стані. В процесі згоряння утворюються сульфати натрію Na_2SO_4 , температура плавлення яких також висока. Але при обводнюванні палива морською водою або її попаданні в циліндри двигуна через свищі в трубах охолоджувача наддувочного повітря вміст натрію підвищується, а значить підвищується і утворення сульфатів натрію різко. Коли їх співвідношення до окислів ванадію V_2O_5 досягає 2:1, утворюються нові сполуки, температура плавлення яких знижується до $530\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ця розплавлена суміш, володіючи підвищеною липкістю, прилипає до ущільнюючих поверхонь клапана. Будучи агресивною, вона сама по собі викликає їх інтенсивну корозію. Крім того, утворені відкладення на ущільнюючих поверхнях погіршують тепловідвід, що призводить до підвищення температури тарілки клапана і вигорання.

Для зниження впливу високотемпературної корозії рекомендується:

- не допускати попадання морської води в циліндри двигуна, контролювати щільність охолоджувача наддувочного повітря;
- вживати заходів щодо зниження температури випускних газів шляхом підтримки справної роботи паливної апаратури, чистоти турбокомпресорів, охолоджувача наддувочного повітря;
- забезпечувати працездатність пристроїв для обертання клапанів.

Крім зазначених заходів, радикальним способом боротьби з високотемпературної корозією є застосування присадок до палива. Вони містять магній (Mg). При згорянні палива утворюються оксиди MgO , температура плавлення яких становить $2800\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ці оксиди, з'єднуючись з

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ванадієво-натрієвими сполуками, підвищують їх температуру плавлення до 800...900 °С, що значно перевищує температуру випускних газів. Вони видаляються з циліндра в твердому стані.

Крім зменшення корозії клапанів, дані присадки зменшують кількість зольних відкладень в газовипускному тракті і турбокомпресорах. Додатковим позитивним впливом присадок є зниження кислотності випускних газів. Ванадій в паливі надає каталітичний вплив на сірку, прискорюючи перетворення сірчистого ангідриду в трьохокис сірки під час згорання. Потім триокис сірки вступає в реакцію з потоком газів в вихлопному тракті, підвищуючи точку роси для утворення сірчаної кислоти. Присадка звертає сукупність ванадієвих і натрієвих сполук в твердий, нерозплавлений стан, стримуючи сольову корозію.

Найбільш широко поширена присадка VALVECARE фірми UNITOR. Вона являє собою рідину блідого кольору щільністю 0,9 г/см³. При впливі на організм вона викликає роздратування очей, дихальної системи та шкіри. Тому при її застосуванні слід суворо дотримуватися запобіжних заходів:

- використовувати захисний одяг - гумові чоботи, рукавички і фартух, а також респіратор і запобіжні окуляри в гумовій оправі;
- забезпечити достатню загальну і місцеву витяжну вентиляцію.

При попаданні в очі - негайно промити очі великою кількістю води, піднявши повіки. Продовжувати промивати протягом 15 хвилин. При попаданні на шкіру - негайно промити місце попадання на шкіру водою з милом.

При загорянні - використовувати піну, вуглекислий газ, зневоднені хімікати, пісок, землю. НЕ використовувати воду. Може утворюватися токсична окис вуглецю і двоокис кремнію.

Присадка VALVECARE вводиться або безпосередньо в видаткову цистерну або автоматичним дозувальним насосом у всмоктувальну частину паливопідкачуючого насоса. Звичайні діапазони дозування варіюються між

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1:1000 і 1:5000, тобто 1 літр присадки на 1-5 тонн палива, в залежності від вмісту ванадію і натрію.

Низькотемпературна корозія викликається наявністю сірки в паливі. Нею уражаються впускні клапани, що мають більш низьку температуру. На них, особливо в зоні штоків, конденсуються пари води і сірчаної кислоти, що утворюється при згоранні сірчастого палива.

Для ще більшого зниження температури клапанів MAN B & W для своїх двотактних дизелів стали застосовувати сідла з кільцевою камерою (рисунок 1.15). У ній після закриття клапана закривається повітря. У початковий момент відкриття клапана це повітря першим омиває ущільнювальну поверхню і, тим самим, знижує її температуру.

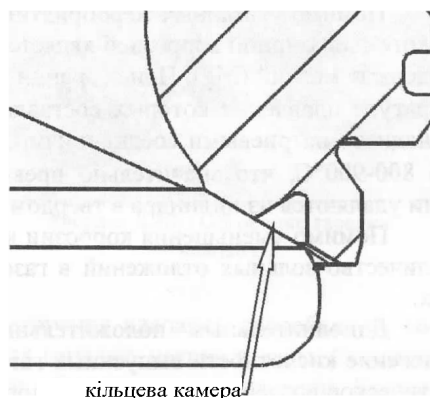


Рисунок 1.15 – Сідло клапана з кільцевою камерою

В подальшому стали застосовувати сідла з W-подібної камерою (рисунок 3.16). Причому, для підвищення твердості, а значить і зносостійкості клапанів, MAN B & W стали застосовувати наплавку їх ущільнювачі.

Значно підвищили ресурси выпускних клапанів двотактних дизелів MAN B & W. Раніше планові перебирання клапанів виконували через 6 тисяч годин роботи. І не кожен клапан відпрацьовував цей ресурс. В останні роки ці терміни значно підвищені - до 16 тисяч годин. На рисунку 3.17 показані порівняльні результати ресурсних випробувань клапанів з "Німонік" і клапанів з наплавленням "DuraSpindle".

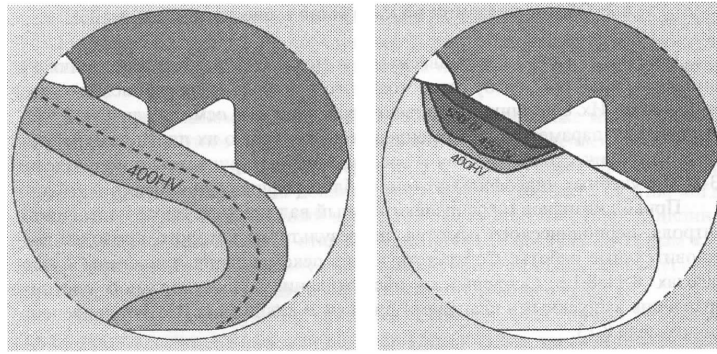
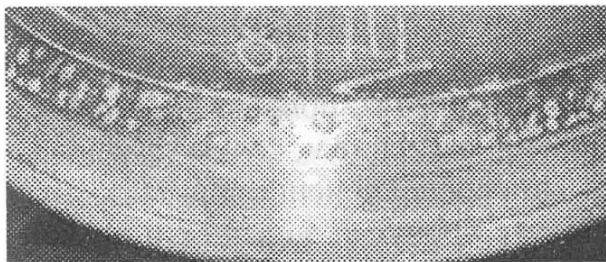
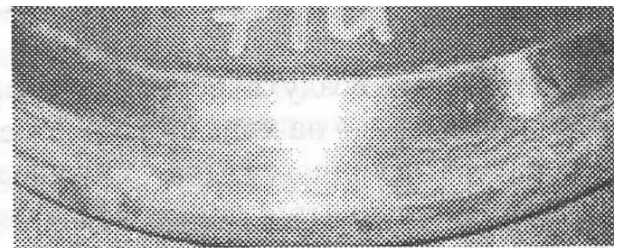


