

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«31» 08 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Удосконалення процесів газообміну та паливостачання головного суднового середньообертового двигуна МаК 32С судна «ASKELADDEN» з метою скорочення витрат на паливо

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23

(підпис)

Грижук Р.О.

Керівник роботи:

проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.

(посада, науковий ступень, вчене звання)

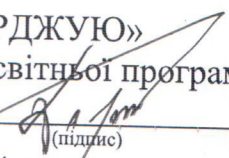
(підпис)

Білоусов Є.В.

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний
Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
« » 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

студенту

Грижук Ростиславу Олексійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Удосконалення процесів газообміну та паливостачання головного суднового середньооборотного двигуна MaK 32C судна «ASKELADDEN» з метою скорочення витрат на паливо

Керівник роботи

Білоусов Євген Вікторович, д.т.н., проф.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджено: розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2024 року.

3. Вихідні дані до проекту: У проекті пропонується розглянути можливість підвищення ефективності робочого процесу суднових середньо-оборотних дизелів, за рахунок зміни до механізму газорозподілу на навантаженнях близьких до номінальних, шляхом змін до конструкції механізму приводу впускного клапану та ПНВТ.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розробці підлягають питання пов'язані з удосконаленням закону відкриття впускного клапану дизелів з та змін до робочого процесу. дизеля ляхом зміни кута випередження вприску.

5. Перелік графічного матеріалу 1. Загальне креслення судна 2. План розміщення обладнання МКВ; 3. Машинобудівне креслення головного двигуна. 4. Схема паливної системи. 5. Пояснення, щодо запропонованих заходів з модернізації двигуна 6. Матеріали що підтверджують ефективність запропонованих технічних заходів. (Усі креслення на форматі А1 виконані в AutoCAD або олівцем)

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

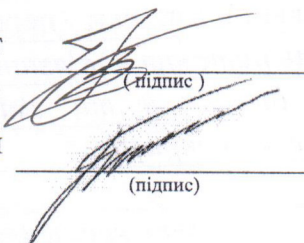
7. Дата видачі завдання

«09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Підготовка та проробка літературних джерел	16.09.2024	
2	Написання першого розділу	23.09.2024	
3	Виконання розрахунків та написання другого и третього розділу	07.10.2024	
4	Розробка технологічної частини та написання четвертого розділу	28.10.2024	
5	Написання п'ятого розділу	18.11.2024	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи, та графічної частини	25.11.2024	
7		09.12.2024	

Студент

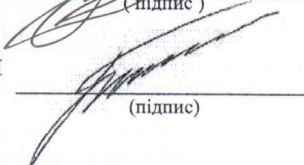


(підпис)

Грижук Р.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи



(підпис)

д.т.н., проф. Білоусов Є.В.

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Анотація

Представлена кваліфікаційна робота містить у собі 113 сторінки, 49 рисунків, 8 таблиць. При підготовці роботи було використано 19 джерел інформації.

У роботі розроблений комплекс заходів щодо вдосконалювання системи газообміну головного дизеля MaK 32C шляхом запровадження механізму зміни фаз газорозподілу. В результаті нововведень, двигун може працювати на режимах близьких до повного навантаження за циклом Мілера, а при переході на часткові навантаження за циклом Трінклера-Саботе.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, часткове навантаження, фази газорозподілу, цикл Мілера

Abstract

The presented qualification work includes 113 pages, 49 figures, 8 tables. In preparing the work, 19 sources of information were used.

The work developed a set of measures to improve the gas exchange system of the main MaK 32S diesel engine by introducing a mechanism for changing gas distribution phases. As a result of innovations, the engine can operate at modes close to full load according to the Miller cycle, and when switching to partial loads according to the Trinkler-Sabate cycle.

Keywords: internal combustion engine, partial loadings, phases of distribution of gases, Miller cycle

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Загальна характеристика судна.....	6
1.1 Конструктивні особливості судна-прототипу і аналіз силової установки.....	6
1.2 Конструктивні особливості головного двигуна MaK 32C.....	13
1.2.1 Загальна характеристика двигуна.....	15
1.2.2 Паливна апаратура.....	26
Розділ 2. Аналіз сучасного стану проблеми підвищення екологічних характеристик і зниження витрати палива суднових двигунів.....	30
2.1 Аналіз механізмів утворення шкідливих складових вихлопних газів та їх впливу на навколишнє середовище.....	30
2.1.1 Механізм утворення окислів азоту в циліндрах двигуна, і фактори, що впливають на їхню концентрацію.....	33
2.1.2 Механізм утворення інших шкідливих складових відпрацьованих газів.....	36
2.2 Аналіз нових підходів у організації робочих процесів у суднових чотиритактних двигунів.....	36
2.3 Зміна фаз газорозподілу для переходу з циклу Міллера на режимах повної потужності на цикл зі змішаним підводом теплоти на режимах часткового навантаження.....	48
2.4 Механізм газорозподілу дизеля MaK 32C та його переобладнання для роботи за циклом Міллера.....	53
2.4.1 Деталі газорозподільного механізму.....	55
2.4.2 Фази газорозподілу дизеля MaK 32C.....	66
2.5 Запровадження технології регулювання фаз газорозподілу для зменшення витрати палива й зниження рівнів викидів сажі.....	67
Розділ 3. Обґрунтування запропонованих технічних рішень шляхом виконання теплового розрахунку робочих циклів двигуна.....	74
3.1 Аналіз та вибір конструктивних особливостей двигуна, а також його геометричних параметрів.....	75
3.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних та виконання теплового розрахунку робочого процесу.....	76
3.2.1 Процес впуску.....	78
3.2.2 Процес стиску.....	83
3.2.3 Процес згоряння.....	85

					<i>ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Розроб.</i>		<i>Грижук Р.О.</i>					
<i>Перевір.</i>		<i>Білоусов Є.В.</i>					
<i>Реценз.</i>		<i>Нестеренко В.В.</i>					
<i>Н. Контр.</i>		<i>Білоусов Є.В.</i>					
<i>Затверд.</i>		<i>Нестеренко В.В.</i>			<i>ПННІ НУК</i>		
					<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акресів</i>
						<i>2</i>	<i>113</i>

3.2.4	Процес розширення.....	88
3.2.5	Процес випуску.....	89
3.2.6	Індикаторні показники циклу.....	89
3.2.7	Ефективні показники двигуна.....	91
3.2.8	Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу.....	92
3.2.9	Побудова індикаторної діаграми.....	94
Розділ 4. Охорона праці та охорона навколишнього середовища.....		101
4.1	Охорона праці.....	101
4.1.1	Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах.....	101
4.1.2	Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів у машинно-котельному відділенні судна.....	102
4.1.3	Заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті суднових технічних засобів.....	104
4.2	Охорона навколишнього середовища.....	106
4.2.1	Нормативно-правова та законодавча база охорони навколишнього середовища.....	106
4.2.2	Вплив судна на навколишнє морське середовище.....	108
Висновки.....		110
Список літератури		111

ВСТУП

Двигун МаК М32 (ЧН 32/40) надійшов у продаж в 1995 році, став третім у лінійці модельного ряду разом з М 20, М 25 і М 43. У 2004 році був представлений модернізований двигун М 32С, який також випускається з вихідною потужністю 500 кВт на циліндр. Сьогодні М 32С є беззаперечним лідером ринку для суден місткістю до 600 контейнерів типу TEU, а також займає міцне положення в інших сегментах ринку, наприклад, на ринках круїзних суден і поромів.

Сучасне судно обладнано різноманітними машинами та механізмами, які в сукупності і у взаємозв'язку з пристроями та апаратами утворюють судову енергетичну установку (СЕУ). За допомогою СЕУ забезпечується рух судна, його маневри, безпека плавання і живучість, вантажні операції та інші функції відповідно до призначення судна. Збереження вантажу, що перевозиться, нормальні умови для роботи та відпочинку екіпажу. В даний час більшість суден обладнано дизельними установками, так як дизеля сьогодні є найбільш економічними тепловими двигунами які дозволяють, порівняно просто механізувати і автоматизувати виробничі процеси на судні.

Важливе значення має підвищення повноти використання енергії палива, що спалюється в первинних двигунах. З цією метою застосовують розвинену утилізацію теплоти відпрацьованих газів. Охолоджуючої двигуни середовища, гарячого наддувочного повітря для отримання механічної, електричної енергій, пари, гарячої води для опріснювальної і опалювальної установок, підігріву палива та гарячого водопостачання.

Протягом останнього десятиліття провідними двигунобудівними компаніями велася інтенсивна дослідницька й проектно-конструкторська робота з переведення середньообертових двигунів на дешеві важкі палива й зниженню емісії вихлопних газів у зв'язку зі зростаючими вимогами захисту навколишнього середовища. Паралельно вирішувалися задачі по підвищенню

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

надійності й ефективності двигунів, зниженню експлуатаційних витрат і підвищенню довговічності. У підсумку, сьогодні на ринку з'явилося принципово нове покоління середньооборотних дизелів, які за багатьма показниками можуть успішно конкурувати з малооборотними дизелями. У нових двигунах насамперед були внесені зміни в паливопостачання – збільшені тиски упорскування до 150...180 МПа, забезпечена оптимізація фаз подачі стосовно до кожного режиму роботи двигуна.

Цілю кваліфікаційної роботи є модернізація головного суднового двигуна МаК 9М32С з метою підвищення його паливної економічності і зниження токсичності відпрацьованих газів.

Задачі, які вирішуються кваліфікаційній роботі:

- проаналізувати сучасний стан проблеми зниження витрати палива і підвищення екологічних характеристик двигуна;
- розробка конструктивних рішень удосконалення паливної системи двигуна за рахунок вибору оптимального профілю кулачка приводу паливного насосу високого тиску;
- розробка інструкцій з експлуатації модернізованого двигуна;
- розробка заходів з техніки безпеки при модернізації та експлуатації двигуна;
- проаналізувати шляхи зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами модернізованого двигуна.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі газообміну головного двигуна, та їх вплив на ефективність його роботи.

Предметом розгляду в роботі є вирішення проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи дизельного двигуна за рахунок вдосконалення процесів газообміну головного двигуна на режимах часткових навантажень.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА

1.1 Конструктивні особливості судна-прототипу і аналіз силової установки

За прогнозами фахівців до 2018 р. обсяги міжнародних вантажоперевезень основних транспортних артерій світу зростуть, як мінімум удвічі, порівняно з 2000 р. При цьому очікується зростання в першу чергу контейнерних перевезень, як найбільш адекватних сучасних форм міжнародної торгівлі [2] та перевезень важковагових вантажів у зв'язку з активним освоєнням видобутку корисних копалин на шельфах.

Багатоцільове суховантажне судно (рис. 1.1, 1.2) дедвейтом 11500 т. «ASKELADDEN» номер IMO 9369069 збудовано у 2007 році на верфі Damen Shipyards Cargo Vessels, Нідерланди (Netherlands).

Судно належить компанії Schiffahrtsgesellschaft mbH. & Co. Reederei KG. м. Харен (Haren), Німеччина (Germany) та знаходиться в управлінні цієї ж компанії.

Судно ходить під прапором Antigua & Barbuda, порт реєстрації St.John's.

Позивний судна – V2CJ9.

Багатоцільове судно призначене для перевезення контейнерів для транспортування сипучих матеріалів, катушок зі сталі, контейнерів, продуктів для переробки, генеральних вантажів, небезпечних вантажів відповідно до Регламенту SOLAS 54-II-2, виключаючи вибухові речовини та ядерні матеріали (класи I і VII).

Перевезення контейнерів (у тому числі і рефрижераторні) здійснюється відповідно стандарту ISO у трюмах і твіндеках – 302 од., та на відкритій палубі – 395 од., всього 667 од.

Транспортування рефрижераторних контейнерів передбачені тільки на верхній палубі у кількості до 60 од.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1.1 – Багатоцільове суховантажне судно «ASKELADDEN»
(попередня назва UTA)

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

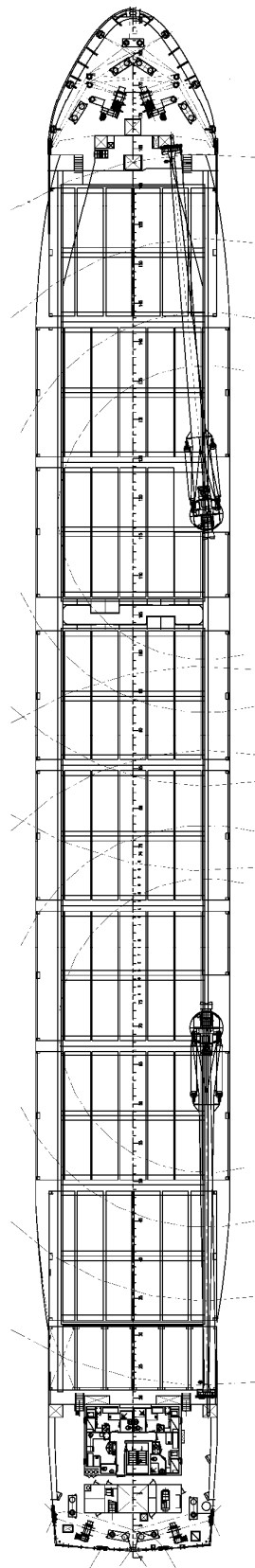
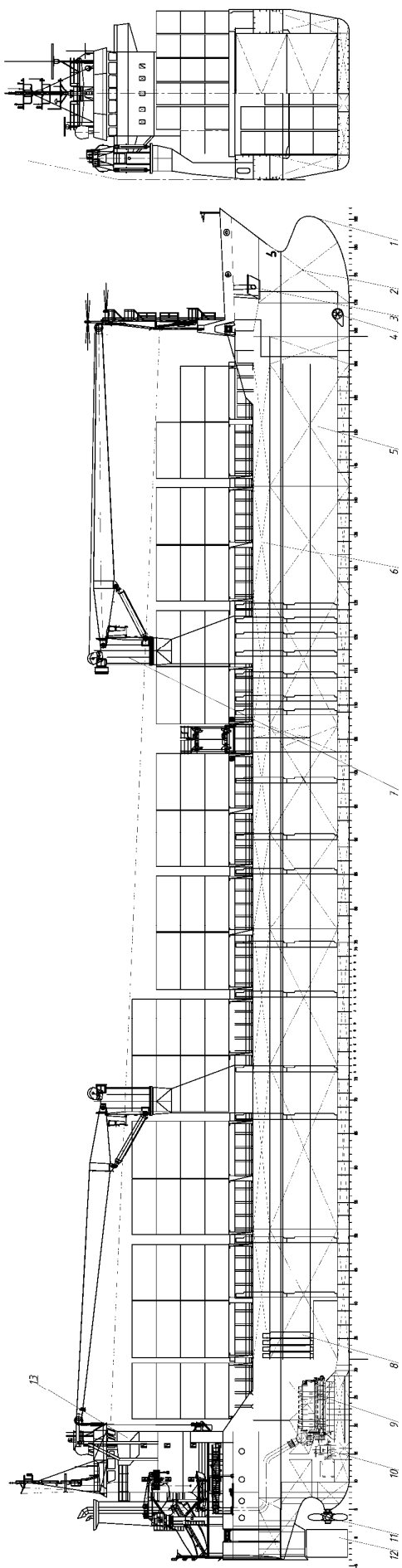


Рисунок 1.2 – Загальне креслення судна «ASKELADDEN»: 1 – носовий бульб; 2 – носова баластна цистерна; 3 – якірний клюз; 4 – підрулюючі пристрій; 5 – вантажні трюми; 6 – твіндек; 7 – вантажний кран; 8 – кришки твіндеку; 9 – головний двигун МаК 32С; 10 – головний редуктор; 11 – гвинт регульованого кроку; 12 – перо руля; 13 – надбудова

Район плавання необмежений відповідно до класу DNV GL.

Архітектурно-конструктивний тип судна, двопалубний одногвинтовий теплохід з баком й ютом, кормовим розташуванням машинного відділення й надбудови. Льодовий клас судна 1A (Finnish-Swedish Iceclass Rules 1985).

Клас судна. Судно спроектоване й побудоване на клас DNV GL+100 A1+LMC, UMS, NAV1-strengthened for heavy cargoes / 15 Tons per sqm у відповідності з наступними правилами й конвенціями з доповненнями й виправленнями, що діють на день поставки:

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі, 1974 р., включаючи протокол від 1978 м з виправленнями 1981, 1983, 1988-1990 р. (включаючи стосовні до перевезення зерна);

Міжнародна конвенція про вантажну марку 1966 р., із протоколом від 1988 р.;

Міжнародні правила для попередження зіткнення суден у морі, 1972 р.;

Міжнародні правила по телекомунікаціям (Найробі 1982) і радіозв'язку (Женева 1982) з виправленнями від 1985 й 1986 р. з виправленнями у Фінальний Акт VAKR-PS-87 (Женева 1987);

Конвенція по запобіганню забруднення моря із суден 1973 р., включаючи Протокол від 1978 р.;

Міжнародна конвенція по обмірюванню суден 1969 р. з резолюцією ІМО А.494 (XII);

Правила обмірювання й плавання суден по Суецькому каналові; Правила обмірювання й плавання суден по Панамському каналові (с сертифікатом відповідності);

Наступні розділи Правил берегової охорони США для суден під іноземним прапором, 1972 р.: Глави 154, 155, 159;

Конвенція по захисту Балтійського моря, Гельсінкі, 1974 р. з доповненнями 1980 й 1981 років.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні розміри й характеристики наведені в таблиці 1.1.

Дальність плавання по запасах палива при швидкості 13 вуз. становить приблизно 10000 миль. Автономність плавання по величині запасів на борту судна – 45 діб. Судно обладнано двома кранами-маніпуляторами типу Liebherr вантажопідємністю 80 т. на вильоті 14 м.

За результатами ходових випробувань, розглянуте у проекті судно при проектному осіданні 7,2 м і тихій погоді, хвилюванні моря не більше двох балів, вітрі не більше трьох балів по шкалі Ботфорта, потужності на гребному валу 4320 кВт і глибокій воді не менш 75 м повинне показати швидкість не менш 14,5 вузлів.

Таблиця 1.1 – Основні характеристики судна

Параметр	Значення
Довжина тах., м	145,63
Довжина між перпендикулярами, м	138,62
Ширина проектна, м	18,25
Висота до верхньої палуби на міделі, м	10,3
Осадгf проектна, м	7,5
Теоретична мінімальна висота між палубами в житлових, службових приміщеннях, м	2,50
Об'єми вантажних трюмів, м ³	14790
Трюм №1	5370
Трюм №2	9420
Детвейт, т	10500
Валовий тоннаж, т	7850

Місткість цистерн, м³, мінімальна:

- важкого палива	588;
- дизельного палива	60;
- мастила	45;
- технічної води	30;
- прісної води	75;
- баластових	5030.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Силова установка складається з (рис. 1.3):

- одного двигуна з турбонаддувом, що працює через редуктор на гвинт регульованого кроку. Тип головного двигуна – MaK 9M32C потужність – 4320 кВт (5870 к.с.);
- трьох дизель-генераторів перемінного струму з дизелями Caterpillar 3412 потужністю 648 кВт кожний;
- одного аварійного дизель-генератора з дизелем SisuDiesel 620 DSRE потужністю 210 кВт;
- валогенератору потужністю 650 кВт;
- теплового масляного обігрівача, з підігрівом від відпрацьованих газів типу – 2 EXV 5-30-27-57.0-1000 DD;
- теплового масляного обігрівача, з підігрівом від відпрацьованих газів типу – Mission TFO H4-0-006;
- двох опріснювальних установок продуктивністю 3,3 т/добу кожна.

Головний двигун, дизель-генератори, котел працюють на важкому паливі в'язкістю до 180 сСт при 50°C и дизельному паливі з температурою спалаху не менш 610°C.

Аварійний дизель-генератор використовує морське дизельне паливо.

Витрата палива MaK 9M32C становить 179 г/(кВт×год.). Загальна витрата палива не перевищує 20 т/добу взимку та 18 т/добу влітку.

На судні є наступні системи обслуговування силової установки:

- система подачі палива;
- система мастила;
- система водяного охолодження;
- система випуску відпрацьованих газів;
- система пускового повітря;
- система вентиляції машинного відділення.

Для ремонту й переміщення важких частин й їхнього вивантаження з машинного відділення (МВ) є наступні вантажопідйомні механізми:

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- кран МВ в/п 3,5 т;
- один електричний тельфер в/п 1,0 т;
- п'ять ручних талів в/п 1,0 т.

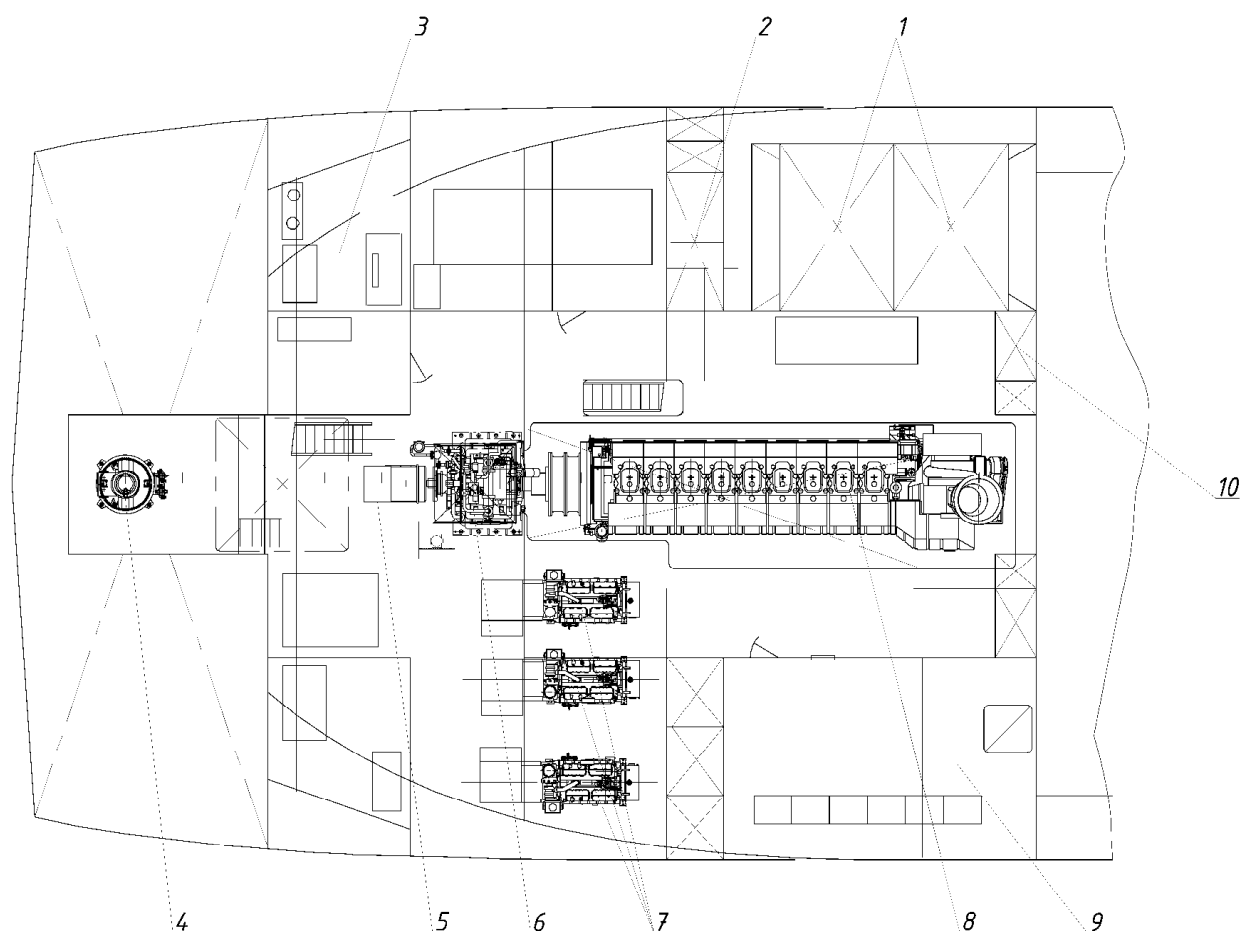


Рисунок 1.3 – План машино-котельного відділення судна «ASKELADDEN»: 1 – цистерни основного запасу палива; 2 – цистерна запасу легкого палива; 3 – суднова майстерня; 4 – рульова машина; 5 – валогенератор; 6 – головний редуктор; 7 – дизель-генератор; 8 – головний двигун; 9 – центральний пост керування; 10 – цистерна запасу масла для головного двигуна

Валопровід складається із гребного й проміжного валів. Головний упорний підшипник убудований у головний редуктор типу HSU 830 Marine Gearbox. Дейдвудний пристрій – з масляним охолодженням і змащенням, підшипником з білого металу. Гвинт змінюваного кроку –

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

чотирьохлопатевий, бронзовий діаметром 4,2 м.