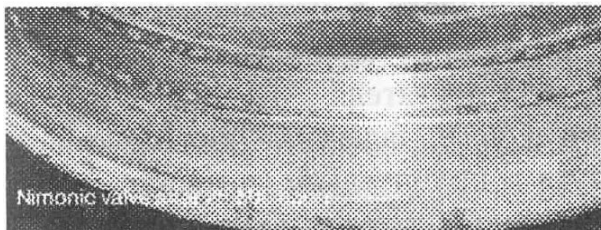
Рисунок 3.16 – Геометрія сідел і твердість тарілок клапанів двотактних дизелів MAN B & W зі сплаву "Німонік" (а) і з наплавленням "DuraSpindle" (б)



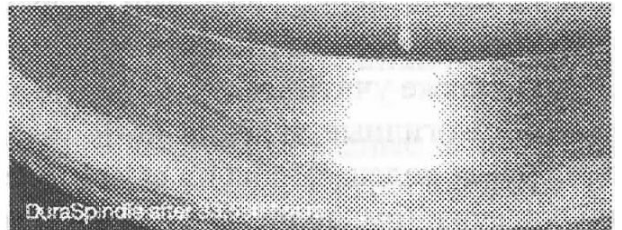
Клапан з "Німонік" з кільцевою камерою в сидлі після 25500 годин роботи



Клапан з наплавленням "DuraSpindle" з кільцевої камерою в сидлі після 33500



Клапан з "Німонік" з W-подібною камерою в сидлі після 25500 годин роботи



Клапан з наплавленням* "DuraSpindle" W-подібною в сидлі після 33500 годин роботи

Рисунок 3.17 – Результати ресурсних випробувань клапанів двотактних дизелів виробництва MAN B & W

3.5 Вдосконалення конструкції поршня актуатора випускного клапана

Під час роботи малообертового двигуна типу МЕ у ряді випадків спостерігалася відмова спрацювання або уповільнене спрацювання відкриття вихлопного клапану. Проаналізувавши конструкцію поршня актуатора було виявлено, що такі відмови виникають через уповільнене заповнювання маслом під поршневого об'єму, рис. 3.18 [11].

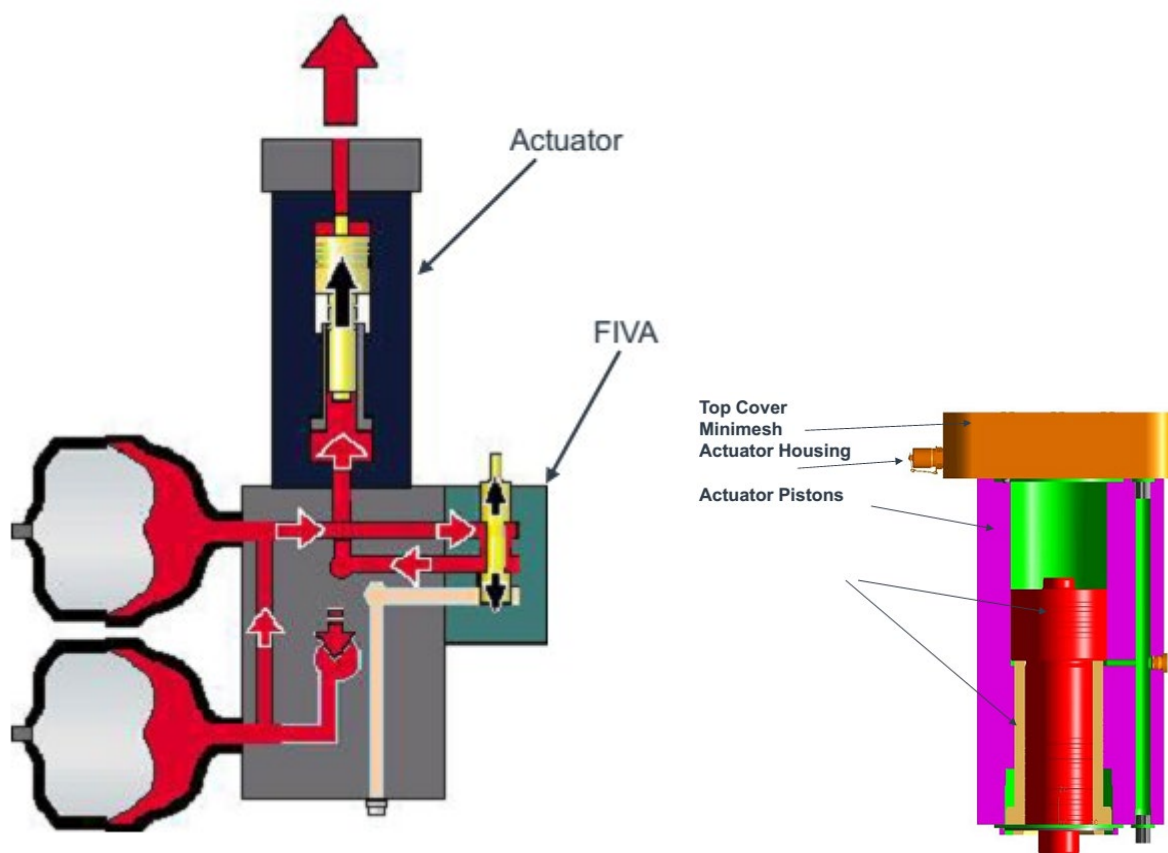


Рисунок 3.18 – Принцип роботи актуатора випускного клапану циліндра

Для подолання зазначених несправностей змінено конструкцію поршня, як це показано на рис. 3.19. Такі поршні пропонується надавати на судно та замінювати штатні на модернізовані поршні силами суднової команди.