Електричне устаткування

Параметри струму. Основний струм – 380 В три фази 50 Гц. Крім того є напруги 220 В, 12 В, 27 В.

Токорозподільні пристрої:

- головний розподільний щит (установлений у центральному посту управління);
- аварійний розподільний щит (установлений у приміщенні аварійного дизель-генератора);

Щит живлення з берега 380 В 50 Гц.

Освітлення.

На судні передбачені наступні види освітлення:

- основне (зовнішнє й внутрішнє);
- аварійне;
- пошукове (прожектора);
- переносне (ремонтне).

1.2 Конструктивні особливості головного двигуна MaK 9M32C

Загальний вигляд головного двигуна судна MaK M32C показаний на рис. 1.4. Двигун розроблений для роботи на важких паливах аж до 700 сСт при 50°C, паливо класу до CIMAC H55 K55, ISO 8217, 1996 (E), ISO-F-RMH55 RMK55. Характеристики двигуна наведено у табл. 1.2.

Загальний вигляд пропульсивної установки судна «ASKELADDEN» на базі двигуна MaK 9M32C показано на рис. 1.5. У цій схемі двигун працює через редуктор на гвинт змінюваного кроку, а також приводить в дію валогенератор, що виключає використання дизель-генератору на ходовому режимі. Завдяки цьому відбувається економія дизельного пального на якому працюють дизель-генератори.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

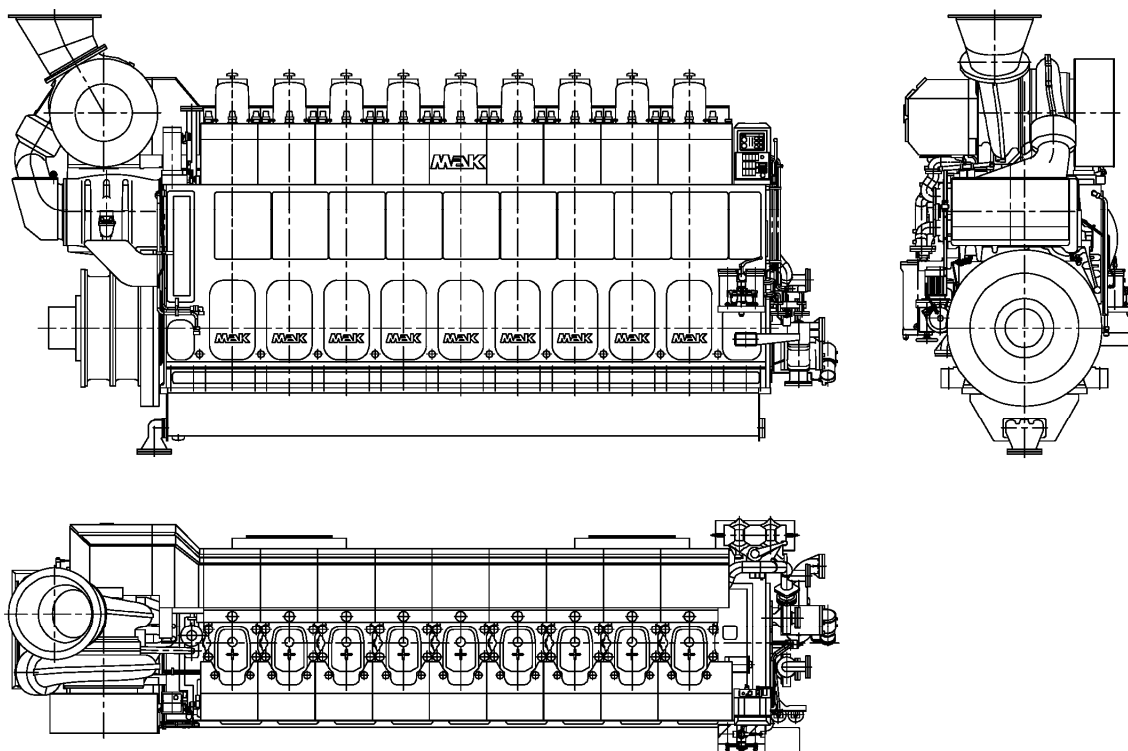


Рисунок 1.4 – Головний двигун MaK 9M32

Використання гвинта змінюваного кроку дає можливість експлуатувати саме цю нереверсивну модель двигуна MaK, що спрощує обслуговування головного двигуна на маневровому режимі.

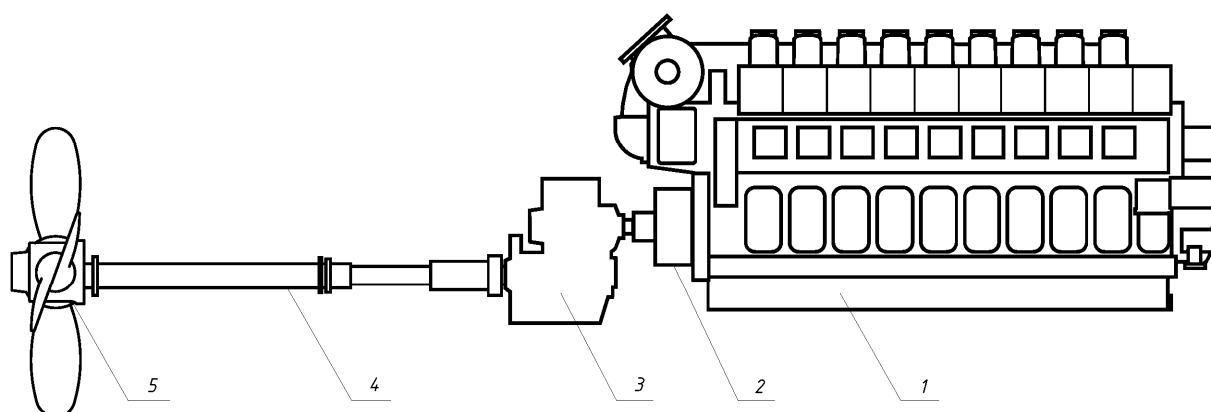
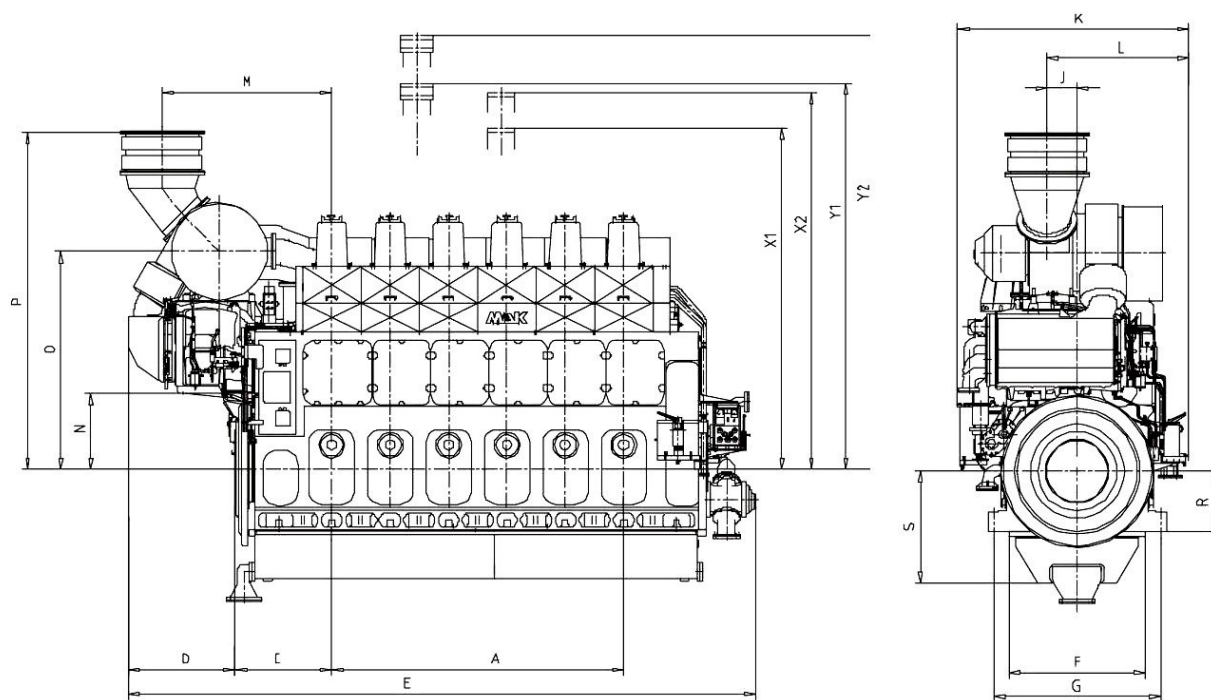


Рисунок 1.5 – Пропульсивна установка на базі двигуна MaK 9M32:
1 – головний двигун; 2 – муфта типу «Вулкан»; 3 – редуктор; 4 – валова лінія;
5 – гвинт регульованого кроку

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Габаритні розміри двигуна МаК 9М32 показані на рис. 1.6.



Тип двигуна	Розміри															Суха вага з маховиком
	A	C	D	E	F	G	J	K	L	M	N	O	P	R	S	[T]
9M32	3650	1255	1580	7842	1710	2090	215	2890	1608	2505	922	2730	4434	750	1396	43

Рисунок 1.6 – Основні габарити двигуна 9М32С

Двигун	600 хв ⁻¹
Гвинт	170 хв ⁻¹
Валогенератор	1500 хв ⁻¹ [4].

1.2.1 Загальна характеристика двигуна

Загальне креслення головного двигуна МаК 9М32С у поперечному перетині наведено на рис. 1.6

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

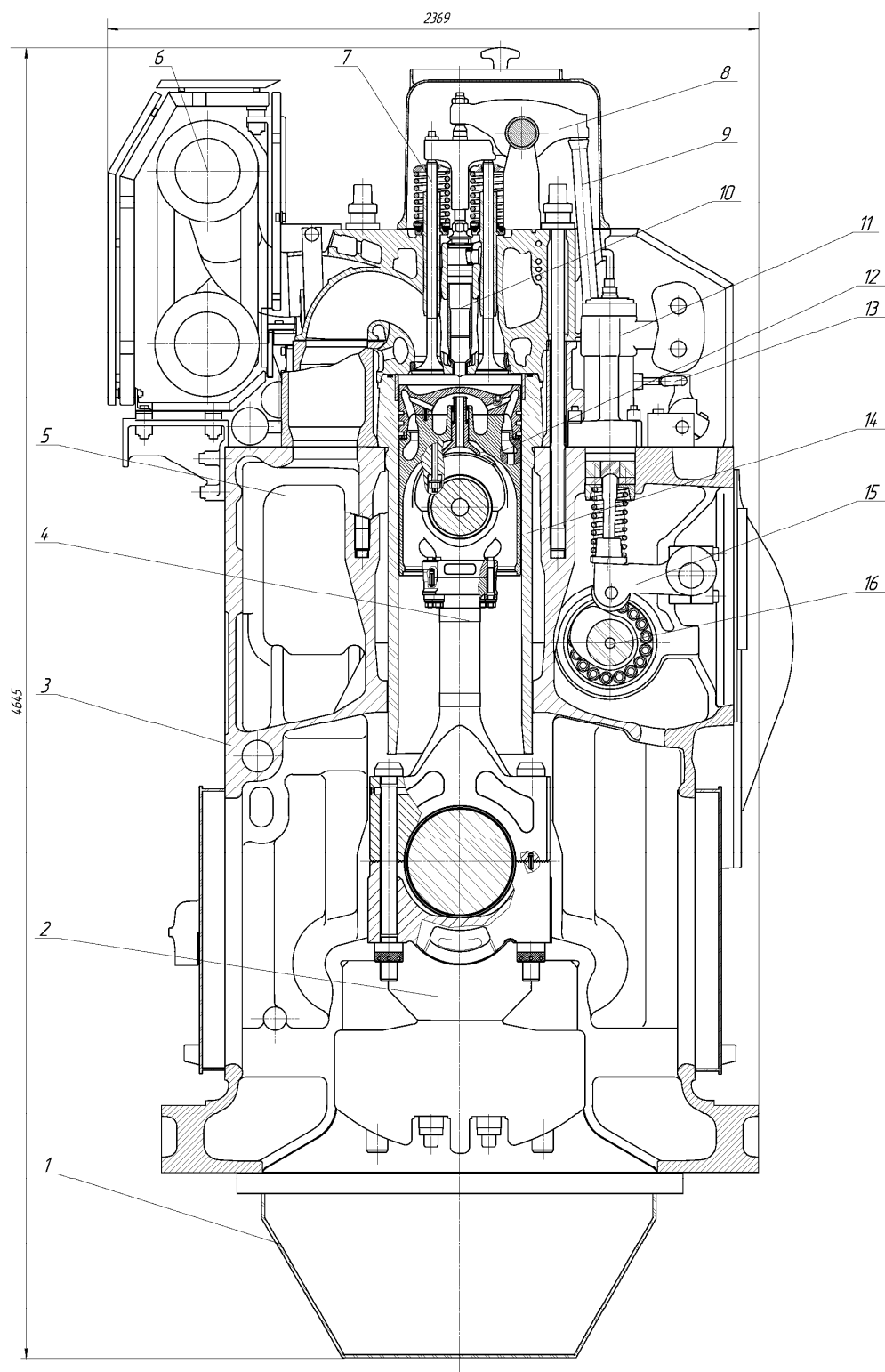


Рисунок 1.6 – Загальне креслення головного двигуна МаК 9М32С у поперечному перетині: 1 – піддон картеру; 2 – колінчатий вал; 3 – блок-картер; 4 – шатун; 5 – повітряний ресивер; 6 – вихлопний колектор; 7 – клапани; 8 – коромисло; 9 – штанга; 10 – форсунка; 11 – паливний насос високого тиску; 12 – поршень; 13 – паливна рейка; 14 – втулка циліндра; 15 – механізм зміни кута випередження; 16 – розподільчий вал

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ

Арк.

16

Таблиця 1.2 – Основні характеристики двигуна MaK 9M32 C

Параметр за стандартом ISO 3046/1	Одиниця виміру	Значення
Марка дизеля	—	9M32C
Діаметр циліндру	мм	320
Хід поршня	мм	480
Співвідношення хід/діаметр	—	1,5
Потужність	кВт	4320
Частота обертання	хв. ⁻¹	600
Мінімальна частота обертання	хв. ⁻¹	300
Середня швидкість поршня	м/с	10,2
Середній індикаторний тиск	МПа	2,59
Тиск наддувочного повітря	МПа	0,34
Тиск наприкінці стиску	МПа	16,0
Максимальний тиску циклу	МПа	19,8
Тиск вихлопу	МПа	0,20
Витрата повітря для згоряння ($t_a = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$)	м ³ /год.	24920
Випередження початку подачі палива / упорскування	°до ВМТ	6,5/1,5
Температура відпрацьованих газів після циліндра / турбіни	°C	415/330
Питома витрата палива по навантажувальній характеристиці ¹		
$n = 100\%$	г/(кВт год.)	179
85 %	г/(кВт год.)	178
75 %	г/(кВт год.)	182
50 %	г/(кВт год.)	191
Споживання масла	г/(кВт год.)	0,6
Тип турбокомпресора		NA357
Паливна система		
Продуктивність / тиск основного підкачуючого насоса	м ³ /год./МПа	3,2/0,5
Резервний підкачуючий насос	м ³ /од./МПа	3,2/0,5
Розмір комірок фільтра тонкого очищення MDO	мм	0,025
Розмір комірок автоматичного фільтра очищення HFO	мм	0,010

Продовження таблиці 1.2

Параметр за стандартом ISO 3046/1	Одиниця виміру	Значення
Розмір комірок фільтра тонкого очищення HFO	мм	0,034
Система змащення		
Продуктивність / тиск основного масляного насоса із приводом від двигуна	м ³ /Год./МПа	118/0,10
Продуктивність / тиск резервного масляного насоса із зовнішнім приводом	м ³ /Год./МПа	75/0,10
Робочий тиск на вході у двигун	МПа	0,4...0,5
Продуктивність / тиск відвідного масляного насоса із приводом від двигуна	м ³ /Год./МПа	140/0,3
Продуктивність / тиск резервного відвідного масляного насоса із зовнішнім приводом	м ³ /Год./МПа	100/0,3
Продуктивність / тиск підкачуючого насоса	м ³ /Год./МПа	10,4/0,5
Об'єм резервуара для циркуляційного масла	м ³	5,56
Температура масла на вході у двигун	°С	60...65
Розмір комірок автоматичного фільтра	мм	0,03
Система охолодження двигуна		
Об'єм води в контурі охолодження	м ³	1,05
Тиск на вході у двигун max/min	МПа	0,25/0,60
Ємність розширювального бачка	м ³	0,55
Температура на виході із двигуна	°С	80...90
Система охолодження наддувочного повітря		
Продуктивність / тиск основного насоса холодного контуру із приводом від двигуна	м ³ /Год./МПа	80/0,35
Продуктивність / тиск основного насоса високотемпературного контуру із приводом від двигуна	м ³ /Год./МПа	80/0,30
Продуктивність / тиск основного насоса холодного контуру із зовнішнім приводом	м ³ /Год./МПа	100/0,31
Продуктивність / тиск основного насоса високотемпературного контуру із зовнішнім приводом	м ³ /Год./МПа	100/0,25
Пропускна здатність повітряних холодильників	м ³ /Год.	90
Температура повітря на виході з охолоджувача	°С	38
Тепловий баланс двигуна		
Відвід тепла від системи змащування	кВт	660
Відвід тепла в системі охолодження	кВт	625

Продовження таблиці 1.2

Параметр за стандартом ISO 3046/1	Одиниця виміру	Значення
Відвід тепла в контурі охолодження наддувочного повітря	кВт	1360
Відвід тепла в контурі підігріву наддувочного повітря	кВт	420
Радіаційне випромінювання двигуна	кВт	210
Система випуску газів		
Глушитель шуму / іскрогасник NB 25 dBA	мм	800
NB35 dBA	мм	800
Діаметр труби NB після турбіни	мм	700
Максимальний підпір системи випуску	МПа	0,003
Емісія NO_x	г/(кВт×год.)	9,5
Система пускового повітря		
Максимальний тиск пускового повітря	МПа	0,30
Мінімальний тиск пускового повітря	МПа	0,10
Витрата повітря на один пуск	м ³	1,2

Примітки:

¹ $H_u = 42700$ кДж/кг, температура навколишнього середовища 25 °С, температура повітря на вході у двигун 45 °С, погрішність 5%, +1% для двигуна з ізобарним наддувом, + 1 г/(кВт год.) для двигуна з імпульсним наддувом.

² Стандартна погрішність + 0,3 г/(кВт год.), на граничному навантаженні

³ При температурі навколишнього повітря 45°С.

⁴ Попередньо прогрітий двигун

Остов (блок) двигуна (рис. 1.7) являє собою монолітний, чавунний, сухий блок-картер. На верхню площину блоку встановлюється висока сорочка, зверху на неї опирається кришка циліндра й між ними утворена порожнина охолодження. З її охолодна вода переходить у кришку, а частина води (до кришки) відбирається на охолодження газотурбокомпресор. В останній модифікації турбокомпресор не проохолоджується, що виключає можливість корозії його корпусу [3].

Колінчатий вал цільнокутий, підвісний (рис. 1.8) з навішеними противагами й відбором потужності на споживачі із заднього фланця (від першого циліндра), і відбором потужності на привод допоміжних механізмів з переднього носка валу. Колінчатий вал є найдорожчою деталлю двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

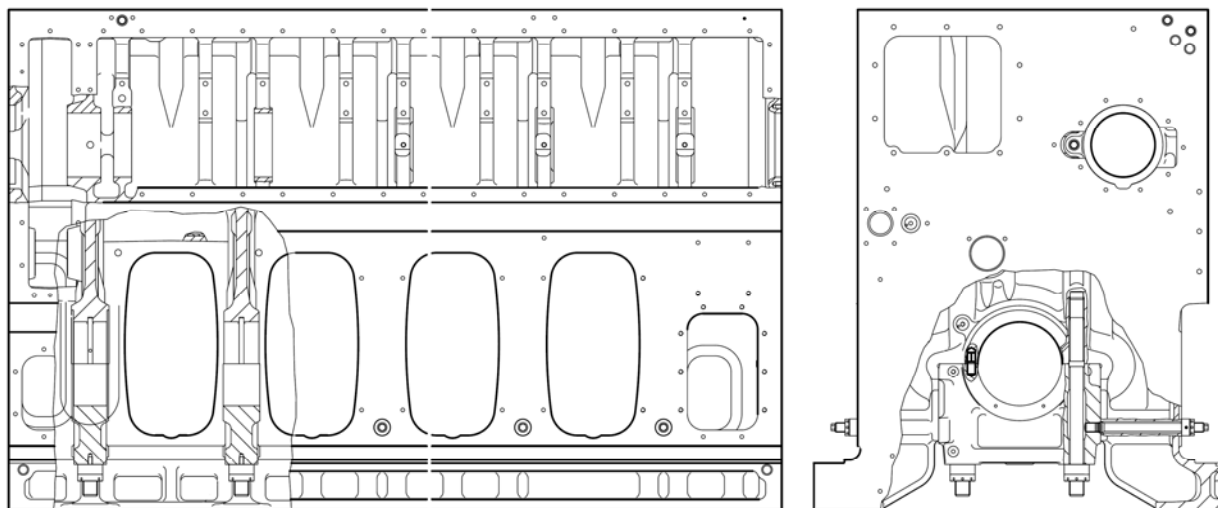


Рисунок 1.7 – Остов (блок-картер) двигуна МаК М32С

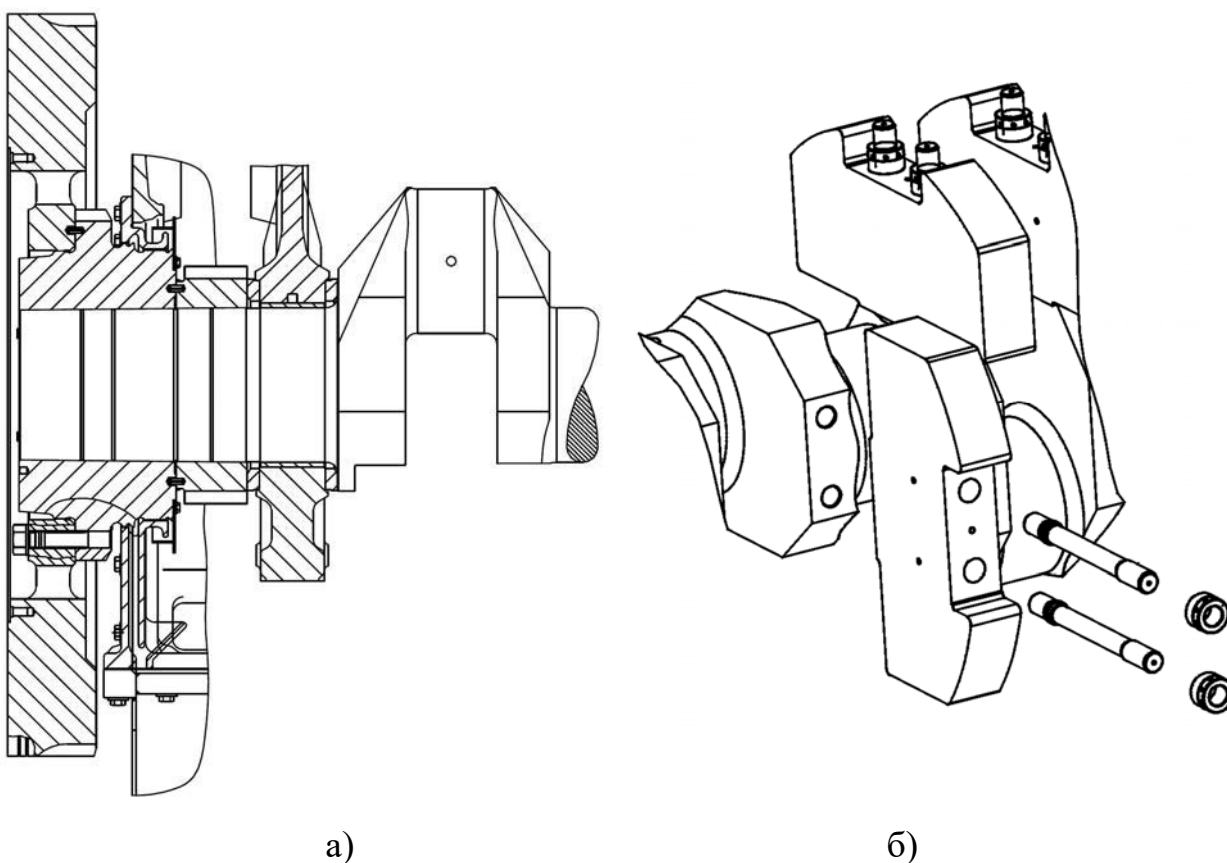


Рисунок 1.8 – Колінчатий вал двигуна МаК М32С з маховиком (а) та кріплення противаг до нього (б)

Втулка циліндра (вага 280 кг) виготовлена із спеціального жароміцного чавуну. Нагар, який накопичується на голівці поршня може зруйнувати мікрорельєф, нанесений на поверхні втулки. Тому у її верхню частину встановлюється антиполірувальне кільце, яке по діаметру трохи менше ніж діаметр втулки. Своєю виступаючою кромкою воно, суто механічним шляхом знімає нагар з поршня, тим самим в рази продовжуючи термін експлуатації втулки.

Поверхня втулки азотована, термін служби – 60 тис. годин. Основні розміри втулки показані на рис. 1.9.

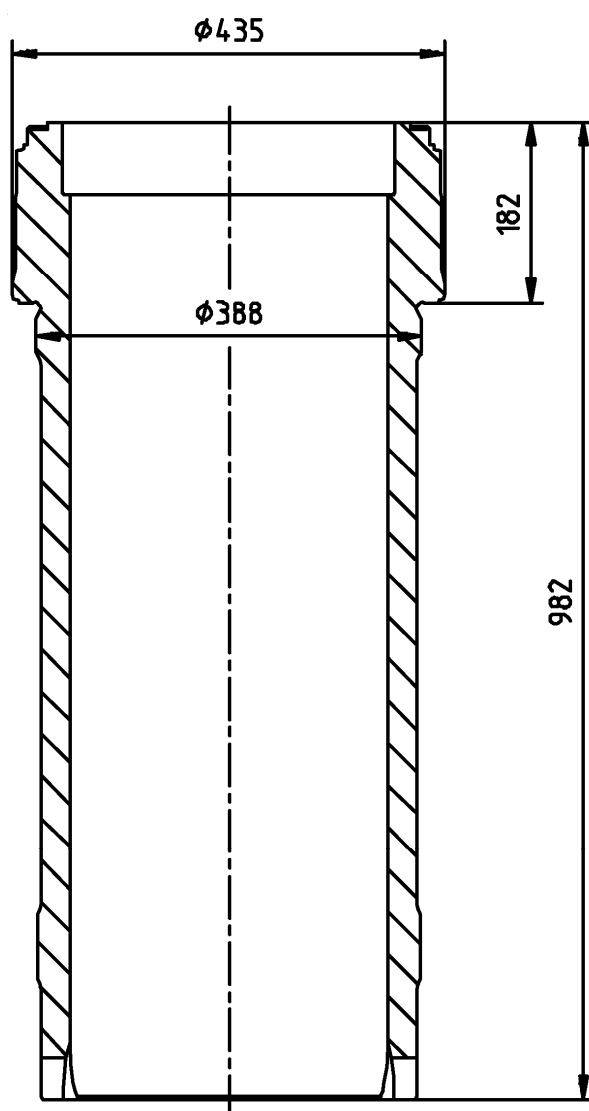


Рисунок 1.9 – Втулка циліндра двигуна МаК М32С

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Розподільчий вал (рис. 1.10) складений й складається із секцій по числу циліндрів, що істотно спрощує його демонтаж і заміну окремих секцій. Підшипники розподільчого валу розташовані у блоці.

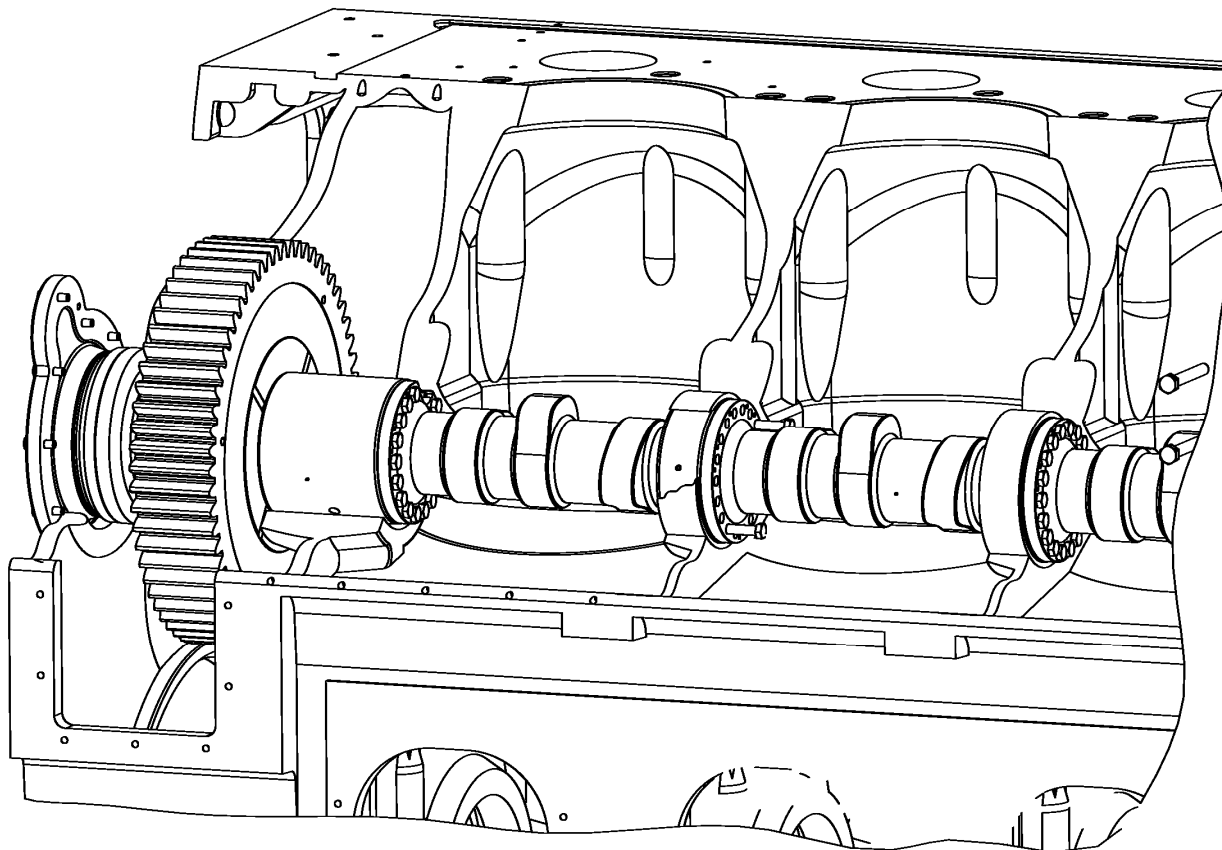


Рисунок 1.10 – Розподільчий вал двигуна MaK M32C

Поршень (вага 150 кг) охолоджуваний, складений – головка сталева, спідниця чавунна (рисунок 1.10). У головці розташовуються два компресійних й одне маслomez'ємне кільця. Усі кільця хромовані, перше компресійне кільце оброблене хромо-керамікою. Усі канавки поршня зміцнені для підвищення зносостійкості. Термін служби кілець досягає 30 тис. годин.

Шатун (вага 236 кг) сталевий, складений, круглого перетину. Основні розміри шатуну показані на рис. 1.11. Шатун складається з 3-х частин. Він

сконструйований так, що можна видалити поршень без розбирання мотильових підшипників, що значно спрощує обслуговування двигуна.

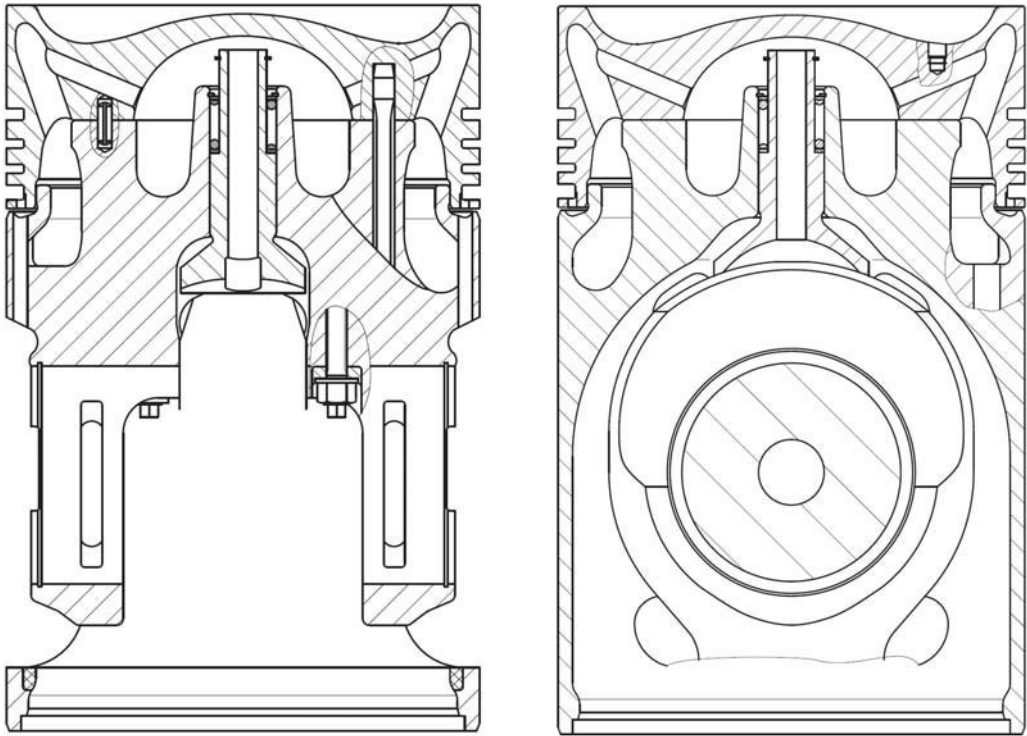


Рисунок 1.10 – Поршень двигуна МаК М32С

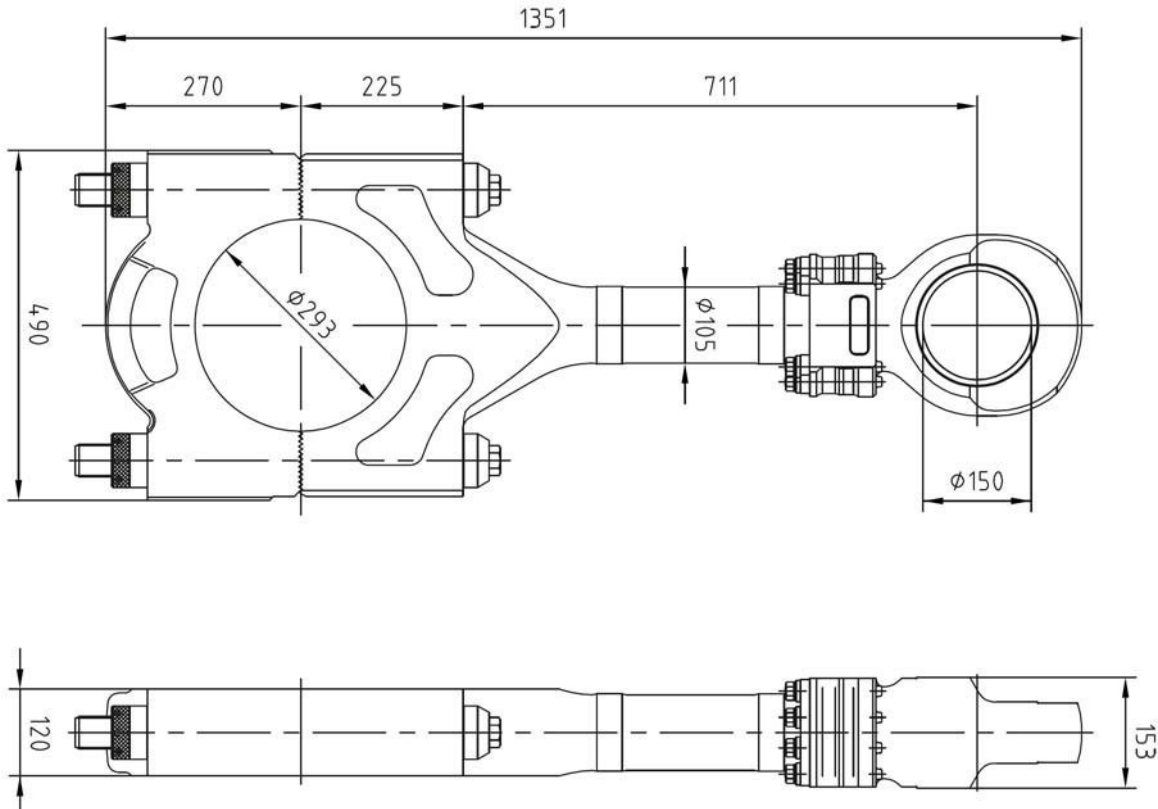


Рисунок 1.11 – Шатун двигуна МаК М32С

Вкладиші мотильових і рамових підшипників тонкостінні, дво-, або тришарові, застосовуються також підшипники канавкового типу (рис. 1.12).

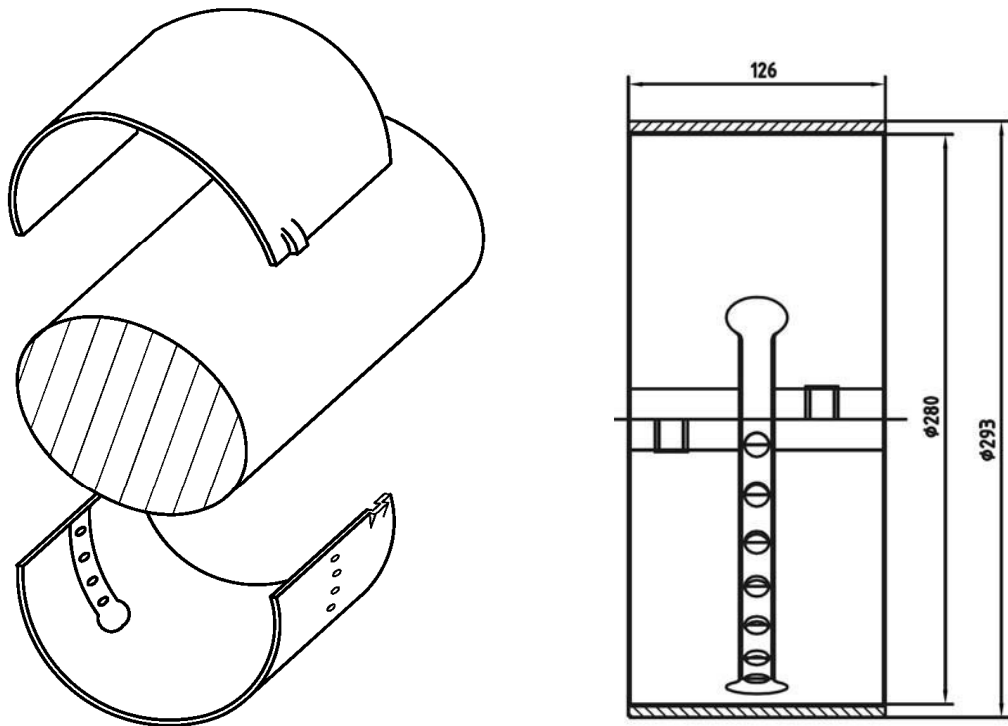
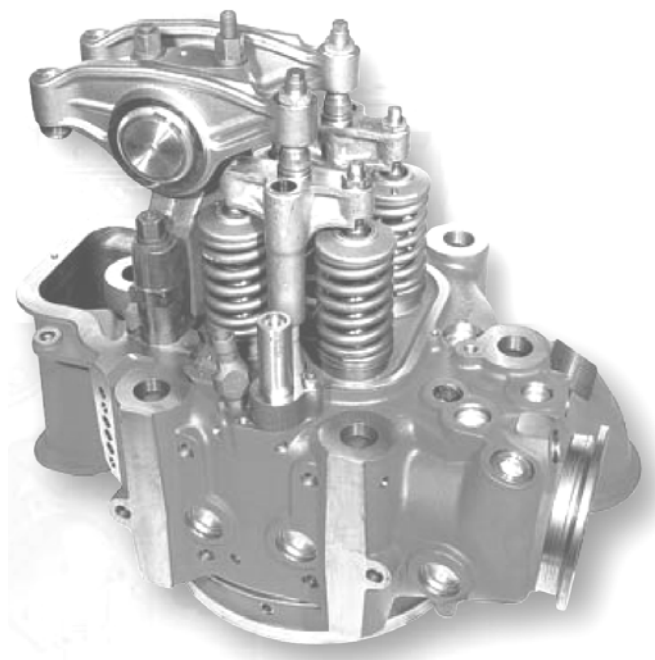


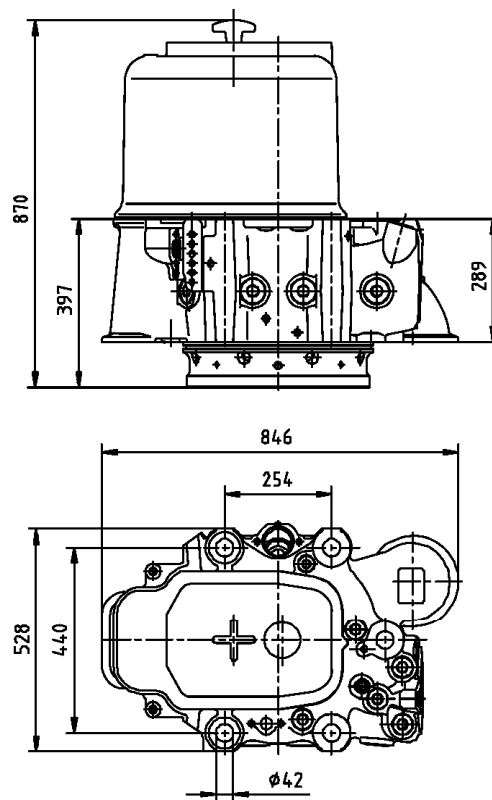
Рисунок 1.12 – Вкладиші підшипників колінчастого валу

З метою полегшення приробітки підшипників і захисту шийок вала від задирів, які можуть виникати від можливих не співвісностей при його укладанні, а також невеликих деформацій вала й фундаментної рами при роботі. Фірма прибігає до електролітичного покриття вкладишів м'яким цинком або оловом, товщиною декілька тисячних міліметра. Термін служби підшипників – 30 тис. годин.

Кришка циліндра суцільнолита, охолоджувана, окрема для кожного циліндра. Виготовляється з високоміцного чавуну з кулястим графітом. У кришці передбачені розточення для установки чотирьох клапанів – ротаторів (два впускних два випускних) і форсунки. Загальний вид кришки робочого циліндру показаний на рис. 1.13а.



а)



б)

Рисунок 1.13 – Загальний вигляд (а) та основні розміри (б) кришки циліндра двигуна MaK M32C

Основні розміри головки циліндра двигуна MaK M32C показані на рис. 1.13б. У зборі головка циліндра має клапанну кришку, яка захищає штовхачі, клапана і коромисла від механічних пошкоджень і пилу. У голові циліндру передбачений отвір для індикаторного крану, за допомогою якого можливе продування камери згоряння, а також зняття індикаторної діаграми. Діаграму знімають за допомогою цифрового індикатора, що додається.

Особливості монтажу головки циліндра двигуна MaK M32C показані на рис. 1.14.