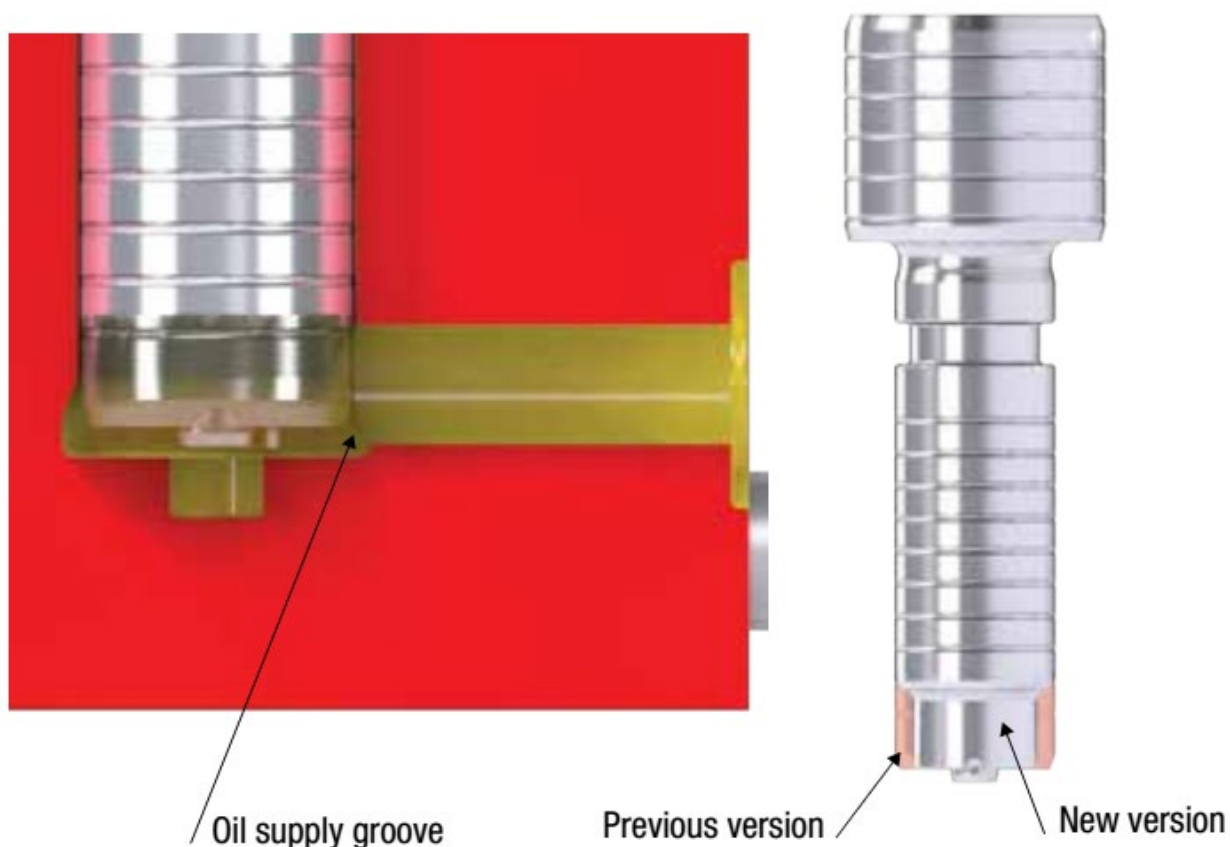


Рисунок 3.19 – Принцип регулювання часу відкриття вихлопного клапана

Модернізація була проведена для поліпшення доступу масла під високим тиском під поршнем актуатора газорозподільного механізму.

3.6 Модернізація системи відкриття випускного клапана

Час відкриття випускного клапана на двигунах типу ME було визначено відповідно до обраних фаз газообміну, виходячи з опиту експлуатації двигунів більш ранніх модифікацій [12].

Використання системи змінних фаз газорозподілу було введена для досягнення кращих характеристик робочого циклу при частковому навантаженні. Рисунок 2.19 ілюструє, як працює блок синхронізації, коли він активний приблизно від 55 % навантаження двигуна і вище.

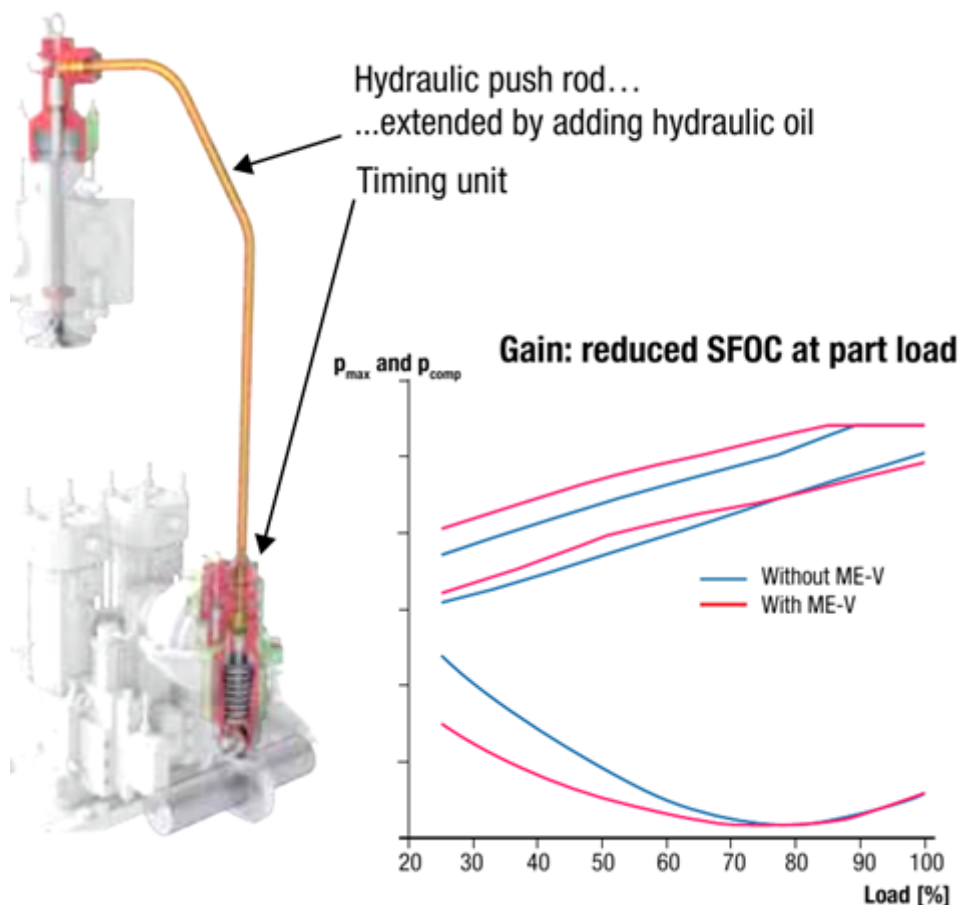


Рисунок 3.20 – Принцип регулювання часу відкриття випускного клапана для двигунів типу ME

Принцип роботи наступний: фази газорозподілу підібрано таким чином, що випускний клапан закривається раніше при частковому навантаженні, що призводить до збільшення тиску стиснення. Підвищений тиск стиснення дозволяє двигуну працювати з вищим максимальним тиском у циліндрі, що призводить до зменшення середньої ефективної витрати палива g_e .

Для того щоб утримати максимальний тиск у межах проектних обмежень, блок синхронізації активується при великому навантаженні (більше 55 % MCR). Блок синхронізації додає певну фіксовану кількість масла в гідравлічний штовхач штока випускного клапана після того, як він розпочав процес закриття. Це призводить до того, що період фази газорозподілу з відкритим випускним клапаном продовжується, а отриманий

тиск стиснення знижується, тобто відбувається запізнення закриття випускного клапана. Рисунок 3.21 ілюструє, як працює блок синхронізації, коли він активний приблизно від 55 % навантаження двигуна і вище.

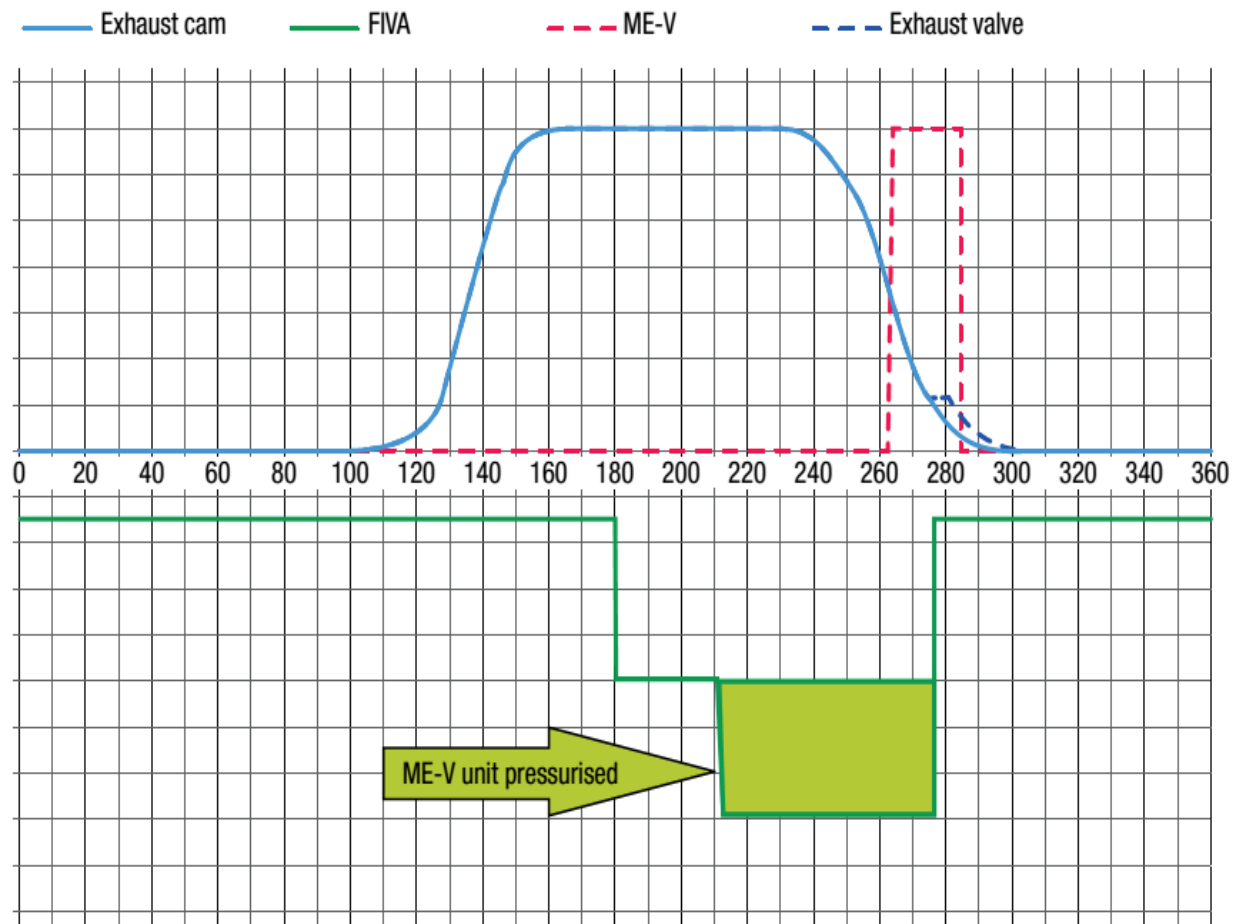


Рисунок 3.21 – Закон відкриття випускного клапана при навантаженні понад 55% MCR та параметри блоку «ME-V»

Досвід експлуатації показав, що повітря може накопичуватися в блоці синхронізації, що призводить до нестабільної роботи двигуна та спрацювання систем оповіщення оператора. Це проілюстровано на рис. 3.22, який також ілюструє, що цей стан є тимчасовим, поки повітря в блоці синхронізації не буде видалено. Тим не менше, це призводить до виникнення аварійних сигналів та створює несприятливі умови роботи двигуна та персоналу до тих пір поки не буде досягнутий стабільний режим роботи.

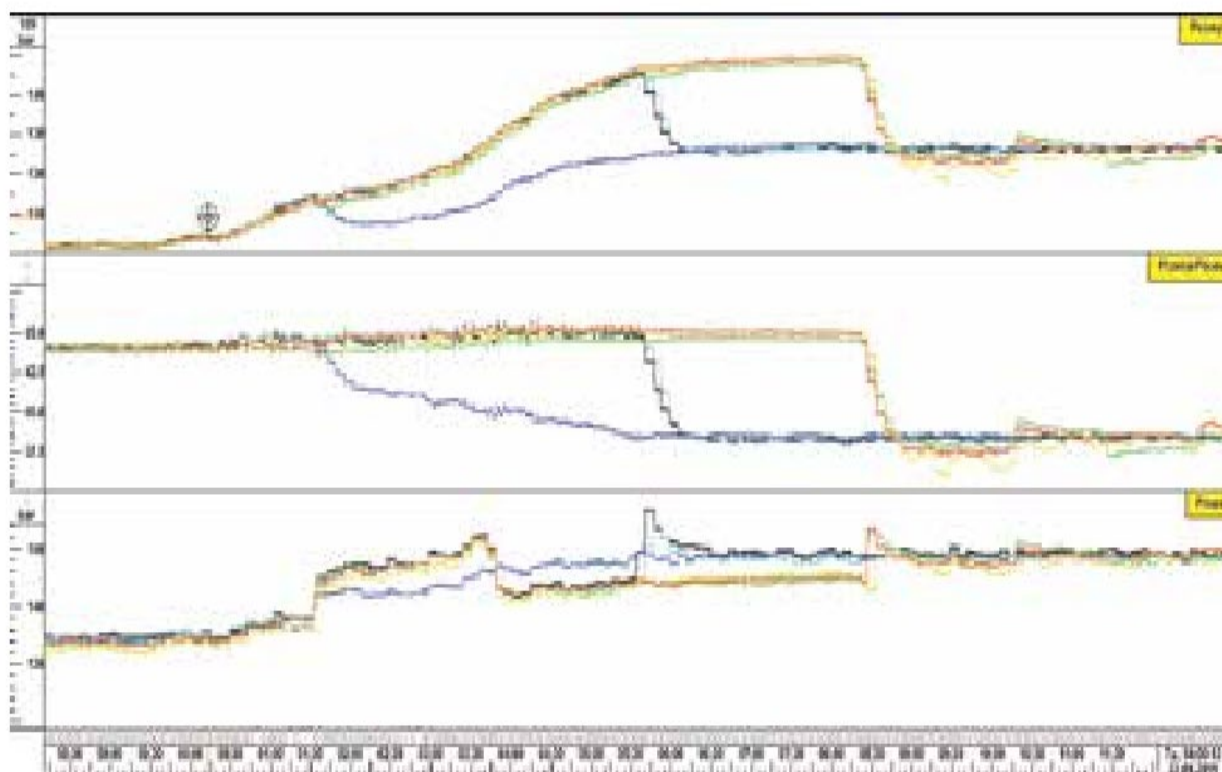


Рисунок 3.22 – Параметри двигуна при відмові блоку «ME-V»