При монтажі головки особливу увагу слід приділити тим областям, які позначені колом (W, X, Z) це ущільнення, які додаються до двигуна у комплекті. Кожне ущільнення має свій номер.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

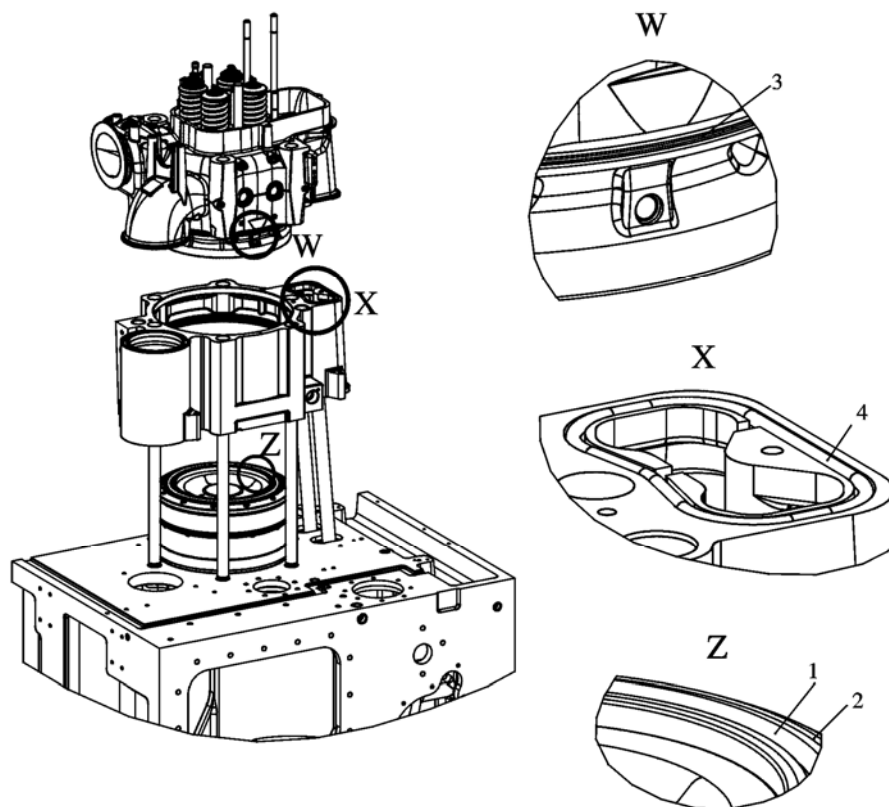


Рисунок 1.14 – Особливості монтажу головки циліндра двигуна MaK M32C

1.2.2 Паливна апаратура

Форсунки многодирчаті, охолоджувані маслом із загальної системи змащення (рисунок 1.15). Термін служби розпилювачів становить 8 тис. годин. Тиск підриву голки 46,5 МПа.

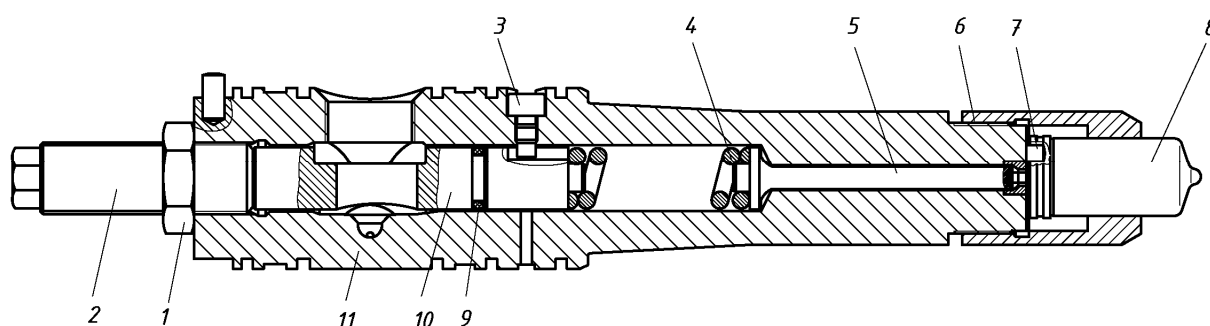


Рисунок 1.15 – Форсунка дизеля М 32 охолоджувана маслом:
 1 – контргайка; 2 – регулювальний стакан; 3 – підведення палива;
 4 – пружина; 5 – шток; 6 – накидна гайка; 7 – проставка; 8 – розпилювач;
 9 – ущільнювальне кільце; 10 – упор з порожниною охолодження;
 11 – корпус

Привод плунжера ПНВТ здійснюється через важіль із роликом (рисунок 1.16), що сидить на осі з ексцентриком, поворот якої механічно пов'язаний з тягою керування подачею палива. Поворот ексцентрикової осі викликає позовжне переміщення ролика важеля щодо паливного кулачка. Переміщення назустріч обертання кулачка приводить до більш раннього початку подачі палива, переміщення в протилежну сторону – викликає більш пізній початок подачі.

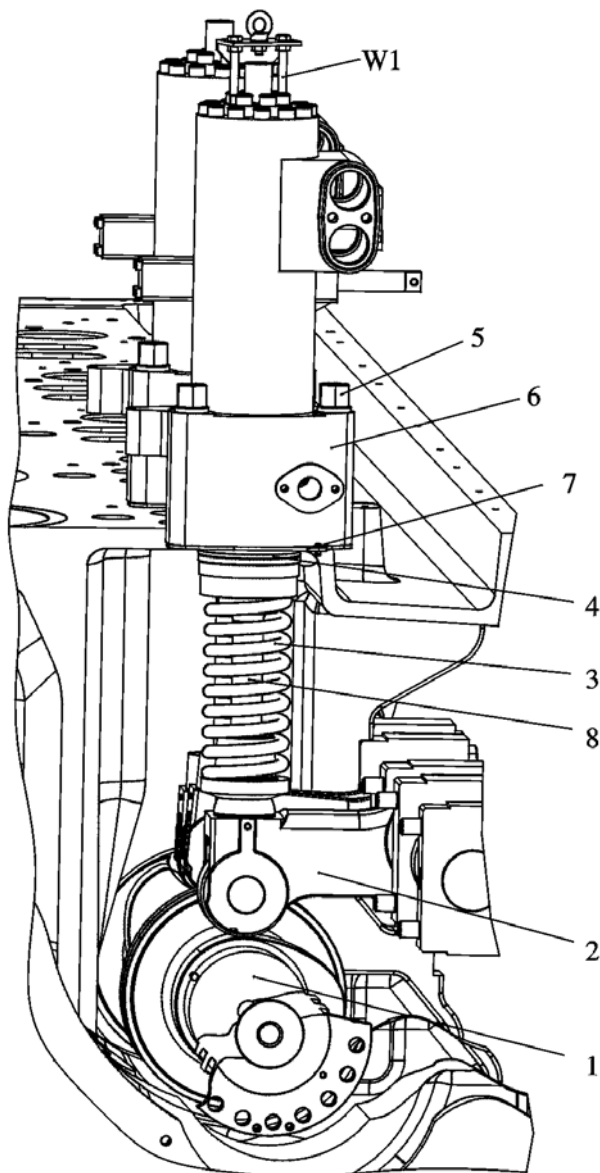


Рисунок 1.16 – Привод плунжера ПНВТ двигуна МаК М32С:
1 – розподільчий вал; 2 – механізм привода ПНВТ; 3 – пружина; 4 – шайба;
5 – гайки кріплення ПНВТ; 6 – корпус ПНВТ; 7 – прокладка; 8 – штанга

ПНВТ золотникового типу (рисунок 1.17), з регулюванням по кінцю подачі. Цей ПНВТ спеціально розроблений для роботи на важкому паливі (робоча температура 143°C) з постійною циркуляцією важкого палива через усі насоси. Тому пуск і маневри проводяться без переходу на дизельне паливо.

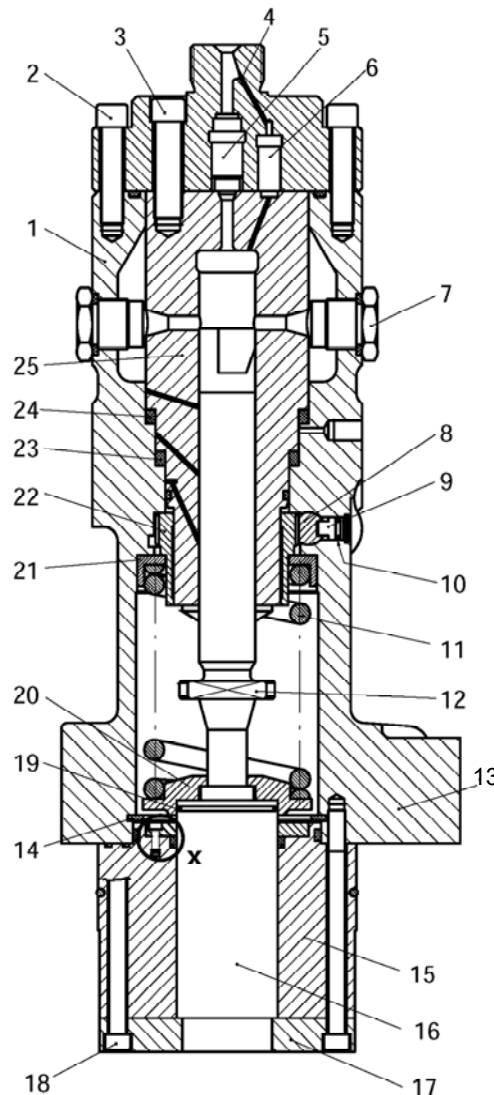


Рисунок 1.17 – ПНВТ дизеля М 32С: 1 – корпус; 2, 3, 18 – болти кріплення; 4 – байпасний канал; 5 – зворотний клапан; 6 – байпасная порожнина; 7 – контрольні пробки з дифузійним компенсатором; 8 – зубчастий сектор; 9 – рейка; 10 – напрямна; 11 – зворотна пружина; 12 – плунжер; 13 – привалочний фланець; 14 – ущільнення; 15 – напрямна; 16 – упор; 17 – фланець; 19 – регулювальна шайба; 20 – нижня тарілка; 21 – верхня тарілка; 22, 23, 24 – ущільнення

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Турбонаддув (рис. 1.18) раніше був організований при $p = \text{const}$, у двигунах нового покоління фірма перейшла на наддув за імпульсною схемою. Тиск наддуву на режимі повної потужності становить 0,325 МПа, температура повітря за повітроохолоджувачем 45°C.

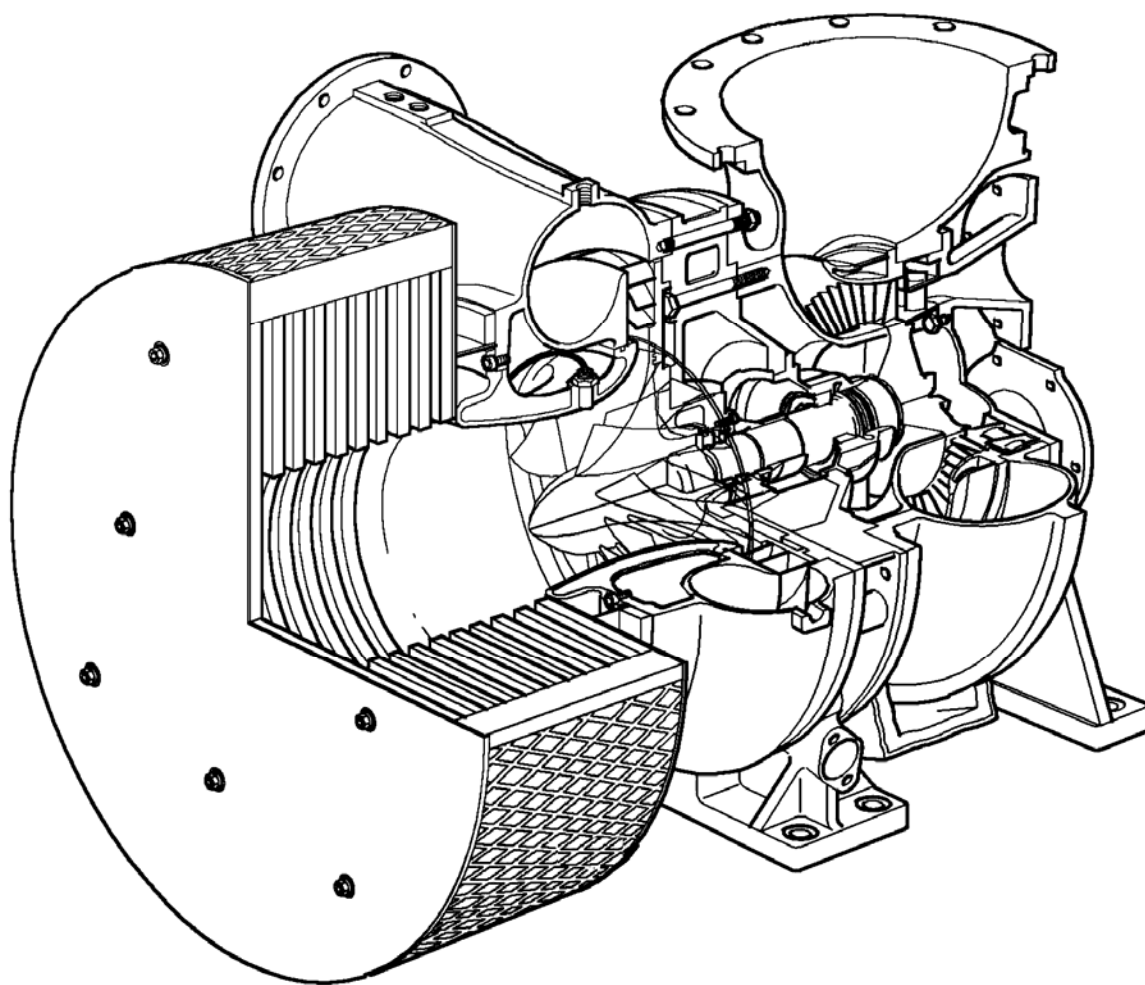


Рисунок 1.18 – Турбокомпресор дизеля М 32С типу Napier 357

Відзначені конструктивні зміни дозволили істотно спростити й скоротити операції по технічному обслуговуванню й ремонту двигунів. Усі операції з технічного обслуговування та ремонту можуть бути виконані силами машинної команди, або спеціального ремонтного підприємства. Перебирання виконуються під час зупинок судна.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

2.1 Аналіз механізмів утворення шкідливих складових вихлопних газів та їх впливу на навколишнє середовище

Забруднювачі атмосфери значною мірою визначаються надходженням у неї продуктів згоряння палив. Роль основних джерел забруднень показана на рис. 2.1. Роль судноплавства досить істотна й досягає 18% [9].

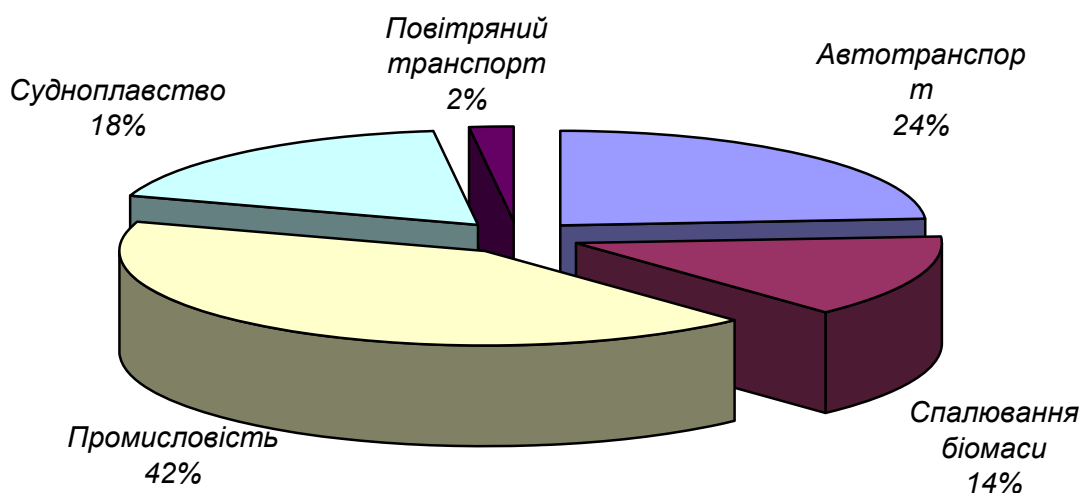


Рисунок 2.1 – Джерела забруднення атмосфери

На сучасному етапі розвитку суспільства несорозмірно з іншими галузями зріс внесок транспорту в забруднення навколишнього середовища. Це спричинило поширення наявних методологічних напрацювань у частині обмеження цих викидів і на судна, оскільки викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами, дизельних установок є одним з головних забруднювачів повітряного басейну, що прилягає до судноплавних акваторій.

Однак хоча в цьому випадку й розглядається весь традиційний набір

шкідливих речовин, що утворюються при спалюванні рідких палив – оксиди азоту NO_x , оксиди вуглецю C , оксиди сірки SO_x , тверді частки, вуглеводні C_nH_m .

Особлива увага приділяється оксидам азоту NO_x , які мають односпрямовану дію з оксидами сірки SO_x і становлять до 80...90 % токсичності відпрацьованих газів.

Шкідливі речовини становлять приблизно 0,25...0,4% від об'єму відпрацьованих газів, їхня концентрація залежить від кількості сірки в паливі, його нижчої теплотворної здатності палива, типу двигуна, його частоти обертання й індикаторного ККД.

Деяке уявлення про фактичні масштаби утворення шкідливих речовин дає інформація, надана фірмою MAN Diesel SE, на прикладі середньооборотного двигуна 18V48/60 з оптимізованим робочим процесом по викидах NO_x , що працює при повному навантаженні на важкому паливі з вмістом сірки 4%. У цілому за годину роботи двигун викидає 136 т. відпрацьованих газів, з яких приблизно 460 кг становлять шкідливі речовини. Це приблизно 0,35% від всієї маси газу, у тому числі NO_x складає 0,17%, двоокис сірки 0,15%, вуглеводні 0,02%, моноокис вуглецю 0,007% і тверді частки 0,003%. Двоокис вуглецю складає приблизно 6%.

Хімічний баланс двигуна розглянутого в роботі представлено на рис. 2.2.

Підвищену увагу до оксидів азоту NO_x обумовлено також тим, що вони утворюють в організмі людини з'єднання азотної й азотистої кислот, приводять до роздратування слизової оболонки очей й дихальні шляхи.

При об'ємній концентрації в атмосфері 0,004...0,008% оксидів азоту NO_x у людини настає набряк легенів. До того ж на відміну від багатьох інших речовин оксиди азоту NO й NO_2 грають складну й важливу роль у фотохімічних процесах, що відбуваються в тропосфері й стратосфері при сонячному світлі, що є причиною утворення високих концентрацій озону O_3 в атмосфері й появи так називаного фотохімічного смогу [5].

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

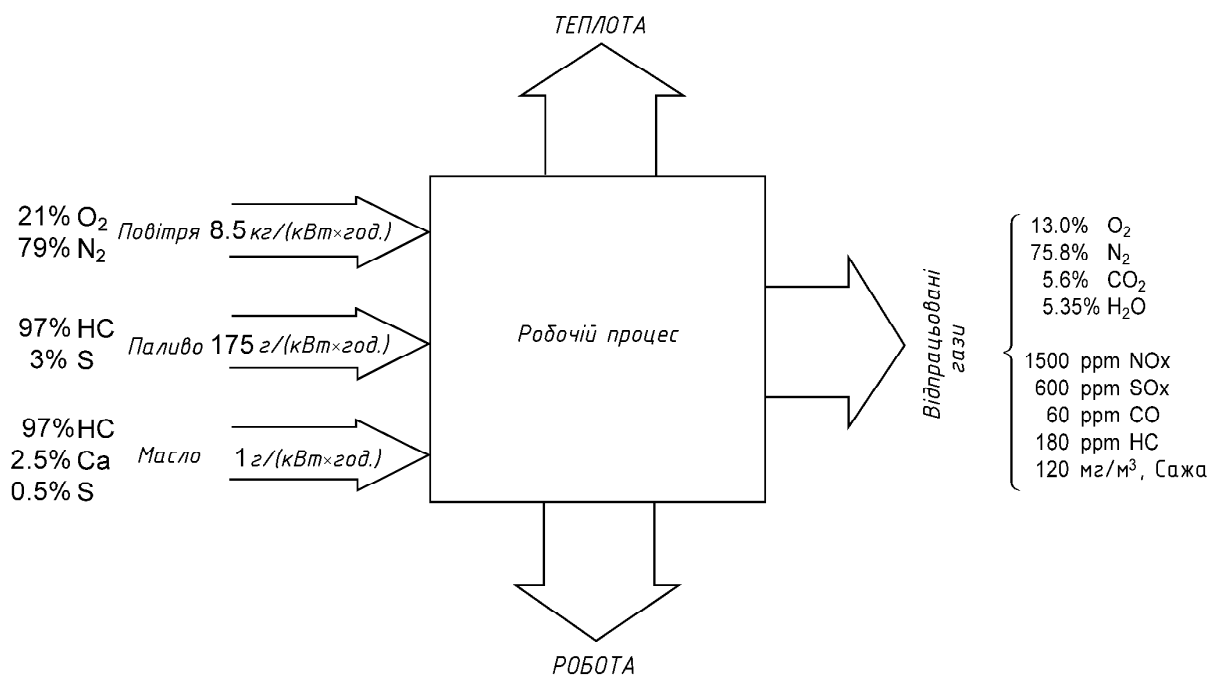


Рисунок 2.2 – Хімічний баланс двигуна

Утворення окислів азоту в дизельному двигуні – насамперед залежить від локальних температур горіння в камері згорання.

Діючі на сьогодні норми викидів NO_x установлені Міжнародною організацією по стандартизації (ISO 8178) для суднових двигунів представлені на графіку, наведеному на рис. 2.3. Вміст NO_x визначається кількістю азоту повітря, що окислилося в процесі згорання й залежить, головним чином, від температур у камері згорання. На вимогу Міжнародної Морської Організації (ІМО) вміст NO_x у МОД не повинен перевищувати 17 г/(кВт год.); у СОД 500...800 хв⁻¹ – 13...12 г/(кВт год.), у ВОД 1000...1500 хв⁻¹ – 11,5...10,5 г/(кВт год.).

Для портів стандарт установлює три категорії суден у відповідності з викидами окислів азоту їх СЕУ:

- категорія I – $NO_x < 6$ г/(кВт×год.);
- категорія II – $6 < NO_x < 12$ г/(кВт×год.);
- категорія III – $NO_x > 12$ г/(кВт×год.).

Залежно від категорії із суден вилучається плата по тарифах установленим адміністрацією порту. Таким чином, зниження токсичності відпрацьованих газів, є одним зі шляхів скорочення експлуатаційних витрат.

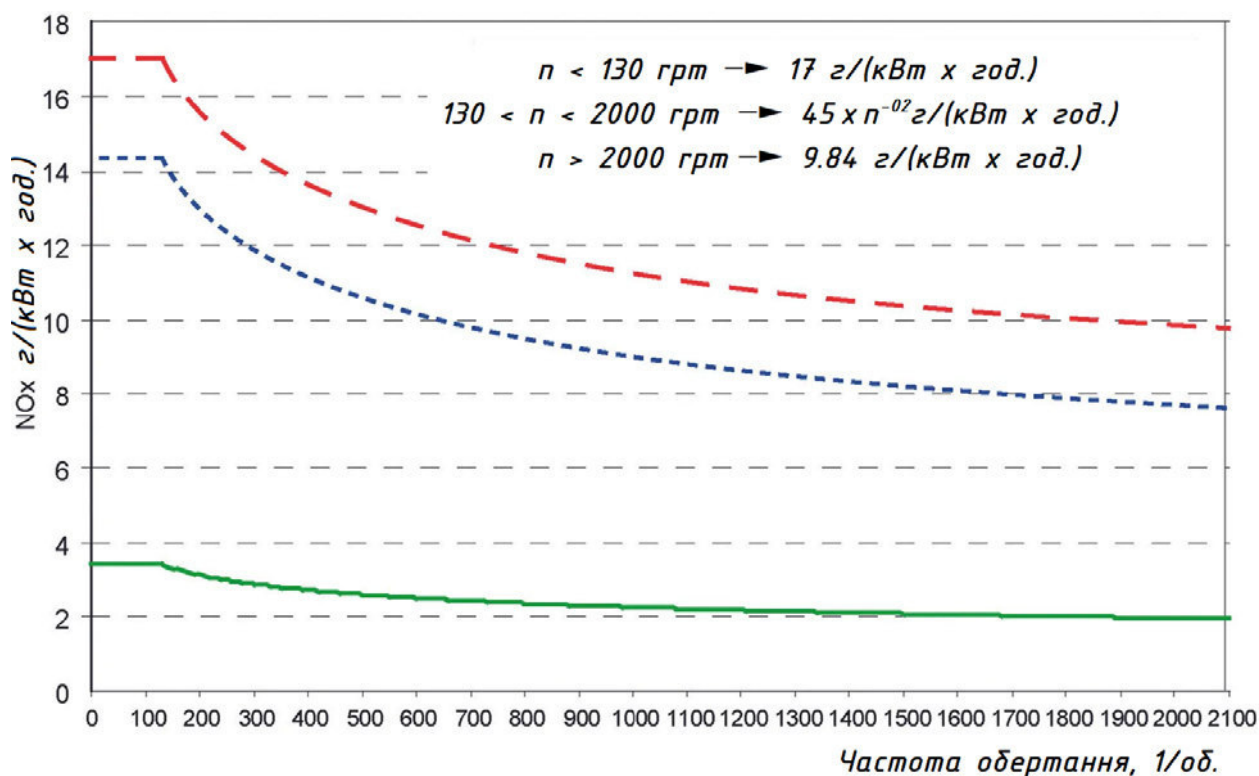


Рисунок 2.3 – Діючі норми викидів NO_x для суднових двигунів (ISO 8178)

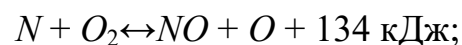
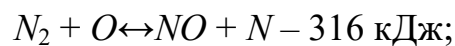
Для правильності оцінки ефективності різних методів зниження вмісту окислів азоту в відпрацьованих газах, розглянемо механізм їхнього утворення в робочому просторі двигуна.

2.1.1 Механізм утворення окислів азоту в циліндрах двигуна, і фактори, що впливають на їхню концентрацію

Важливим кроком у пошуку найбільш раціональної технології зниження розглянутих викидів є розуміння теоретичних основ протікання процесів утворення NO_x при згорянні палива. У цьому плані, хоча в різні періоди часу й існували різні погляди на природу утворення оксидів азоту, найбільшою

популярністю в цей час користується термічна теорія утворення оксидів азоту, розроблена професором Я.В. Зельдовічем. Її основи формулюються в такий спосіб [2]:

- окислювання азоту утворюються за фронтом полум'я в зоні формування продуктів згоряння;
- вихід оксидів азоту визначається максимальною температурою горіння, концентрацією азоту й кисню в продуктах згоряння й не залежить від хімічної природи палива, що бере участь у реакції;
- окислювання азоту відбувається по ланцюговому механізму:



перша реакція є визначальною, швидкість її залежить від концентрації атомарного кисню;

- вихід оксидів азоту залежить від швидкості охолодження продуктів згоряння;

- в «бідних» сумішах (при малій рухливості реакції) вихід NO визначається максимальною локальною температурою згоряння, тобто кінетикою її утворення; у «багатих» сумішах вихід NO перестає залежати від максимальної температури згоряння й визначається кінетикою розкладання, тобто «загартуванням» оксидів азоту, що утворилися;

- концентрація оксидів азоту не перевищує рівноважну при максимальній локальній температурі згоряння;

- нерівномірний розподіл температури в зоні продуктів згоряння (махо-ефект) помітно впливає на вихід NO при горінні «бідних» сумішей і слабо – при горінні «багатих» сумішей.

Виходячи з вищесказаного, слідує, що вирішальну роль в утворенні NO_x

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

грають температури в процесі згоряння палива й розширення відпрацьованих газів. Залежність утворення окислів азоту від температури в зоні горіння представлена на графіку показаному на рис. 2.4.

Грунтуючись на перерахованих вище закономірностях утворення оксидів азоту NO_x , дизелебудівною промисловістю розроблена безліч конструктивних рішень по вдосконалюванню робочого процесу двигуна, спрямованих на зниження викидів оксидів азоту NO_x . Розглянемо ці методи докладніше в наступних розділах.

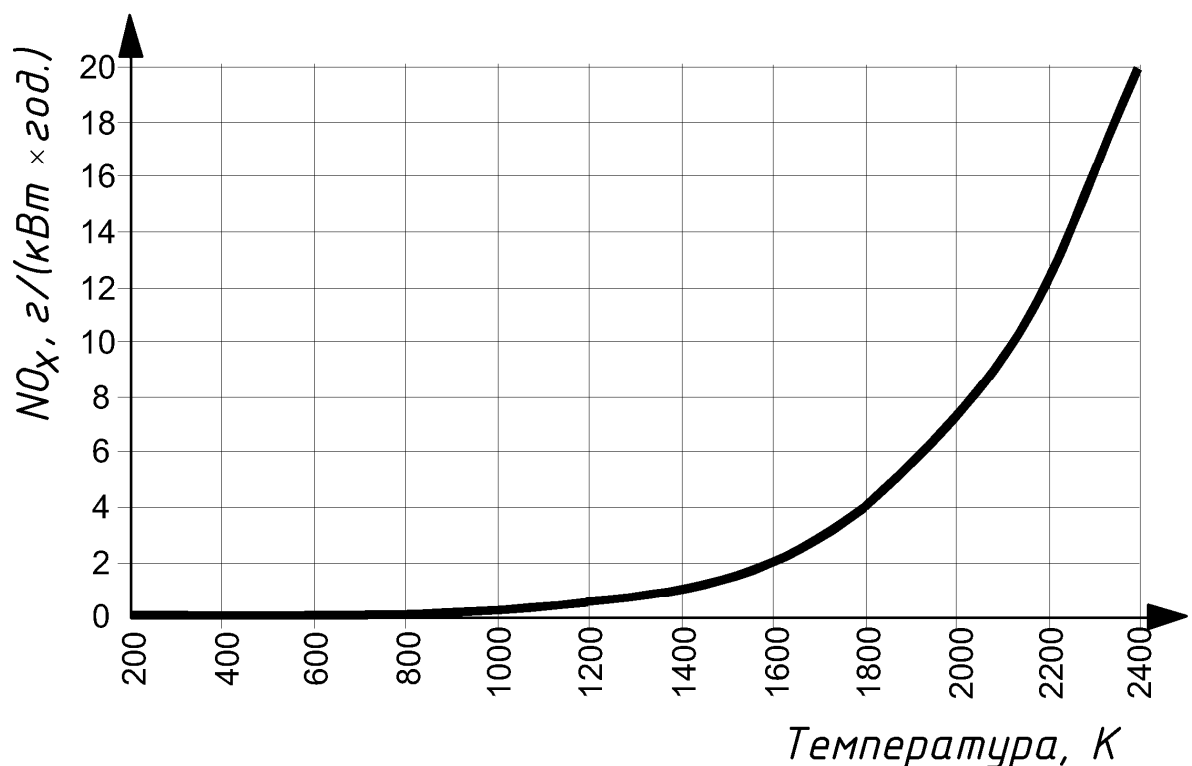


Рисунок 2.4 – Питома концентрація окислів азоту від температури в зоні горіння

Викид в атмосферу NO_x призводить до випадання кислотних дощів, руйнує озоновий шар, сприяє утворенню смогу, канцероген (може викликати ракові захворювання).

Мінімізація емісії NO_x , SO_2 і CO_2 сьогодні є однією з основних завдань двигунобудівників й експлуатаційників.

2.1.2 Механізм утворення інших шкідливих складових відпрацьованих газів

Вміст SO_2 перебуває в прямій залежності від вмісту сірки в паливі, і єдиний шлях її зниження – спалювання у двигунах малосіркових палив.

Вміст CO_2 прямо пропорційний кількості палива, що спалюється, і знизити його можна тільки шляхом підвищення економічності двигуна.

Викладені в даному розділі заходи щодо вдосконалення робочого процесу двигунів, у західній літературі получивши найменування «Inside the engine thermodynamic technology» безсумнівно сприяли зниженню викиду в атмосферу CO_2 , C и NO_x , і на цій первісній стадії ведучім двигунобудівельним фірмам деякою мірою вдалося задовольни сучасним вимогам. У перспективі припустимі норми безсумнівно будуть знижуватися. Сьогодні ведуться роботи й впроваджуються в практику більш ефективні засоби, що полягають в:

- упорскуванні води в наддувочне повітря з метою його зволоження.
- використанні водопаливних емульсій,
- упорскуванні води безпосередньо в циліндри,
- очищенню вихлопних газів за межами двигуна.

2.2 Аналіз нових підходів у організації робочих процесів у суднових чотиритактних двигунів

Жорсткість вимог до паливної економічності та екологічної безпеки суднових енергетичних установок привело до того, що багато двигунобудівних фірм переглядають свої підходи не лише до конструкції новостворюваних двигунів, але і до організації їх робочого процесу.

Як одне з найбільш перспективних напрямків в даний час розглядається використання циклу Міллера в високофорсованих суднових середньооборотних чотиритактних дизелях. Таке рішення дозволяє

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

одночасно підвищити паливну економічність двигуна за рахунок продовженого розширення і знизити утворення оксидів азоту у відпрацьованих газах, за рахунок зменшення теплонапруженості робочого процесу.

Аналіз стану проблеми і останніх досягнень в області організації робочого процесу сучасних суднових ДВЗ.

Робочий цикл з продовженим розширенням був запатентований в 1947 році американським інженером Ральфом Міллером [7]. Основна ідея, що лежить в основі циклу Міллера, це скорочення ступеня стиснення і збільшення ступеня розширення робочого тіла.

У своєму патенті Міллер розглядає два варіанти організації зазначеного робочого процесу із занадто раннім або занадто пізнім закриттям впускного клапана [7, 9]. Теоретичні цикли для обох способів реалізації розглянутого робочого процесу представлені на рис. 2.5.

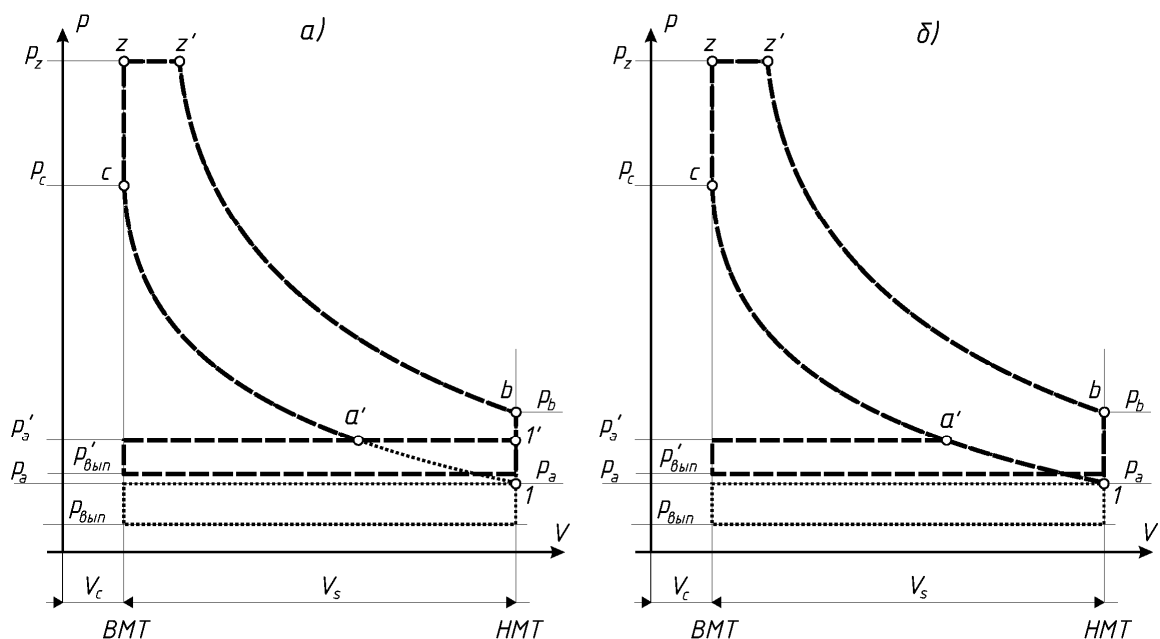


Рисунок 2.5 – Варіанти реалізації циклу Міллера: а – з укороченим стисненням; б – з укороченим впуском. — — — - цикл Міллера; • • • • • – базовий цикл

У першому випадку, що отримав назву «укороченого стиснення» при русі поршня від НМТ і до моменту закриття впускного клапана деяку кількість заряду витісняється у впускний колектор, а стисненню піддається лише та частина заряду, яка залишилася в циліндрі (рис. 2,5 а) [7, 8].

У другому випадку, який отримав назву «укороченого впуску» клапан закривається задовго до приходу поршня у НМТ (рис. 2.5 б). При цьому від моменту закриття клапана і до приходу поршня у НМТ відбувається попереднє розширення заряду, а тільки потім настає його стиснення.

У кінцевому рахунку, обидва варіанти ведуть до зниження фактичної ступеня стиснення робочої суміші по відношенню до геометричної. У теоретичному циклі (рис. 2.5) стиск починається не в точці 1, як в базовому циклі, а в точці a' . При цьому ступінь розширення залишається незмінною, в результаті чого зростає ефективність робочого процесу.

Основним недоліком обох варіантів реалізації циклу Міллера є те, що за інших рівних умов зменшується коефіцієнт наповнення робочого циліндра, а значить, потужність знімна з двигуна, знижується.

Компенсувати втрату потужності при переході на цикл Міллера можливо підвищивши початковий тиск повітря застосуванням високого наддуву. На рис. 2.6 представлений базовий цикл двигуна з накладеними на нього варіантами циклів Міллера. З рисунка видно, що для отримання параметрів циклу Міллера ідентичних з базовим циклом, тиск на вході в циліндр має бути підвищено з p_a до p'_a .

Як уже зазначалося, єдина відмінність між теоретичними циклами з укороченим стисненням і укороченим розширенням є ділянка між початком стиснення a' і НМТ.

При скороченому впусканні, на ділянці циклу $a'-1-a'$, при закритих клапанах відбувається попереднє розширення робочого тіла (ділянка $a'-1$) після чого слідує його попереднє стиснення (ділянка $1-a'$). Таким чином, для даного способу реалізації циклу Міллера, процес стиснення складається з

двох етапів, попереднього і основного. Під моментом початку основного стиснення слід розуміти момент, коли тиск у робочому циліндрі перевищить тиск у впускному ресивері [10, 11].

У разі укороченого стиснення, на ділянці циклу $a'-1'-a'$ відбувається процес впуску заряду в циліндр (ділянка $a'-1'$), а потім через відкриті клапана, під дією рухомого поршня, частина заряду витісняється назад у впускний ресивер (ділянка $1'-a'$). В даному випадку, теоретичний момент початку стиснення збігається із закриттям впускних клапанів.

У теоретичних циклах обидві ділянки характеризуються нульовою роботою, а всі інші ділянки циклу ідентичні [10].

Враховуючи високий рівень форсування сучасних суднових дизелів, особливо важливим є те, що використання циклу Міллера дозволяє знизити рівень теплової напруженості робочого процесу. Пояснюється це тим, що для реалізації циклу Міллера з таким же максимальним тиском, як і в базовому циклі, повітря в двигун необхідно подати з великим початковим тиском, що досягається шляхом використання більш високих тисків наддуву. Враховуючи, що після турбокомпресора повітря піддається проміжного охолодження, в циліндри двигуна воно надходить з більш низькою температурою, ніж та, яка при цьому ж тиску відповідає процесу стиснення в точці a' базового циклу. У результаті значення температур у всіх ключових точках циклу зменшуються, що добре видно з діаграми в TS координатах показаної на рис. 2.8а.

У теоретичному циклі з укороченим впуском, робоче тіло попередньо розширюється, а тому його температура на момент початку попереднього стиснення виявляється нижчою. В ході подальшого стиснення, температура заряду зростає і до моменту початку основного стиснення, стає рівною температурі повітря в надувочному ресивері. Оскільки частина ходу до цього моменту поршнем вже пройдена, температура до кінця стиснення, при інших рівних умовах, буде меншим ніж у базовому циклі. Відповідно знижуються

значення температур і в інших ключових точках циклу. Останнє добре видно з діаграми робочого процесу в TS координатах, представленої на рис. 2.8б.

Аналогічне зниження температур у всіх ключових точках відзначається в циклі Міллера з укороченим стисненням. У цьому випадку температура заряду в циліндрі залишається постійною, рівною температурі повітря у впускному ресивері на всій ділянці ходу поршня від НМТ і до закриття впускного клапана (ділянка $a'-1'$). Ізоентропійне (адіабатне) стиснення, як і в першому випадку, починається в точці a' з тими ж початковими параметрами стану робочого тіла, що й у випадку процесу з укороченим впуском [11].

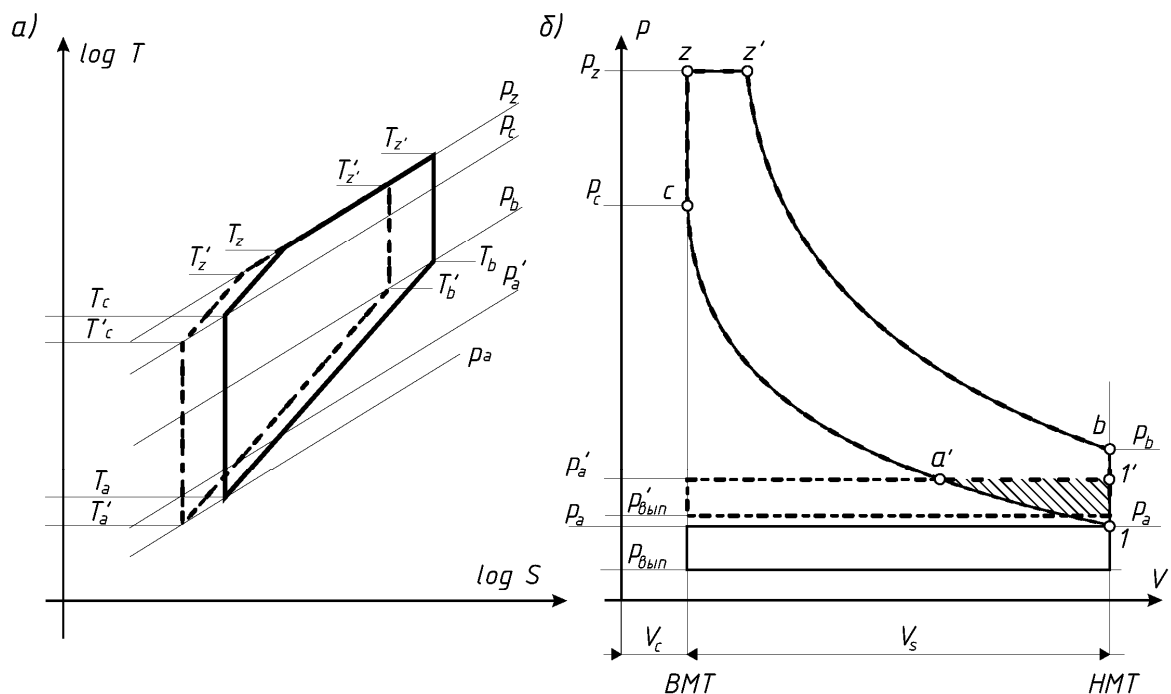


Рисунок 2.6 – Суміщені діаграми робочих процесів базового двигуна і організованих по циклу Міллера з укороченими стисненням і впусканням в TS -координатах (а) і в pV -координатах (б): — — — базовий цикл; — — — з укороченим стисненням; ---- — з укороченим впусканням

Характер протікання кривої тиску на pV -діаграмі безпосередньо пов'язаний з тією роботою, яку здійснюють гази за цикл. Крива температур на TV -діаграмі безпосередньо не характеризує роботу, проте рівень діючих

температур впливає на величину теплових втрат, що в кінцевому підсумку впливає на ефективність циклу (рис. 2.6). Побічно, зміна параметрів газообміну по циклу Міллера впливає і на якість згорання палива, так як зниження температури веде до зміни характеру протікання предпламенних процесів в камері згорання двигуна.

На рис. 2.6б показані суміщені діаграми робочих процесів організованих по циклу Міллера і робочий процес базового двигуна в pV -координатах, аналогічні тим, що показані на рис. 2.6а в TS -координатах. З рисунків видно, що при тих же тисках в ключових точках циклу діють більш низькі температури, що вказує на зниження теплової напруженості робочого процесу двигуна.

Якщо проаналізувати теоретичні цикли двигунів працюючих по циклу Міллера, можна зробити висновок, що, за інших рівних умов, їх ККД буде нижче ніж у базовому циклі за рахунок втрати частини позитивної роботи на ділянці газообміну між лінією стиснення і НМТ (заштрихована область на рис. 2.6б). Втрата частини корисної роботи на ділянці газообміну, що отримала назву «втрати Міллера», за інших рівних умов може доходити до 0,5%. У реальних циклах «втрати Міллера» компенсуються, за рахунок більш високого тиску наддуву і зниження теплових втрат, пов'язаних із зменшенням загальної теплонапруженості робочого процесу.

При збереженні тиску наддуву, перехід на цикл Міллера призводить до зниження тисків в ключових точках циклу, в результаті чого, зменшується механічна напруженість, що, в свою чергу, призводить до збільшення механічного ККД двигуна.

Для кількісної оцінки впливу обраних фаз газорозподілу на характер протікання робочого процесу використовується безрозмірний показник званий коефіцієнтом Міллера:

$$m = S_M / S$$

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де S_M – частина ходу поршня в циклі Міллера витрачається на стиск;

S – повний хід поршня.

Виходячи з цього, в двигунах, що працюють за циклом Міллера необхідно розділяти поняття ступінь стиснення і ступінь розширення. Ступінь розширення визначається зі співвідношення (рис. 2.6б):

$$\varepsilon = (V_c + V_s) / V_c,$$

а ступінь стиснення залежить від коефіцієнта Міллера і визначається зі співвідношення:

$$\varepsilon_M = m(\varepsilon - 1) + 1.$$

У найбільш загальному вигляді для оцінки впливу коефіцієнта Міллера на ефективність робочого процесу при інших рівних умовах може бути використано вираз:

$$\Delta\eta = \Delta\eta_{\text{зц}} + \Delta\eta_{\text{го}}$$

де $\Delta\eta_{\text{зц}}$ – ефективність замкнутого циклу;

$\Delta\eta_{\text{го}}$ – ефективність процесу газообміну.