Для протидії зазначеним явищам пропонується використання розробленої фірмою МАН системи ME-ECS для так званого примусового (шаблонного) спрацьовування поршня (актуатора) ГРМ ME-V. Рисунок 3.23 ілюструє таке шаблонне спрацьовування, коли блок синхронізації знаходиться під тиском, при цьому тиск масла зменшується до значення тиску штока гідравлічного штовхача коли стане прийнятним для забезпечення руху поршня ГРМ ME-V.

Зазначений режим роботи використовується при навантаженні двигуна від 0% до 55% MCR, і це означає, що будь-яке повітря випускається завдяки наявності надлишкового тиску у механізмі синхронізації. Коли виникає необхідність спрацьовування, негайне функціонування блоку синхронізації забезпечується без будь-яких затримок та ризику виникнення аварії чи аварійних сигналів, див. рис. 3.24.

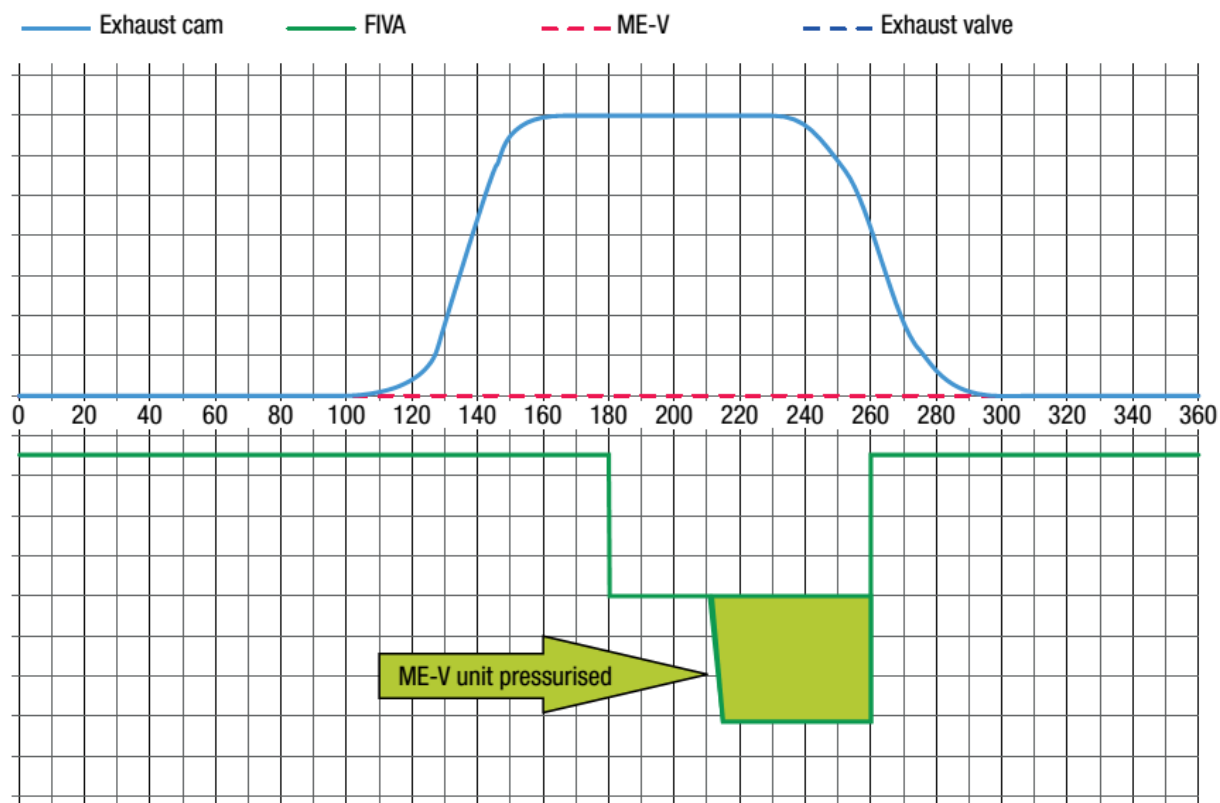


Рисунок 3.23 – Закон відкриття випускного клапана при навантаженні від 0% до 55% MCR та параметри блоку «ME-V»

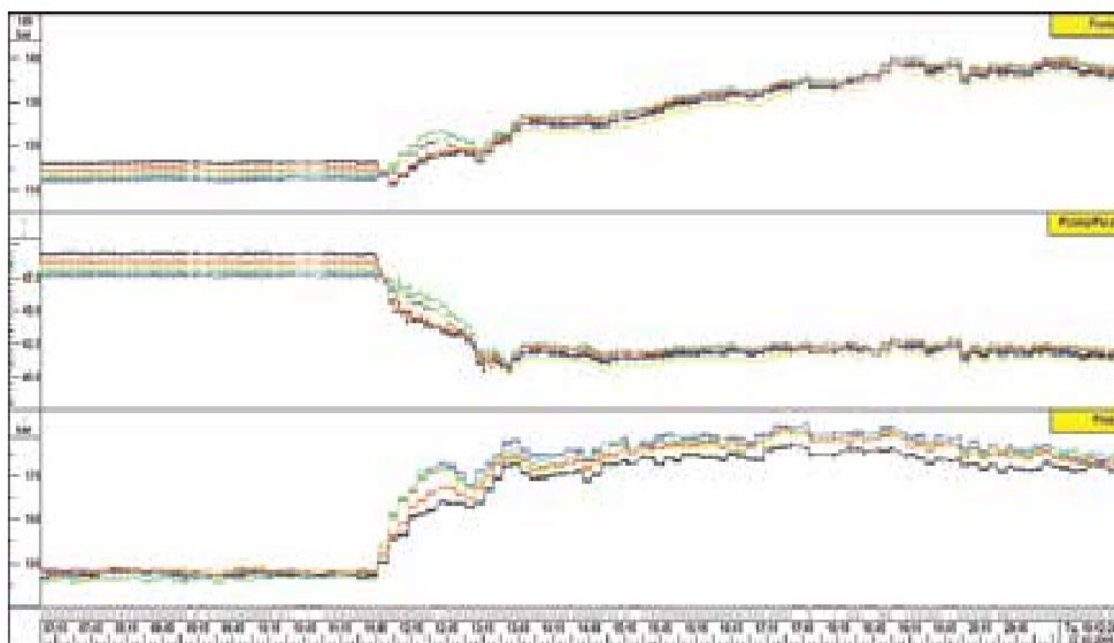


Рисунок 3.24 – Параметри двигуна при відмові, що працює без відмов блоку «ME-V» (експериментальні данні)

Використання подібних ситем дозволяє ефективно використовувати елементи, що забезпечують реалізацію роботи двигуна з змінними фазами газорозподілу, і, як наслідок, підвищити його паливну економічність, рис. 3.25, не знижуючи надійність роботи.