На рис. 2.7 представлено вплив складових ефективності робочого процесу на загальну ефективність циклу як функція коефіцієнта Міллера. З рисунка видно, що ефективність замкнутого циклу збільшується практично прямопропорційно із зменшенням коефіцієнта Міллера. Ефективність процесу газообміну залишається практично незмінною в межах зміни $m \approx 0,85 \dots 1,0$. Подальше збільшення m супроводжується різким збільшенням втрат на дроселювання і «втрат Міллера». Для більшості двигунів оптимальне значення m лежить в межах $0,68 \dots 0,72$ [11].

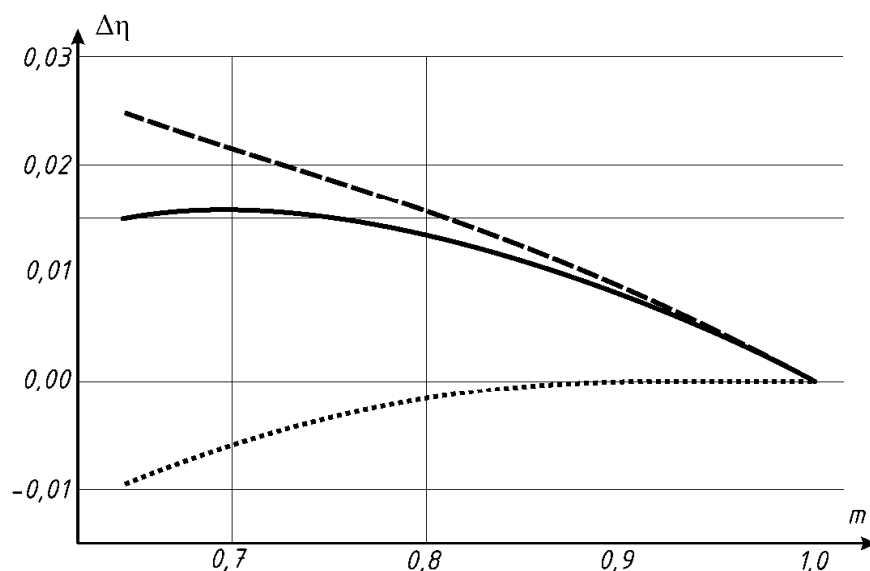


Рисунок 2.7 – Ефективність робочого процесу (— — —) як сума ефективності замкнутого циклу (— — —) і процесу газообміну (•••••)

Виходячи зі сказаного вище, можна зробити висновки, що використання циклу Міллера дозволяє отримати ряд переваг в організації робочого процесу двигунів без збільшення їх теплової та механічної напруженості.

Характер протікання газообміну у реальних двигунів, що працюють за циклом Міллера з укороченим впуском і укороченим стисненням, показаний на рис. 2.8. Для порівняння на кожному з рисунків показаний процес газообміну цього ж двигуна при його роботі по традиційному циклу. При цьому, потужність двигуна, що працює по циклу Міллера, за рахунок підвищення тиску наддуву ($p'_{\text{над}}$), така ж, як і у двигуна з традиційною системою газообміну має більш низький тиск наддуву ($p_{\text{над}}$).

Як вже було зазначено, в теоретичному циклі пізніше або раннє закриття впускних клапанів приводить до однакового результату. У реальних циклах, є деякі відмінності:

- при скороченому впуску, клапана починають закриватися дуже рано; тому, різниця між тиском в циліндрі і тиском наддуву призводить до великих втрат на дроселювання, що в свою чергу сприяє додатковому охолодженню

заряду (ділянка НМТ-3" рис. 2.11б). Крім того, попереднє розширення, що передує стисненню приводить до пониження температури робочого тіла безпосередньо в робочому циліндрі, з цього, цикл Міллера з укороченим впуском ще називають циклом з внутрішнім охолодженням заряду;

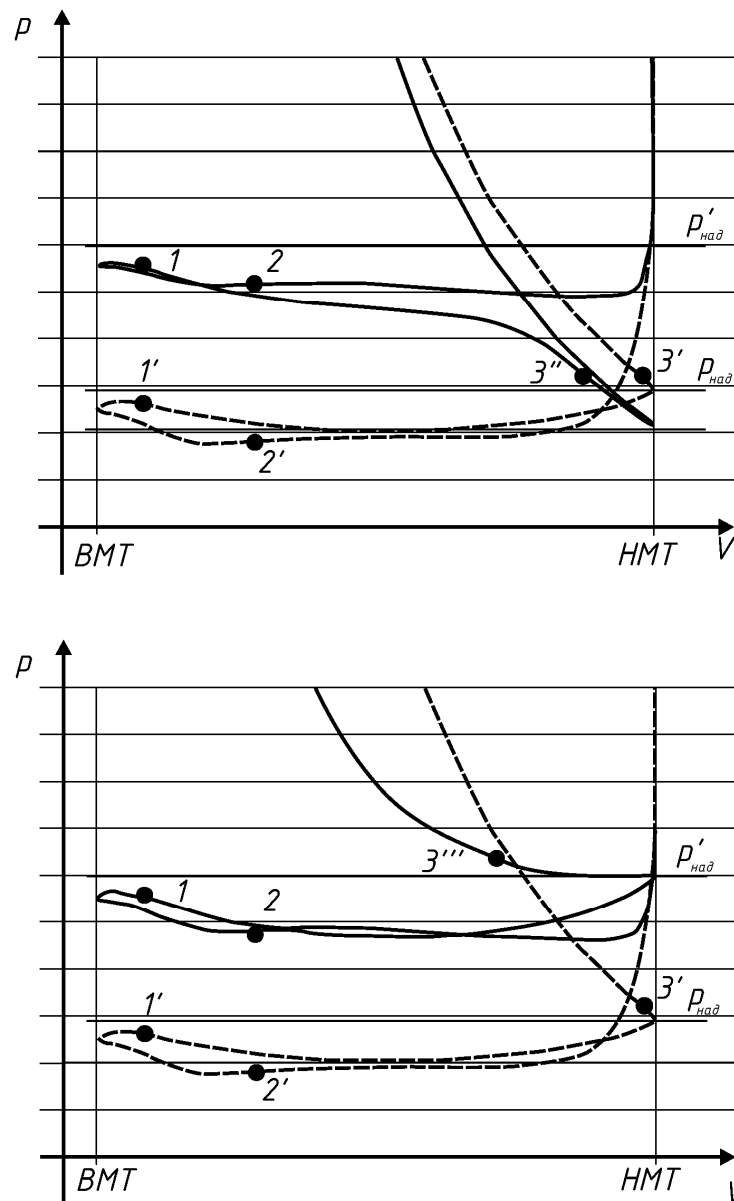


Рисунок 2.8 – Газообмін в двигунах що працюють по циклу Міллера: а – з укороченим впусканням, б – з укороченим стисненням. 1,1' – відкриття випускного клапана; 2,2' – закриття випускного клапана; 3'– закриття впускного клапана в базовому циклі; 3'' – раннє закриття впускного клапана; 3''' – пізнє закриття впускного клапана

- у випадку пізнього закриття впускного клапана і випуску частині повітряного заряду так само присутні деякі втрати на дроселювання, що призводить до деякого зростання тиску на ділянці ходу виштовхування заряду (ділянка НМТ-3" рис. 2.8б).

При скороченому стисненні необхідно також враховувати теплопередачу: повітряний заряд витиснений поршнем із циліндра був вже підігрітий, і це тепло акумулюється у впускному каналі, поки впускний клапан не відкривається знову в наступному циклі. Це частково знижує теоретичне охолодження заряду циліндра, в порівнянні з раннім закриттям (рис. 2.9).

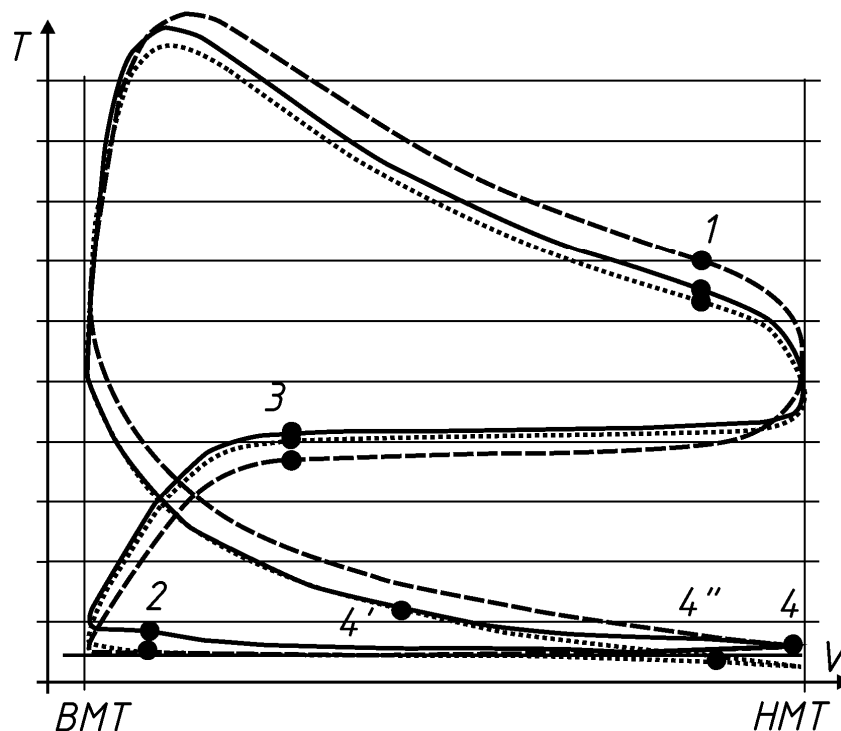


Рисунок 2.9 – Зміна температури в робочому процесі для базового циклу (---), в циклі з укороченим стисненням (----) і в циклі з укороченим впусканням (----). 1 – момент відкриття випускного клапана; 2 – момент закриття випускного клапана; 3 – момент відкриття впускного клапана; 4 – момент закриття впускного клапана в базовому циклі; 4' – момент закриття впускного клапана в циклі з укороченим стисненням; 4'' – момент закриття впускного клапана в циклі з укороченим впусканням

Таким чином, використання укороченого стиснення дозволяє більш ефективно знижувати максимальний тиск і температуру циклу. Особливо ефективно використання укороченого стиснення в середньооборотних двигунах, що працюють при постійній частоті обертання. Відносно невеликі швидкості обертання СОД дозволяють забезпечити оптимальний закон руху впускного клапана, що забезпечує максимальний прохідний перетин клапанної щілини.

При збільшенні частоти обертання, скорочення часу на відкриття і закриття клапанів накладає обмеження пов'язані з механічними навантаженнями в приводі клапанів. Часто це призводить до необхідності зменшення їх ходу, що збільшує втрати на дроселювання. Крім того при зниженні частоти обертання, і як наслідок тиску наддуву, занадто раніше закриття впускного клапана приводить до значного погіршення наповнення циліндра.

Тому для високооборотних двигунів і двигунів, що працюють в широкому діапазоні нагрузочно-швидкісних режимів, перевагу віддають циклу Міллера з укороченим стисненням, а для двигунів, що працюють при постійній частоті обертання на режимах близьких до номінальної потужності переважно використовують цикл Міллера з укороченим впуском.

Використання протягом двох попередніх десятиліть циклів Міллера в сучасних судових чотиритактних двигунах дозволило більшості провідних двигунобудівних фірм, що успішно вирішили комплекс проблем щодо переведення середньо- і високооборотних двигунів для роботи на важкому паливі. Крім істотних змін в конструкції таких двигунів, кардинальним змінам піддався їх робочий процес. В першу чергу це пов'язано з тим, що важкі палива відрізняються достатньою високою енергією активації, під якою розуміється кількість теплоти, яку потрібно підвести до палива, перш ніж воно почне реагувати з киснем повітря. Враховуючи, що час на згоряння палива в середньо- і високооборотних двигунах на порядок менше ніж у

малооборотних (у МОД при 100 хв^{-1} на процес згоряння відводиться $80...100 \text{ мс}$, у ВОД при 1000 хв^{-1} $5...8 \text{ мс}$), для якісного згоряння палива енергія активації повинна бути підведена якнайшвидше. Збільшити швидкість підведення теплоти до палива, для скорочення часу предпламних процесів можна збільшивши температуру повітряного заряду, і зменшивши розмір крапель паливного аерозолі. На практиці перше досягається шляхом підвищення температури в кінці стиснення, а друге підвищенням тиску розпилювання палива. Для підвищення температури в кінці T_c стиснення до $900...1200 \text{ К}$, у такого роду двигунах, підвищують ступінь стиснення і тиск наддуву. В результаті цього тиск в кінці стиснення p_c , може доходити $12...17,5 \text{ МПа}$, що знаходиться на кордоні близькою до гранично допустимих тисків виходячи з меж міцності використовуваних матеріалів. У цьому зв'язку згоряння в робочому просторі двигуна повинне відбуватися без значного підвищення тиску. Це досягається шляхом перенесення процесу згоряння з області розташованої в безпосередній близькості від ВМТ на лінію розширення. Теоретично такий цикл ближче до ідеального циклу Дизеля, ніж до циклу Трінклера-Саботе. Зсув процесу згоряння на лінію розширення досягається зменшенням кута випередження упорскування, а також використанням спеціальних законів подачі палива, в тому числі і ступеневої багаторазового впорскування. При роботі двигуна по циклу Міллера з процесом згоряння перенесеним на лінію розширення ступінь підвищення тиску λ звичайно лежить в межах $1...1,3$. Для досягнення заданих параметрів робочого тіла до кінця стиснення тиск наддуву підвищують до $0,3...0,4 \text{ МПа}$, а ступінь стиснення до $13...16$.

Зниження термічного ККД поршневої частини двигуна пов'язане зі збільшенням ступеня попереднього розширення ρ , компенсується застосуванням турбокомпресорів з більш високим ККД здатних ефективно спрацювати більш високий перепад температур.

Перехід з організації робочого процесу на цикл Міллера дозволив

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поліпшити ефективні показники сучасних середньооборотних двигунів. Тим не менш, проведений в роботі аналіз, показує, що вичерпані ще далеко не всі резерви у вдосконаленні робочого процесу. Такі показники як тиск наддуву з наступним охолодженням повітря дозволяє значно підвищити ступінь розширення в двигуні, що веде до підвищення його ефективності. Це актуально ще й з того, що у двигунів, що працюють за циклом Міллера, є значний резерв енергії відпрацьованих газів, ефективне використання яких дозволяє значно поліпшити показники двигуна.

2.3 Зміна фаз газорозподілу для переходу з циклу Міллера на режимах повної потужності на цикл зі змішаним підводом теплоти на режимах часткового навантаження

Варто розуміти, що фази газорозподілу прийняті для кожного конкретного двигуна й задані профілями кулачкових шайб, а також кутами їхні заклинки не є оптимальними для всього діапазону робочих режимів двигуна. Звичайно оптимізація фаз газорозподілу здійснюється для найбільше часто використовуваного режиму роботи двигуна, найчастіше режиму номінальної потужності. Відхилення від цього режиму приводить до погіршення умов протікання робочого процесу по цілому рядові причин, у тому числі й у зв'язку з погіршенням наповнення циліндрів із за відхилення фаз газорозподілу від оптимальних. Ці відхилення ведуть до підвищення вмісту в відпрацьованих газах, шкідливих компонентів і в першу чергу часток сажі. Слід зазначити, що робота двигуна на малих навантаженнях звичайно пов'язана із плаванням суден у прибережних акваторіях, при заходах у порти, проходженні каналів, тобто районах, де пред'являються особливо високі екологічні вимоги. У цьому зв'язку багато виробників розглядають можливість зміни фаз газорозподілу залежно від навантажувально-швидкісного режиму роботи двигуна як важливий

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

напрямок на шляху подальшого вдосконалювання суднових двигунів. При чому можливість змінювати фази газорозподілу закладається не тільки в конструкцію нових двигунів, але й розробляються пристрої, що дозволяють без істотних витрат модернізувати двигуни що вже перебувають в експлуатації.

Чотиритактні двигуни, що працюють по циклі Міллера, мають гарні показники робочого процесу на режимах середніх і високих навантажень. Це забезпечується досить високим тиском наддув за рахунок використання високоефективних турбокомпресорів. Однак при переході на малі навантаження тиск наддув різко знижується й відповідно погіршується наповнення циліндрів свіжим повітрям, що приводить до погіршення умов згоряння палива. Для забезпечення більш повного заряду циліндра на режимі малих навантажень раціонально збільшити стадію динамічного дозаряду, за рахунок більше пізнього закриття впускного клапану, тобто перейти від циклу Міллера до класичного циклу. Саме цей принцип реалізується в більшості сучасних пристроїв, що керують фазами газорозподіли. У цьому зв'язку найчастіше розглядається можливість зміни кутів відкриття й закриття впускного клапану, однак у нових конструкціях передбачається можливість управляти й випускним клапаном, змінюючи так само кут перекриття клапанів для поліпшення умов продувки камери згоряння або для скорочення втрат наддувочного повітря. Умовно всі механізми що дозволяють змінювати фази газорозподілу можна умовно розбити на три групи: механічні, гідромеханічні й електрогідравлічні.

До механічного відносяться пристрої що дозволяють повертати розподільний вал щодо колінчатого валу, на деякий кут, або змінювати положення штовхача щодо кулачкових шайб, змінюючи тим самим кути початку відкриття й закриття клапанів.

На рис. 2.10 а, показаний пристрій що використовується фірмою MAN у своїх середньообертових двигунах. У даному пристрої, розподільний вал

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

з'єднується із шестірнею приводу через похиле шліцеве з'єднання. Маточина шестірні при осьовому переміщенні ковзає уздовж шліців і повертає розподільний вал щодо колінчатого на деякий кут, величина якого визначається кутом нахилу шліців до осі валу й величиною осьового переміщення. Для осьового переміщення шестірні разом з маточиною використовується гідравлічний сервопривод, розташований у торці валу на основі двигуна. Даний пристрій відрізняється простотою й надійністю, однак йому притаманно ряд істотних недоліків:

- пристрій дозволяє змінювати кути відкриття й закриття клапанів, не змінюючи тривалості процесу газообміну;

- кут відносного повороту валів обмежений, з однієї сторони тим, що в шліцевому з'єднанні діють осьові сили, величина яких зростає зі збільшенням кута нахилу шліців, а з іншої сторони значні осьові переміщення шестірні вимагають збільшення її ширини, і, отже, габаритів приводного механізму.

- при наявності одного розподільного валу для приводу впускних і випускних клапанів оптимальний зсув для одних клапанів, не завжди буде оптимальним для інших, особливо якщо розподільний вал управляє ще й паливоподачею. Цей недолік досить легко усувається установкою двох або навіть трьох розподільних валів з незалежними приводами, однак це значно ускладнює конструкцію газорозподільного механізму.

Пристрій, розроблений фірмою МаК, що одержав назву Flex Cam Technology (FCT), показано на рис. 2.10 б. Принцип його роботи заснований на зміні положення ролика важільного штовхача щодо кулачкової шайби розподільного валу. Для цього вісь важеля закріплена ексцентрично на валу, що має можливість повертатися на кут близький до 180° . У результаті штовхач робить поступальний рух, змінюючи кути початку відкриття й закриття клапану. У різних варіантах цього пристрою, що встановлюються на двигун, керування фазами газорозподілу провадиться для впускних клапанів (рис. 2.10 в) або впускних і випускних. У поєднанні з керуванням кутом

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

початку подачі палива, дана система дозволяє забезпечити виконання діючих норм по викидах сажі у всьому діапазоні навантажень двигуна (рис. 2.10 з).

Привод ексцентричних валів роликів штовхачів здійснюється від пневматичного серводвигуна через систему шестірень. Передбачений також і ручний переключення двигуна з одного режиму на інший. У цей час використовується тільки східчасте регулювання фаз газорозподілу, однак у перспективі можливо й плавна зміна кутів відкриття й закриття клапанів залежно від режиму роботи. Як і в першому випадку, даний пристрій не дозволяє змінювати тривалість відкриття клапану. Цей недолік відсутній у гідромеханічних пристроях, показаних на рис. 2.10 д, е які одержали назву Variable Inlet Valve Closing (VIC)

Пристрій, схема якого показана на рис. 2.10 д, розроблено для модернізації двигунів, що перебувають в експлуатації, Sulzer ZA40S. Він складається із двох гідравлічних циліндрів розділених клапаном, у тарілці якого передбачений дросельний канал. Клапан має зовнішній пневматичний привод. В одному циліндрі розміщений поршень, що сприймає зусилля від штовхача й передає його рідині. У другому циліндрі знаходиться виконавчий поршень, що сприймає зусилля від рідини й віддає його на штангу приводу клапанів. На режимі середніх і високих навантажень клапан, що розділяє порожнини обох поршнів, утримується у відкритому стані, і не заважає маслу вільно циркулювати між ними. При переході на режим малих навантажень повітря, що втримує клапан стравлюється, і клапан сідає на своє сидло, розділяючи порожнини поршнів. У цьому випадку, при русі штовхача нагору клапан відкривається під дією тиску й практично безперешкодно пропускає масло в порожнину виконавчого поршня. При зворотному ході клапан закривається, і масло з порожнини виконавчого циліндра вертається в робочий циліндр через дроселюючи канал у тарілці клапану. У результаті закриття клапану відбувається із затримкою, що приводить до збільшення часу наповнення робочого циліндра двигуна свіжим зарядом.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