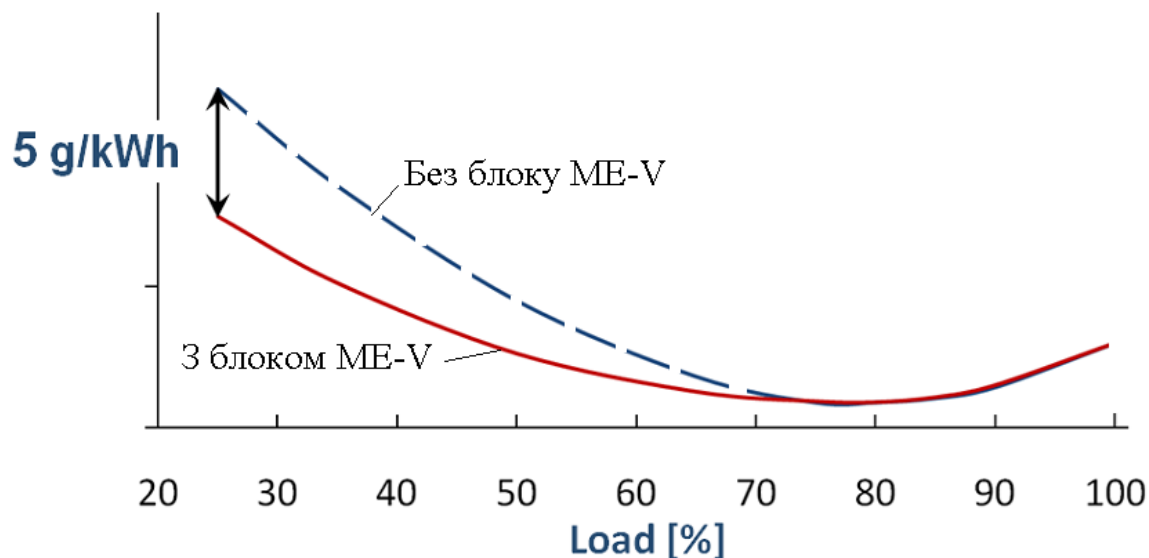


Рисунок 3.25 – Зниження витрати палива при використанні змінних фаз газорозподілу

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ ТА ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МОРСЬКОГО СУДНА

4.1 Індекс енергетичної ефективності

Екологічній ефективності водного транспорту приділяють значну увагу в рамках глобальної стратегії зниження антропогенного впливу на оточуюче середовище. Міжнародна морська організація (ІМО) впроваджує законодавчі ініціативи для зниження негативного екологічного впливу суден. Основним регулюючим документом з цих питань є Конвенція MARPOL 73/78, спрямована на зниження забруднення гідросфери і атмосфери під час експлуатації суден.

Забруднення більшістю потенційно шкідливих компонентів відбувається переважно випадково, при недотриманні описаних в MARPOL 73/78 вимог. Виключенням є емісія шкідливих компонентів відхідних газів теплових двигунів і котлів, яка є постійним джерелом забруднення атмосфери під час перебування суден у рейсах. Саме тому, в якості **показників екологічної ефективності** водного транспорту найчастіше пропонують рівень викидів одного чи декількох шкідливих компонентів атмосферної емісії.

Станом на початок 2019 р. Додатком VI Конвенції MARPOL 73/78 регулюються викиди оксидів азоту, сірки і діоксиду вуглецю. Остання хімічна сполука відноситься до парникових газів, що призводять до руйнування озонового шару. Введення ІМО на початку XXI ст. обмеження на викиди CO₂ є логічним продовженням глобальної екологічної політики щодо зниження викидів парникових газів, що спочатку регулювалися Кіотським протоколом 1992 р., а потім – Паризькою угодою 2015 р.

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Згідно з дослідженнями Міжнародної морської організації (ІМО) у період з 2007-2012 рр. в середньому на міжнародне судноплавство приходилося приблизно 3,1% CO₂, 15% NO_x та 13% SO_x від глобальної кількості викидів цих компонентів у атмосферу. В рамках Додатку VI Конвенції MARPOL 73/78 введені обмеження на викиди цих речовин з суден. Найбільш жорсткі сукупні вимоги почали діяти з 2009 р. з введенням індексу енергетичної ефективності (EEDI) суден, що обмежує емісію CO₂. З 2016 р. введені до дії вимоги Tier III по викидам NO_x, а використання палив з вмістом сірки понад 0,5% заборонено вже з 2020 р. в усьому світі.

Структура індексу енергетичної ефективності регулярно уточняється. Так, в 2009 р. дія EEDI поширювалося виключно на судна з дизель-механічними енергетичними установками, а у вимогах 2014 р. з'явилися доповнення щодо розширення дії індексу на LNG-газовози і круїзні судна з іншими типами пропульсивних установок. Введено додаткові коефіцієнти, розширена номенклатура рекомендованих до використання палив (за рахунок метанолу і етанолу, в доповнення до нафтових палив, зрідженого природного і нафтового газів).

Індекс енергетичної ефективності для нових суден визначається як [6, 9]:

$$EEDI = \frac{\left(\prod_{j=1}^M f_j \right) \left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}^*)}{f_i \cdot f_c \cdot f_l \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w} +$$

$$+ \frac{\left(\left(\prod_{j=1}^M f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEff(i)} \right) C_{FAE} \cdot SFC_{AE} \right) - \left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME} \right)}{f_i \cdot f_c \cdot f_l \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w},$$

SFC – питома ефективна витрата палива головних (індекс ME) і допоміжних двигунів (індекс AE), г/(кВт·год). Приймається за значеннями, наведеними у відповідних сертифікатах випробовування головних та

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

допоміжних двигунів. Якщо ці відомості відсутні, то для попередніх розрахунків можна прийняти значення з технічною документації на відповідні моделі суднових двигунів при навантаженні 75% від номінального (для пропульсивних установок з дизельними двигунами). Для паротурбінних пропульсивних установок використовується інша методика, наведена в.

Значення питомої ефективної витрати палива (SFC) повинно бути відкориговане, якщо вказані у документації на паливо значення нижчої теплотизгоряння відрізняються від приведенного у ISO 15550:2002 і ISO 3046-1:2002 (табл. 1).

Capacity визначається наступним чином:

– для балкерів, танкерів, газовозів, суден типу Ro-Ro (пасажирських івантажних), універсальних суден для перевезення генеральних вантажів, рефрижераторних і комбінованих суден приймається рівною дедвейту, т;

– для пасажирських суден приймається рівною валовому реєстровому тоннажу, т;

– для контейнеровозів – 70% від дедвейту.

C_F – безрозмірний коефіцієнт кореляції між витратою палива і кількістю CO₂, що утворюється при його спалюванні, величина якого прямо залежить від вмісту вуглецю. Рекомендовані значення представлені в табл.

V_{ref} – швидкість судна на глибокій воді при максимально допустимій потужності двигунів, вузлів;

$P_{ME(i)}$, кВт, приймається рівною 75% від номінальної встановленої потужності кожного головного двигуна (і-ого) після вирахування потужності, що підводиться до валогенераторів; є особливості визначення цієї складової для дизель-електричних пропульсивних установок;

$P_{PTO(i)}$, кВт, приймається рівною 75 % від потужності кожного валогенератора;

$P_{PTI(i)}$, кВт, визначається лише у разі наявності пристроїв підведення додаткової потужності до валопроводів (окрім головних двигунів) у складі пропульсивного комплексу;

$P_{eff(i)}$, кВт, складає 75 % потужності, що виробляється з використанням інноваційних технологій вироблення енергії (без використання палив), та передається на пропульсивний комплекс, порядок визначення представлено;

$P_{AEff(i)}$, кВт, складає 75 % від зниження потужності допоміжних двигунів в результаті використання інноваційних технологій для зменшення електричних втрат,

f_j – поправочний коефіцієнт, що враховує специфічні конструктивні елементи судна, зазвичай приймається таким, що дорівнює 1, за виключенням:

– танкерів обслуговування бурових установок (shuttle tankers) дедвейтом 80000-160000 т, для яких $f_j = 0,77$;

– суден льодового класу, для яких коефіцієнт визначається за спеціальними залежностями;

– деяких інших суден.

f_w – безрозмірний коефіцієнт, що враховує зниження швидкості судна при зміні метеорологічних умов, зазвичай приймається таким, що дорівнює 1;

$f_{eff(i)}$ – коефіцієнт, що враховує використання на судні інноваційних технологій;

f_i – коефіцієнт, що враховує технічну або законодавчу необхідність обмеження дедвейту судна, зазвичай приймається таким, що дорівнює 1.

f_c – коефіцієнт, що враховує повноту валового обсягу вантажних приміщень, зазвичай приймається таким, що дорівнює 1. Особливі випадки визначення див. Додатки 5 і 10.

f_l – коефіцієнт, який використовується для універсальних вантажних суден, обладнаних кранами для компенсації втрат дедвейту.

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.2 Визначення EEDI судна «BRASIL MARU»

Тип судна – балкер-рудовоз «BRASIL MARU»;

Рік побудови – 2007;

Дедвейт – 327180 т;

Льодовий клас – відсутній;

Швидкість, V_{ref} – 15 вузлів;

Номінальна потужність головного двигуна, MCR_{ME} – 23640 кВт;

Кількість головних двигунів, i – 1;

Тип палива для головного двигуна – НFO;

Коефіцієнт кореляції між витратою палива і CO₂ для ГД, C_{FME} – 3,114;

Питома ефективна витрата палива на ГД, SFC_{ME} – 165 г/(кВт·год);

Тип палива для дизель-генераторів – MDO;

Коефіцієнт кореляції між витратою палива і CO₂ для ДГ, C_{FAE} – 3,206;

Питома ефективна витрата палива на ДГ, SFC_{AE} – 183 г/(кВт·год);

Потужність привідних електричних двигунів, що працюють на пропульсивний комплекс, P_{PI} – 0 кВт (відсутні);

Інноваційні технології зниження витрат палива – відсутні;

Всі коефіцієнти зі знаменника формули EEDI для даного судна – 1.

Величина P_{AE} визначається за формулою

$$P_{AE} = 0,25 \times \sum_{i=1}^{nME} MCR_{ME(i)} + 250 = 0,025 \times 3 \times 23640 + 250 = 2523 \text{ кВт.}$$

Величина $P_{ME(i)}$ визначається як:

$$P_{ME(i)} = 0,75 \times MCR_{ME(i)} = 0,75 \times 23640 = 17730 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт енергетичної ефективності за формулою, наведеною в розділі 3.1:

$$EEDI = \frac{(17730 \times 3,114 \times 165) + (2523 \times 3,206 \times 185)}{1 \times 1 \times 1 \times 327180 \times 15,0 \times 1} = 2,161 \text{ ГСО}_2/(\text{Т милію});$$

Нормативне значення EEDI для танкерів (див. табл. 4):

$$EEDI_{HI} = a \times b^{-c} = 961,79 \times 327180^{-0,477} = 2,252$$

Висновок: для судна, що розглядається, розрахункове значення EEDI не перевищує нормативного. Впровадження додаткових технологій зниження викидів CO₂ не є обов'язковим.

4.3 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 за 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

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

де $\rho_0 = 1,293$ - щільність повітря при нормальних умовах, кг/м³;

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:

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

Надлишкове тепловиділення для ДВЗ визначається за формулою:

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

де $K_3 = 0,8$ – коефіцієнт завантаження головного двигуна;

$g_e^{\text{ГД}} = 0,174$ кг/кВт·год – питома витрата палива;

$N^{\text{ГД}} = 23640$ кВт – потужність головного двигуна;

$Q_H^{\text{П}} = 42700$ кДж/кг – нижня теплота згоряння палива;

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

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$n = 1$ – кількість головних двигунів.

$$Q_{ГД} = 0,8 \times 0,174 \times 23640 \times 42700 \times 0,013 \times 1 = 2010610,4 \text{ кДж/год.}$$

Тепловиділення від допоміжних дизель генераторів обраховується за формулою:

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

де $K_3 = 0,85$ – коефіцієнт завантаження дизель генераторів;

$g_e^{ДГ} = 0,192$ кг/кВт·год – питома витрата палива;

$N^{ДГ} = 780$ кВт – потужність дизель-генератора;

$n = 3$ – кількість дизель-генераторів;

$Q_H^П = 42700$ кДж/кг – нижня теплота згоряння палива;

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

$$Q_{ДГ} = 0,85 \times 0,192 \times 780 \times 42700 \times 0,013 \times 3 = 211986,1 \text{ кДж/год.}$$

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

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

де $S = 2 \times L_M \times H = 2 \times 20 \times 12 = 480 \text{ м}^2$ – площа лівого та правого бортів, які відносяться до машинного відділення;

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

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

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

$$Q_{ЗВ} = 24 \times 480 \times (38 - 19) = 218800 \text{ кДж.}$$

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

$$EQ_{над} = Q_{ГД} + Q_{ДГ} - Q_{ЗВ} = 2010610,4 + 211986,1 - 218800 = 1579824,3 \text{ кДж.}$$

Щільність повітря при зовнішній температурі 20 °С буде:

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

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення

$$L_{П}^{літо} = \frac{1579824,3}{1,01 \times 1,204 \times 8} = 162394, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$L_{П}^{зима} = \frac{1579824,3}{1,01 \times 1,204 \times 25} = 51966, \text{ м}^3/\text{год}$$

Кратність циркуляції для літа та зими становить:

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

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

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

$$V_M = s \times H_{суд} = 1556 \times 13,7 = 21317,2 \text{ м}^3$$

де $H_{суд} = 13,7 \text{ м}$ – висота борту судна до верхньої палуби [розділ 1].