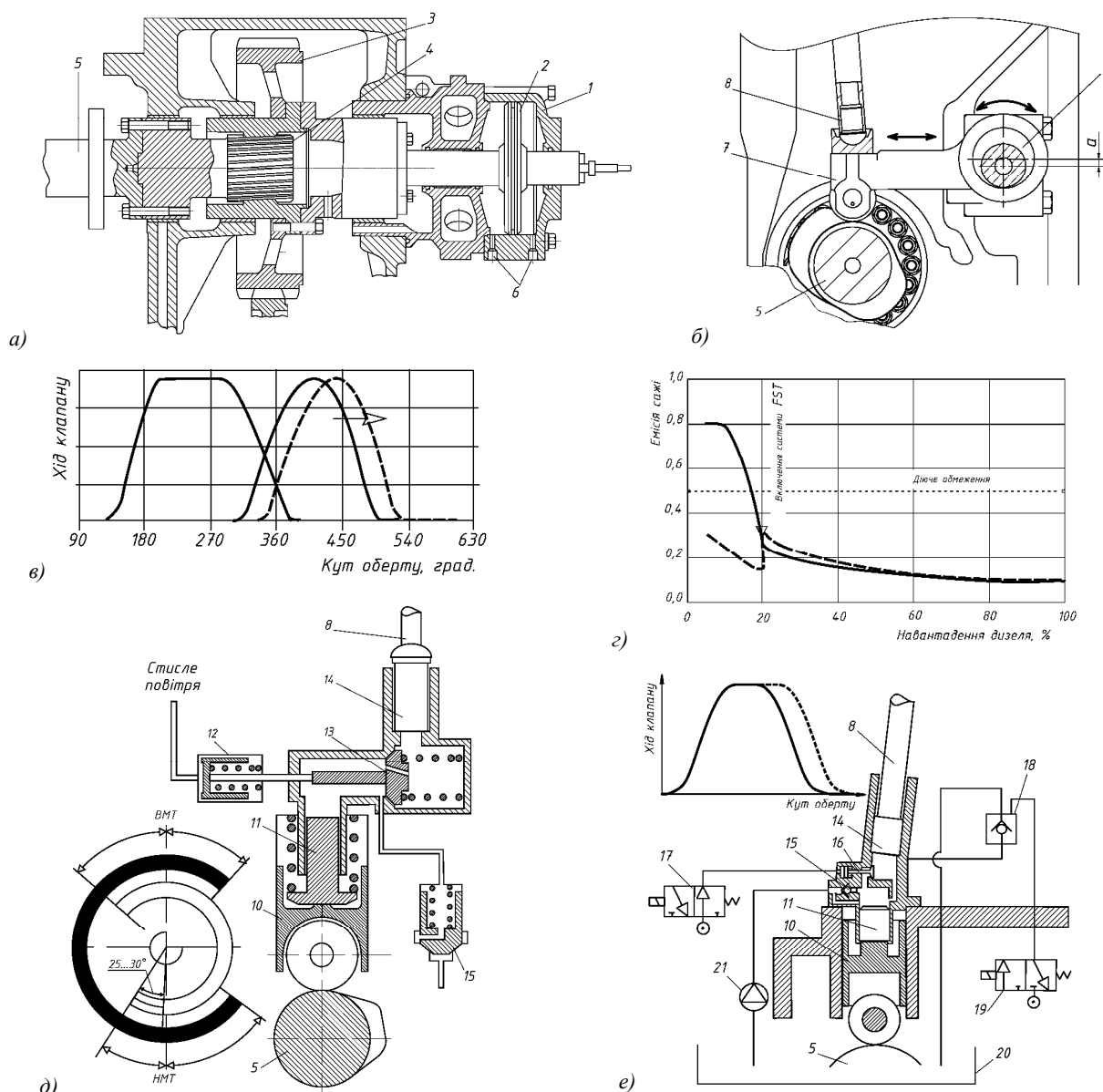


Рисунок 2.10 – Механізми зміни фаз газорозподілу: а – із провертанням розподільного валу щодо колінчатого (двигуни фірми MAN); б – з переміщенням важільного штовхача щодо кулачкової шайби (двигуни фірми MaK); в – зміну кутів початку відкриття й закриття впускного клапану у двигунах фірми MaK; г – зниження димності відпрацьованих газів, при збільшенні фази динамічної продувки у двигунах фірми MaK; д – гідромеханічний привод із дроселюванням рідини двигунів Sulzer ZA40S; е – гідромеханічний привод з керуючим клапаном двигунів серії 46F фірми Wärtsilä: 1 – корпус гідроциліндра сервоприводу; 2 – сервопоршень; 3 – шестірня приводу; 4 – шліцевий вал; 5 – розподільний вал; 6 – подача й злив масла; 7 – роликівий штовхач; 8 – штанга; 9 – ексцентрик осі важеля; 10 – штовхач; 11 – робочий поршень; 12 – пневмопривод розділювального клапану; 13 – розділовий клапан; 14 – виконавчий поршень; 15 – клапан підживлення; 16 – керуючий клапан; 17 – золотник керуючого клапану; 18 – деаераційний клапан; 19 – зливальний золотник; 20 – ємність для зберігання масла; 21 – насос підживлення

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Фірма Wärtsilä для двигунів серії 46F розробила пристрій, схема якого показана на рис. 2.10 *е*. Конструктивно даний пристрій схоже на попереднє з тією лише різницею, що гідравлічні порожнини з'єднуються двома каналами. Поток рідини через один канал, що починається в основі циліндра, управляє поршень штовхача, а іншим потоком управляє клапан, що має незалежний гідравлічний привід, пов'язаний із системою керування двигуном. Якщо керуючий клапан відкритий, масло вільно циркулює між порожнинами й виконавчий поршень точно повторює рух штовхача.

При закритті керуючого клапану, опускання виконавчого поршня починається тільки після відкриття поршнем штовхача другого каналу з'єднуючої порожнини. У результаті відбувається відстрочка закриття клапану, що може становити до 30° по куту повороту колінчатого валу.

2.4 Механізм газорозподілу дизеля МаК 32С та його переобладнання для роботи за циклом Міллера

На дизелі, що розглянуто у проекті, на впуск і випуск встановлено по два клапана які відкривають і закривають впускні і випускні канали подачі заряду (рис. 2.11). Клапан складається з тарільчатої плоскої кришки і стрижня. Діаметр кришки випускного клапана такий же як і у впускного. Впускні клапани виготовляють з хромової сталі, випускні клапани або їх кришки – з жаростійкої сталі, в чавунні сидла клапанів, запресовувалася в головку блоку, – з жаростійкого чавуну (рис 2.11). На робочу поверхню кришки випускних клапанів двигуна наплавляють жаростійкий сплав.

Робота поверхні кришки клапана фаска зазвичай має кут 45°. Фаску кришки клапана ретельно обробляють і притирають до сидла.

Щоб масло не проникало в циліндри через зазори між втулкою і стрижнем клапана, опорні тарілки пружини впускних клапанів забезпечені гумовими кільцями (рис. 2.12).

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Стрижень клапана має виточку, в яку вставляють сухарі для кріплення тарілки пружини клапана. Стрижні клапанів переміщуються в напрямних чавунних або металокерамічних втулках.

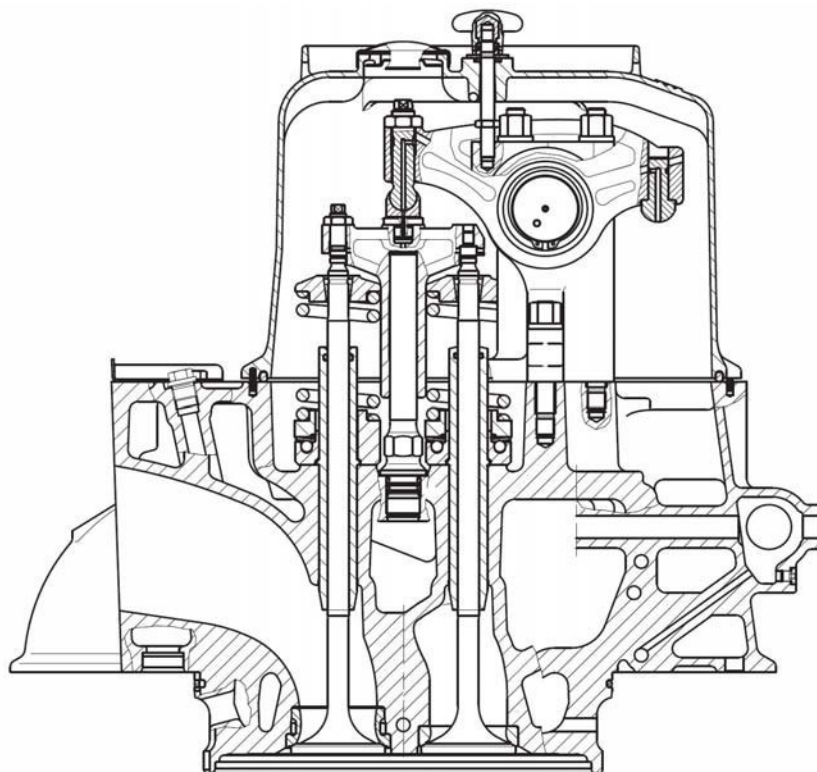


Рисунок 2.11 – Кришка циліндру з механізмом газорозподілу суднового дизеля МаК 32С

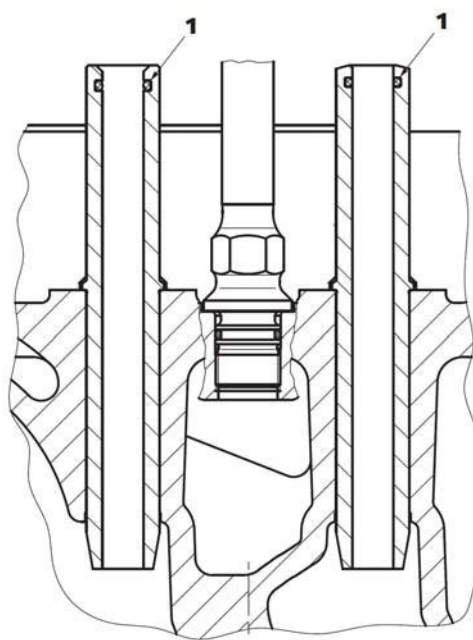


Рисунок 2.12 – Направляючі втулки клапанів суднового дизеля МаК 32С:
1 – маслоущільнюючі кільця

2.4.1 Деталі газорозподільного механізму

Розподільні шестерні. Розподільчий вал приводиться в обертання шестернями (рис. 2.13). Суднові чотиритактні двигуни, за деяким винятком, мають шестеренчастий привід розподільного вала, що складається, як правило, з набору провідних, ведених і проміжних шестерень. Шестерні мають косі зуби для плавного зачеплення та зменшення шуму при роботі. Розподільні шестерні, встановлені на колінчастих валах, роблять із сталі або легованого чавуну. Дизель МаК 32С має три розподільних шестерні, розташованих в носовій частині блоку циліндрів.

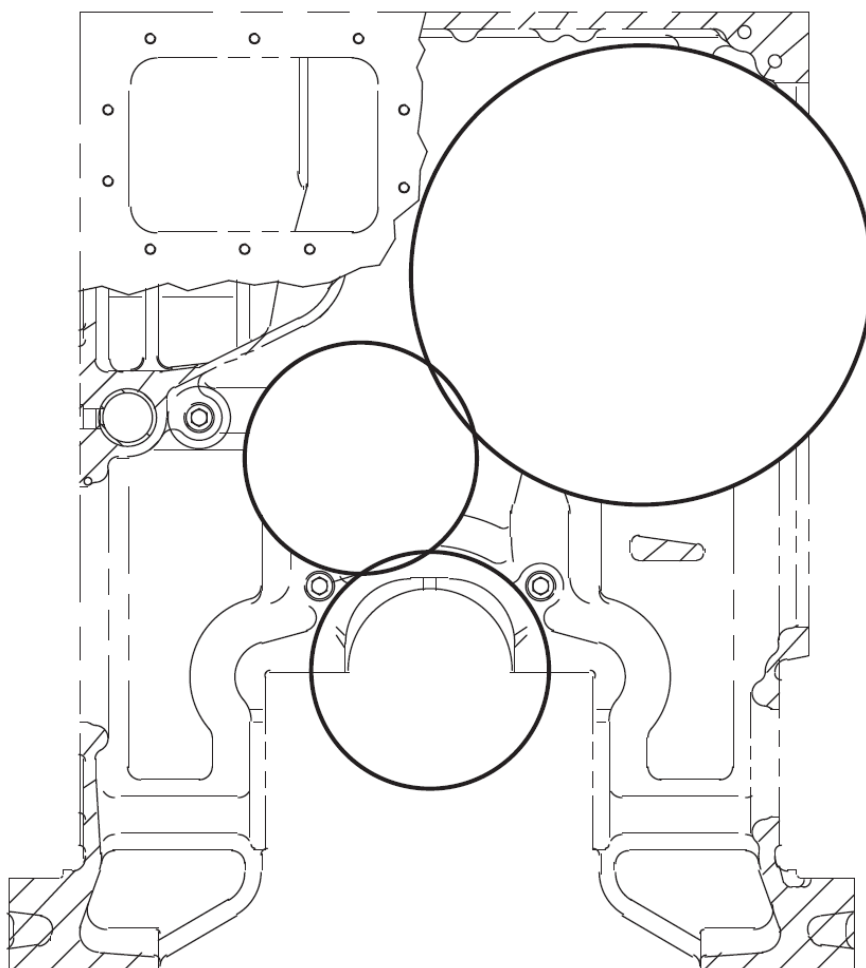


Рисунок 2.13 – Схема розташування шестерень приводу розподільного вала
дизеля МаК 32С

У чотиритактному двигуні за робочий цикл в кожному циліндрі по одному разу повинні відкриватися і закриватися впускні і випускні клапана, т. е. розподільний вал повинен зробити один оборот, а колінчастий вал – два. Для цього шестерня розподільного валу, має в два рази більше зубів, ніж шестерня колінчастого валу. При складанні двигуна необхідно по мітках з'єднувати шестерні, встановлені на колінчастому і розподільному валах, а також шестерні приводу паливного насоса.

Розподільний вал. Для своєчасного відкриття і закриття впускних і випускних клапанів на розподільному валу є кулачки. Закриття і відкриття клапанів забезпечується розподільним валом і пружинами клапанів.

На двигуні МаК 32С розподільний вал складається з окремих секцій які з'єднуються між собою за допомогою фланців (рис. 2.14). Розташування і форма кулачків на валу забезпечують відкриття і закриття клапанів відповідно до порядку роботи циліндрів і фазами газорозподілу двигуна.

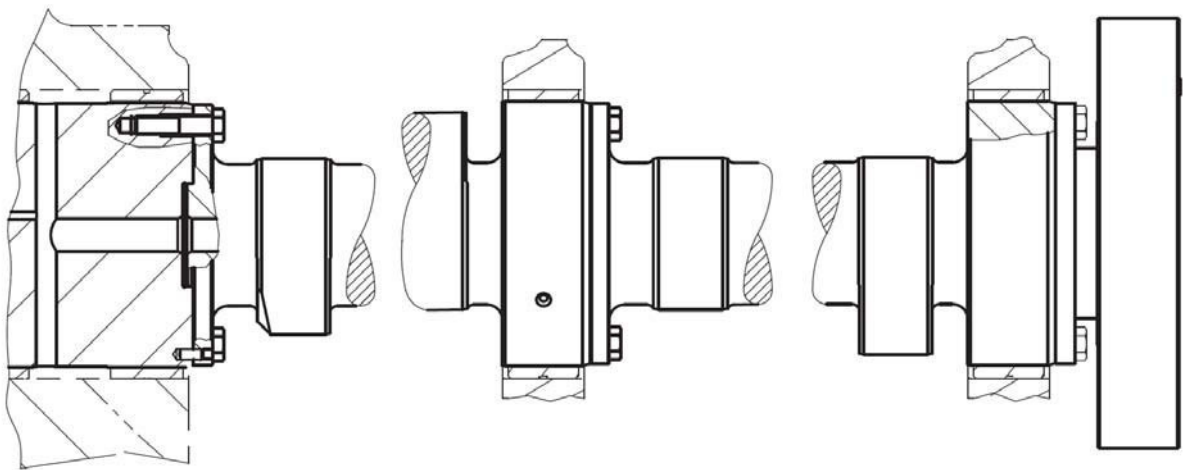


Рисунок 2.14 – Розподільний вал дизеля МаК 32С що складається з окремих секцій

Опорні шийки розподільного валу обертаються в отворах, які наполовину знаходяться в корпусах підшипників встановлених в росточках

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

блоку циліндрів.

У шестициліндрового чотирициліндрового двигуна розподільний вал має дванадцять кулачків тобто по два кулачка на циліндр. Кожен кулачок управляє парою клапанів – впускних або випускних.

На розподільному валу можуть перебувати також шестерня приводу регулятора, демпфер крутильних коливань. Робочі поверхні кулачків, опорних шийок, ексцентриків і шестерень сталевих розподільних валів піддають термічній обробці і шліфуванню для збільшення їх надійності та зносостійкості. У чавунних валів для цих же цілей кулачки і опорні шийки вибілюють.

В якості підшипників для розподільного валу найчастіше застосовують запресовані в блок циліндрів втулки, залиті антифрикційним сплавом. Діаметри опорних шийок розподільного вала однакові.

Наявність на розподільному валу шестерні з косими зубами призводить до виникнення сили, яка прагне зрушити вал уздовж його осі. Розподільний вал від осьових переміщень утримується упорним фланцем, встановленим із зазором між маточиною шестерні і торцем передньої опорної шийки валу. Зазор забезпечений тим, що товщина упорного фланця менше товщини розпірного кільця на 0,1...0,2 мм. Упорний фланець сталевий; робочі поверхні його термічно оброблені і фосфатовані для поліпшення підробітки. Фланець прикріплений двома болтами до передньої стінки блоку циліндрів. Корпус заднього підшипника має фланець, який виключає осьові зміщення розподільного валу. Шестерня приводу встановлена на розподільному валу на шпонки. Зсув шестерні виключено установкою болта ввернутого в торець розподільного валу.

Штовхачі. Зусилля від кулачка розподільного валу до штанги передає штовхач важільного типу, виготовлений зі сталі. Робочу поверхню роликів штовхачів для підвищення їх довговічності гартують і шліфують.

У дизелі МаК 32С підвісні роликові штовхачі (рис. 2.15) вільно

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

встановлені на осі, розташованій на двох опорах над розподільним валом.

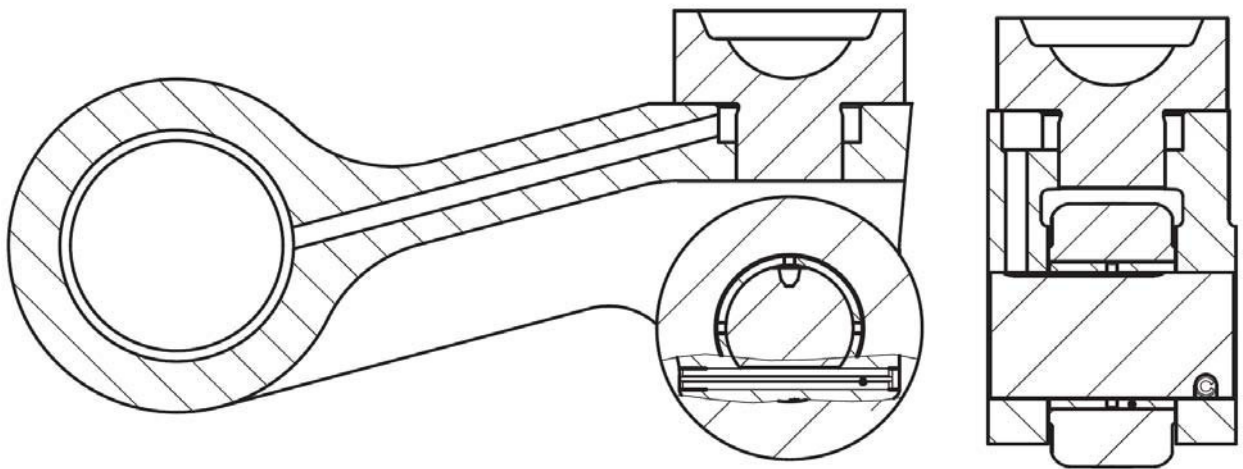


Рисунок 2.15 – Роликовий штовхач приводу клапанів дизеля МаК 32С

Вісь ролика обертається в підшипниках встановлених у вилці штовхача. Ролик перекочується по кулачку розподільного валу, отже, тертя ковзання замінено тертям кочення. Зверху в штовхач запресована Залізна п'ята зі сферичною поверхнею, на яку спирається пустотіла штанга, передає рух коромислу.

Штанги. Зусилля від штовхача до коромисла передають штанги. Їх виготовляють із сталеві трубки. На кінці штанг (рис. 2.16) запресовують сталеві, термічно оброблені наконечники для шарнірного з'єднання з штовхачем і регулювальним гвинтом коромисла.

Верхній кінець штанги рухається не прямолінійно, а описує дугу, радіус якої дорівнює малому плечу коромисла.

Коромисла. Зусилля від штанги до клапана передає коромисло, яке являє собою сталевий нерівноплечій важіль: довге плече розташоване над траверсою клапанів, а коротке – над штангою. У короткому плечі є отвір, в який ввернуть регулювальний гвинт (рис. 2.17), утримуваний від самовідвертання контргайкою.

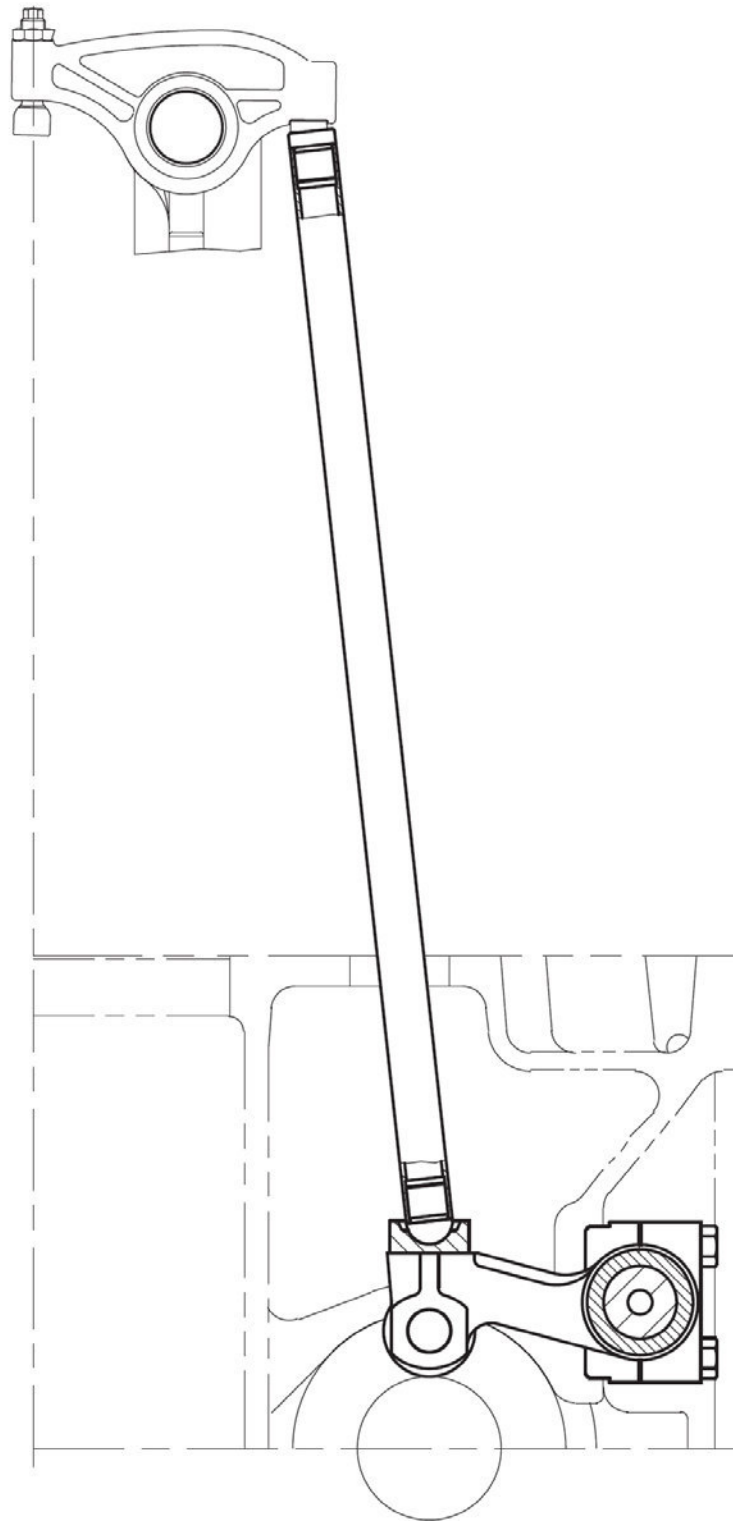


Рисунок 2.16 – Штанга штовхача дизеля МаК 32С

Коромисло служить для опускання клапана на певну величину і являє собою нерівноплечій важіль, виготовлений із сталі (рис. 2.17). У його середній частині є потовщення з отвором, в яке запресовується втулка осі

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

коромисла на короткому плечі коромисла розташований загартований бойок з лункою в який вставляється головка штанги штовхача, а на іншому – різьбовий отвір.