Тоді кратність циркуляції для літа та зими буде:

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$n_{літо} = \frac{162394}{21317,2} \approx 7,61 \text{ год}^{-1}$$

$$n_{зима} = \frac{51966}{21317,2} \approx 2,43 \text{ год}^{-1}$$

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.

4.4 Заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті двигуна MAN 7S80ME

Устаткування й пристрої, а також їх розташування на нових суднах, що вводяться в експлуатацію, повинні відповідати діючим Вимогам техніки безпеки до загального розташування, пристроїв і устаткування морських суден.

При виконанні суднових робіт члени екіпажу зобов'язані користуватися спецодягом, спецвзуттям і запобіжними пристосуваннями (касками, окулярами, рукавицями, протигазами тощо).

У несправному або забрудненому спецодязі й спецвзутті члени екіпажу до роботи не допускаються.

Адміністрація судна повинна стежити за регулярною заміною та забезпеченням регулярного прання та ремонту спецодягу й спецвзуття.

Адміністрація судна повинна стежити за тим, щоб:

а) усі частини устаткування, що рухаються, (працюючого постійно або епізодично), а також відкриті отвори в устаткуванні, через які в процесі експлуатації можуть виділятися полум'я, гарячі гази, пил, промениста теплота та ін., були надійно огорожені;

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

б) усі прорізи палуби й розташовані на висоті відкриті поверхні (майданчики на рострах і щоглах, містки та ін.), а також постійні робочі місця висотою від 500 мм і вище (майданчики керування, спостереження та ін.), на яких доводиться виконувати тривалу або періодичну роботу, мали надійні леєрні огороження згідно з Вимогами техніки безпеки до загального розташуванню, пристроїв і устаткуванню морських суден.

Необхідно стежити за тим, щоб усі органи управління, горловини цистерн і запірні пристрої паливної, масляної, водяної і інших суднових систем мали чіткі написи або знаки, що визначають їх призначення. Усі вентилі, клапани й клинкетти повинні мати покажчики напрямку «Відкрито» і «Закрито». Забороняється користуватися органами управління, що не мають фіксуючих пристроїв, які виключають їх мимовільне зсування та переміщення.

Провертання гребних гвинтів можна виконувати тільки з дозволу вахтового помічника капітана, який, перш ніж дати дозвіл, повинен переконатися в тому, що в районі гребних гвинтів чисто.

До початку повертання гребних гвинтів з обох бортів судна повинні бути вивішені попереджуючі знаки з написами на англійській мові «Бережися гребного гвинта, що обертається».

Перед пуском механізмів або пристроїв необхідно:

- відповідно до інструкції з обслуговування переконатися в справності устаткування й арматури, аварійно-попереджувальної сигналізації й засобів захисту, а також у відсутності на і біля механізмах сторонніх предметів;
- попередити людей, що знаходяться поблизу механізмів і устаткування, про майбутній пуск.

На працюючих машинах і механізмах забороняється:

- кріпити гайки й вибирати слабіну в системах руху;
- заміряти зазори;

- чистити й обтирати частини, що рухаються, а також виконувати змащення тертьових частин вручну,
- без спеціальних пристосувань, призначених для забезпечення безпеки при змащенні (шприців, мазничок та ін.);
- виконувати будь-які ремонтні роботи;
- виконувати інші небезпечні роботи на ходу судна, які можуть привести до травматизму.

Запасні частини, пристосування й реманент повинні бути надійно закріплені у своїх гніздах. Їх кріплення потрібно оглядати й перевіряти щоразу після виконання робіт для яких вони використовувалися, а також перед виходом судна в море [11].

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного кваліфікаційної роботи було проаналізовано конструктивні особливості двотактного малообертового двигуна MAN B&W 7S80ME, проведено аналіз конструкції газорозподільного механізму, напрямів його вдосконалення.

Встановлено що, використання системи змінних фаз газорозподілу дозволяє покращити характеристики робочого циклу, оскільки при частковому навантаженні випускний клапан закривається раніше, що призводить до збільшення тиску стиснення і, як наслідок до зменшення середньої ефективної витрати палива.

Однак використання пристроїв, що дозволяють реалізувати змінні фази газорозподілу приводить до того, що під час роботи двигуна повітря може накопичуватися в гідравлічному контурі, а це в свою чергу може призвести до нестабільної роботи двигуна. Для запобігання такому явищу пропонується використанні блоку з так званим примусовим (шаблонним) спрацьовуванням поршня. Запропоновані рішення дозволяють ефективно застосовувати змінні фази газорозподілу та забезпечити надійну роботу двигуна.

Окрім того, виконано оцінку енергоефективності судна «BRASIL MARU» (IMO 9321275), розроблено ряд заходів з охорони праці при технічному обслуговуванні головного двигуна, розраховано приточно - витяжну вентиляцію машинного відділення, розглянуто необхідні дії екіпажу при гасінні пожежі.

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Marinetraffic [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
<https://www.marinetraffic.com/da/ais/details/ships/shipid:409071/mmsi:35213100>
2. Home MAN Energy Solutions [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
<https://www.man-es.com/marine>
3. Дьяченко В.Г. Основи теорії робочих процесів в двигунах внутрішнього згоряння. - Київ:УМК ВО, 1988. - 95 с.
4. Лабораторний практикум. Методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт з дисципліни „Теорія ДВЗ”. Коваленко І.М., Доценко С.М. Малютін П.В. Первомайськ ППІ, 2007.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газодизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
6. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми бензинового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
7. Woodyard, D. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines [Text] / Dous Woodyard. – London, 2004. – 887 p.
8. Roy B., Wankhede A. A guide to 2-Stoke Marine Engine Components. Marine Insight. – 2013, 104 p.
9. Kuiken, K. Diesel Engines for ship propulsion power plants. Target global Energy Training / Kees Kuiken. – Onne, The Neterlands, 2008.
10. Наливайко В.С., Тимошевський Б.Г., Ткаченко С.Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підруч. – Миколаїв: Торубара В.В., 2015, 332 с.

11. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Том 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ. Харків: Видавн. центр НТУ ХП, 2004. – 426 с.

12. Home MAN Energy Solutions [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.man-es.com/marine/products/two-stroke-engines/two-stroke-engines-portfolio>

					ПННІ НУК 131.61.23.10.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		