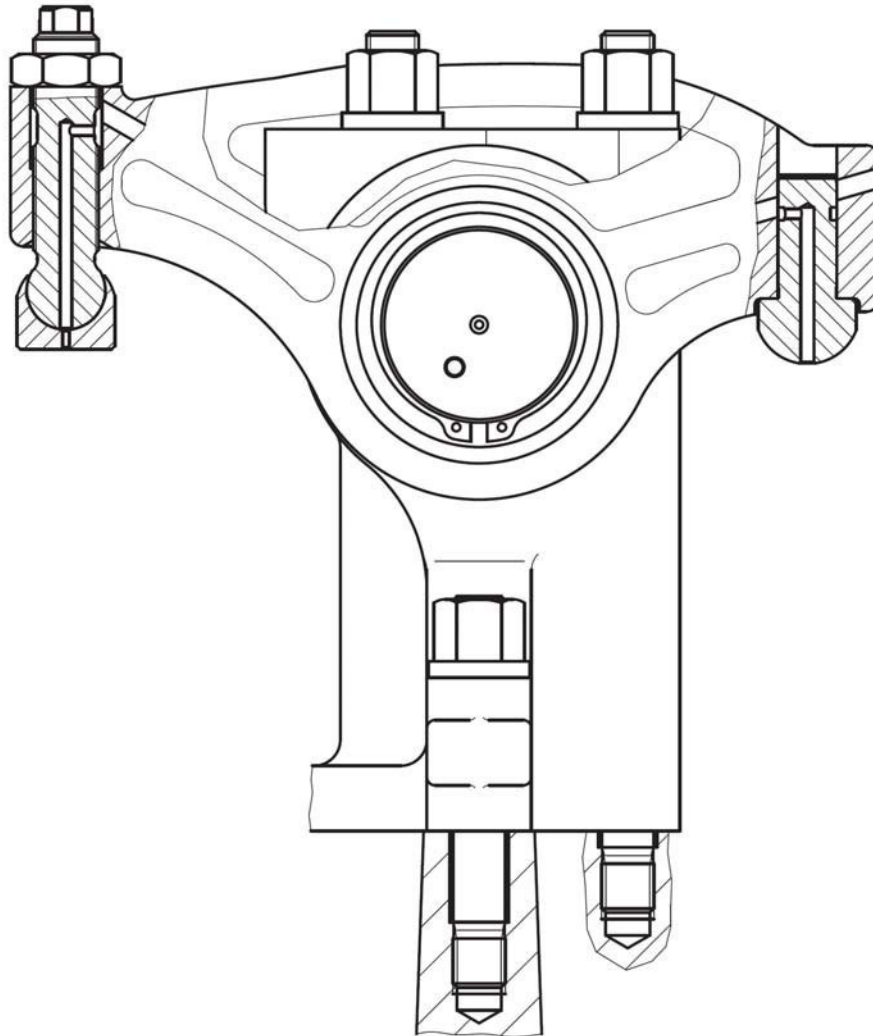


Рисунок 2.17 – Коромисло приводу коромисла дизеля МаК 32С

У нього ввертають регулювальний гвинт, за допомогою якого встановлюють зазор між клапаном і бойком який тисне на траверсу приводу клапанів (рис. 2.18) і забезпечують щільне закриття клапанів.

При роботі двигуна штанга натискає на коротке плече коромисла, а його довге плече натискає на траверсу, яка впливає на стрижень клапана. Для зменшення ходу штовхача і штанги, а також зниження сил інерції коромисло виконують нерівноплечім.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

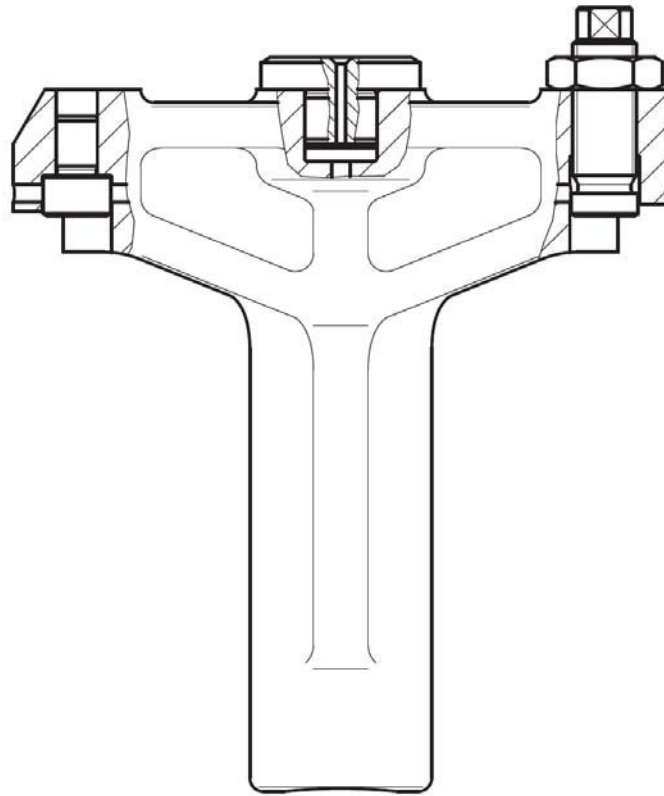


Рисунок 2.18 – Траверса приводу клапанів дизеля МаК 32С

Поверхня кінця (носка) коромисла, стикається зі стрижнем клапана, і поверхня регулювального гвинта, дотичну з наконечником штанги, термічно обробляють і шліфують для підвищення їх надійності та зносостійкості. В отвір маточини коромисла запресовують бронзову втулку з кільцевою канавкою на внутрішній поверхні для розподілу масла і подачі його до регулювального гвинта. У короткому плечі коромисла є отвір, по якому надходить масло до гвинта. Гвинт має кільцеву канавку і канал, підвідний масло до наконечника штанги.

У головку блоку вкручені шпильки, на яких встановлені стійки і вісь з коромислами. На дизелі МаК 32С осі коромисел виконані як одне ціле зі стійками. Кожне коромисло гойдається на окремій осі. Від бічного зсуву коромисло утримується упорною шайбою і стопорним пружинним кільцем (рис. 2.17).

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Клапани. Призначення клапана – відкривати і закривати впускне або випускний отвір, розташоване в голівці блоку (механізм з верхнім розташуванням клапанів). Основними частинами клапана є головка і стрижень (рис. 2.19).

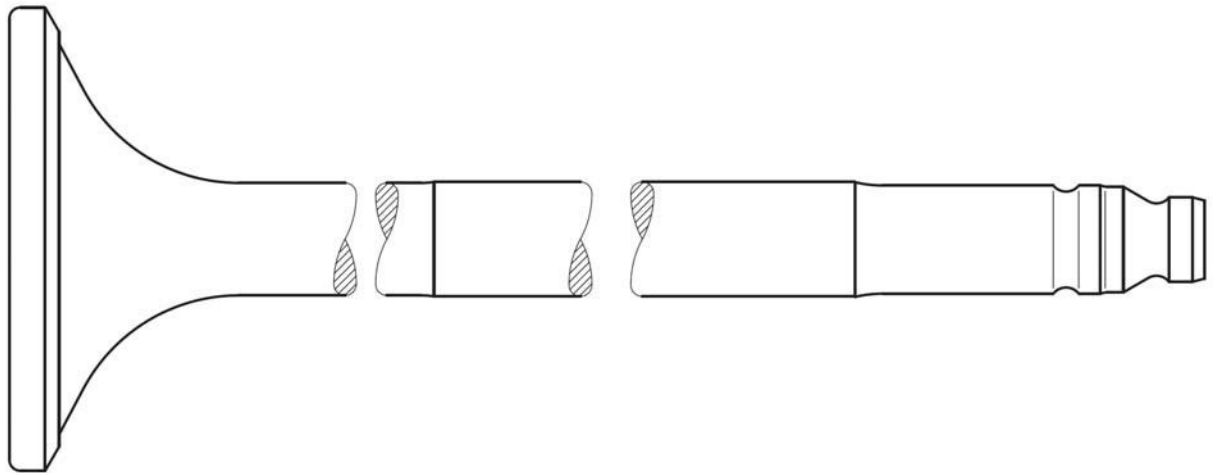


Рисунок 2.19 – Клапан дизеля МаК 32С

Клапан повинен надійно ізолювати циліндр під час тактів стиснення і робочого ходу від впускного або випускного трубопроводу, і оказивать у відкритому положенні можливо менший опір руху газів. Плавний перехід від головки клапана до його стрижня зменшує опір клапана при обтіканні його газами. Щоб клапан щільно прилягав до сідла, на його голівці роблять фаску, яку шліфують і притирають до фасці сідла. Головки впускного і випускного клапанів можуть бути як однакового діаметра, так і різного. Зазвичай головку впускного клапана роблять більшого діаметра для поліпшення наповнення циліндра. У аналізованого у проекті двигуна МаК 32С впускний і випускний клапани мають однаковий діаметр.

Клапани працюють при високій температурі і піддаються роз'їдаючої дії газів. Тому метал, застосовуваний для їх виготовлення, повинен добре протистояти корозії і стирання. Цим вимогам задовольняє високолегована

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

сталь. Якщо клапан закритий, то між кінцем стрижня, траверсою і регулювальним болтом штовхача або між кінцем стрижня клапана і кінцем коромисла повинен бути певний тепловий зазор. У двигунах з верхнім розташуванням клапанів для регулювання теплового зазору служить гвинт, укрупнений в коротке плече коромисла.

Якщо теплові зазори збільшуються, то клапани починають стукати і погіршується наповнення циліндрів свіжим зарядом суміші і їх очищення від відпрацьованих газів. При зменшенні теплових зазорів клапани нещільно прилягають до сідел і їх фаски обгорають. Потужність двигуна в обох випадках знижується, а також порушуються фази газорозподілу.

Відпрацьовані гази викликають корозію і підвищений знос сідел випускних клапанів, тому сідла роблять вставними (рис. 2.11) з жаростійкого чавуну.

Стрижень клапана переміщається в направляючої втулці, що забезпечує посадку клапана на сідло без перекосу. У більшості двигунів застосовані пористі металокерамічні втулки, що володіють хорошими антифрикційними властивостями. Всі ці технологічні та конструктивні заходи підвищують надійність клапанного механізму. На кінці стрижня клапана є виточка для з'єднання з пружиною (постійно знаходиться в стислому стані) з клапаном за допомогою сухарів і тарілки. Пружина клапана сприяє його щільній посадці на сідло і притискає штовхач до кулачка розподільного валу. Пружина має постійний крок. Для підвищення надійності двигуна пружина виготовлена з високоміцного пружинного дроту, термічно оброблена і має змінний крок витків, що запобігає вібрації клапана при великій частоті обертання колінчастого валу. Кінець пружини з меншим кроком звернений вниз у бік головки клапана. На розглянутому у проекті двигуні на клапан ставлять не одну пружину, а дві з різним напрямком навивки, щоб виключити заклинювання. За наявності двох пружин зменшується їх довжина, підвищується надійність двигуна (при поломці однієї пружини клапан буде

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

утримуватися інший) і поліпшується резонансна характеристика клапанного механізму.

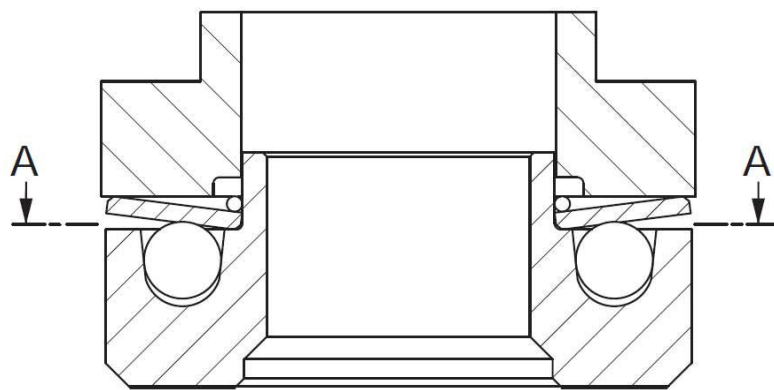
У з'єднання клапана з пружинами за допомогою сухарів і тарілки введена конічна втулка, щільно охоплює сухарі. Тарілка спирається на торець конічної втулки, а у фланець тарілки впираються одна або дві пружини. При такому з'єднанні клапана з пружинами зменшуються сили тертя між ними, і клапан може провертатися під час роботи двигуна. Внаслідок цього значно зростає термін служби клапана, його сідла і направляючої втулки, оскільки зменшується односторонній знос цих деталей.

У проточку на внутрішній поверхні направляючої клапанів встановлюють кільце з маслостійкої гуми, що усуває можливий підсос масла (при тактах впуску) в камеру згоряння через зазор між втулкою і стрижнем.

Випускний клапан має жаростійке наплавлення на фасці, незважаючи на те, що він виготовлений з жаростійкої сталі. Сідло клапана має внутрішню порожнину в якій циркулює охолоджуюча вода, що відводить надлишкове тепло як від самого сідла так і від тарілки клапана. При охолодженні клапана підвищується надійність його роботи, а отже, і двигуна в цілому.

Механізм обертання клапана. Для підвищення надійності роботи випускних клапанів застосовують спеціальні пристрої для їх провертання (рис. 2.20). При цьому усувається можливість утворення нагару на робочій фаски випускного клапана. Під час роботи випускний клапан примусово повертається спеціальним механізмом, корпус якого розташований в головці блоку. У корпусі по колу розташовано п'ять похилих поглиблень для кульок з поворотними пружинами. На верхню частину корпусу надіті з зазором дискова пружина і опорна шайба. Пружина клапана одним кінцем спирається на тарілку, а іншим на опорну шайбу. Якщо клапан закритий, то зусилля пружини через шайбу передається дискової пружині і кулькам. Внутрішньою кромкою дискова пружина спирається на запlechники корпусу, а на її зовнішню крайку діє пружина клапана через опорну шайбу.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64



A-A

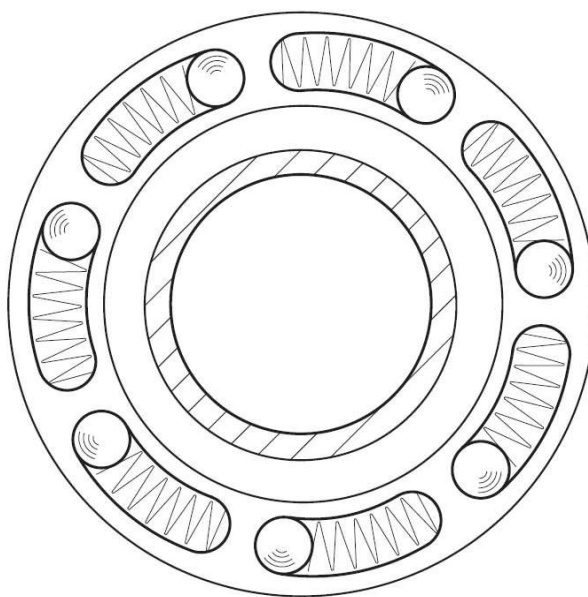


Рисунок 2.20 – Механізм обертання клапана дизеля МаК 32С

При відкритті клапана пружина стискається, і сила, передана дискової пружині, зростає. Пружина розпрямляється, і між внутрішньою її кромкою і заплечиками корпусу з'являється зазор. Після випрямлення дискової пружини на кульки передається зусилля двох пружин. Кульки, перекочуючись по похилих заглибинах корпусу, стискають поворотні пружини, повертаючи (за рахунок тертя) дискову пружину разом з опорною шайбою, яка в свою чергу викликає поворот пружини одночасно з клапаном. Під час закриття клапана пружина розтискається, сила тиску зменшується і прогин дискової пружини

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

зростає. Диска пружина внутрішньою кромкою знову спирається на заплеки корпусу і звільняє кульки, що повертаються у вихідне положення під дією зворотних пружин.

2.4.2 Фази газорозподілу дизеля МаК 32С

При розгляді робочих циклів двигунів умовно було прийнято, що відкриття і закриття клапанів відбувається в момент знаходження поршня відповідно в ВМТ або в НМТ. Насправді моменти відкриття і закриття клапанів не збігаються з положенням поршнів у мертвих точках. Клапани відкриваються і закриваються з деяким, іноді дуже значним, випередженням або запізненням, що необхідно для поліпшення наповнення циліндрів чистим повітрям і кращого очищення їх від відпрацьованих газів. Моменти відкриття і закриття клапанів, виражені в градусах повороту колінчастого валу по відношенню до відповідних мертвим точкам, називають фазами газорозподілу і зображують у вигляді кругових діаграм.

Таблиця 2.1 – Фази газорозподілу дизеля МаК 32С

Процес	Кут
Закриття впускного клапана	5° ПКВ за НМТ
Відкриття випускного клапана	45° ПКВ до НМТ
Відкриття впускного клапана	50° ПКВ до ВМТ
Закриття випускного клапана	50° ПКВ за ВМТ

Розглянемо загальну діаграму фаз газорозподілу чотиритактного двигуна (табл. 2.1, рис. 2.21). Впускний клапан відкривається з випередженням 50° ПКВ до приходу поршня у ВМТ. Внаслідок цього на початку руху поршня вниз впускний клапан буде вже відкритий на значну величину, і наповнення циліндра повітрям покращиться.

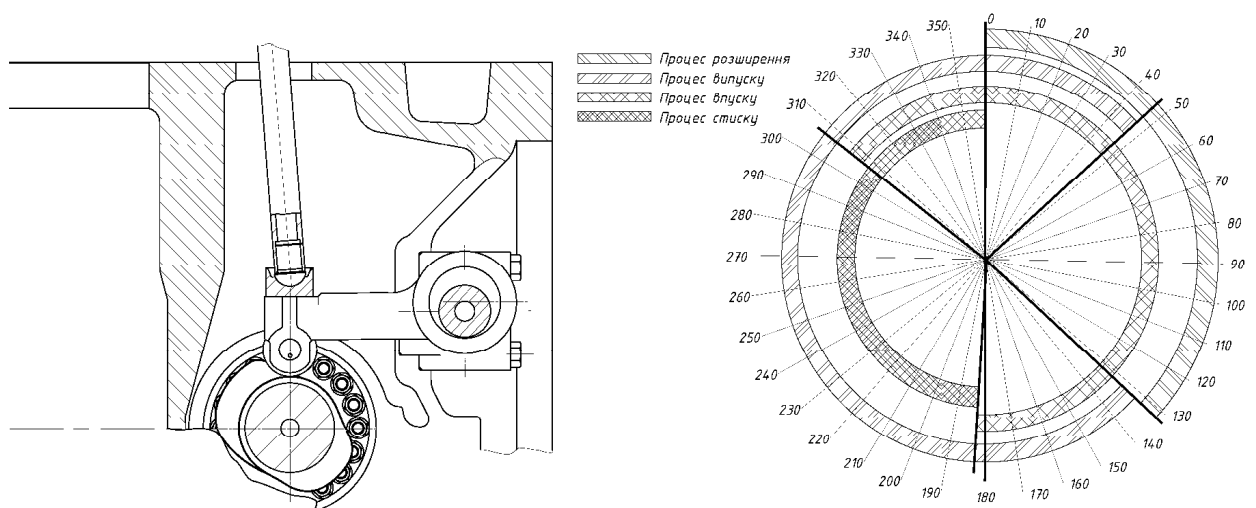


Рисунок 2.21 – Механізм зміни фаз газорозподілу та фази газорозподілу дизеля МаК 32С що працює за циклом зі змішаним підводом теплоти

Впускний клапан закривається з запізненням 5° ПКВ за НМТ. Поршень проходить НМТ, піднімається вгору, здійснюючи такт стиснення, а клапан в цей час ще відкритий, і горюча суміш або повітря за інерцією заповнюють циліндр.

Випускний клапан відкривається до приходу поршня за 50° ПКВ до ВМТ тобто з випередженням. Поршень рухається вниз, а відпрацьовані гази вже починають виходити з циліндра, так як тиск в ньому більше ніж у випускному ресивері. Тому при русі поршня вгору, під час такту випуску, менше витрачається роботи на видалення відпрацьованих газів з циліндра двигуна.

2.5 Запровадження технології регулювання фаз газорозподілу для зменшення витрати палива й зниження рівнів викидів сажі

Пристрій, розроблений фірмою МаК, що одержав назву Flex Cam Technology (FCT), показано на рис. 2.22.

Принцип його роботи заснований на зміні положення ролика важільного штовхача щодо кулачкової шайби розподільного валу. Для цього

вісь важеля закріплена ексцентрично на валу, що має можливість провертатися на кут близький до 180° .

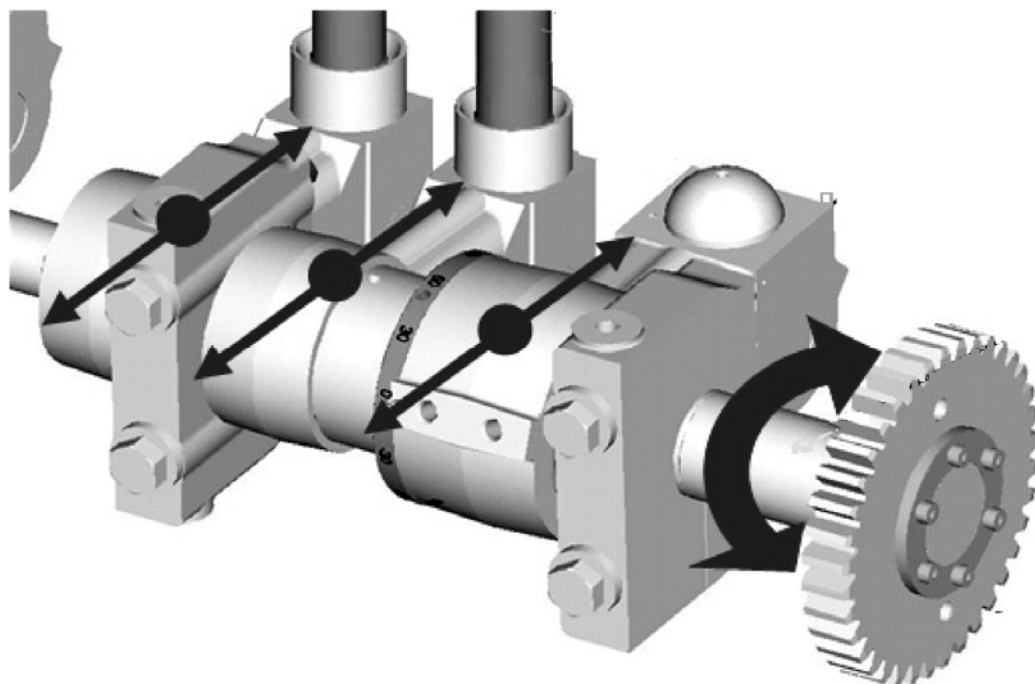


Рисунок 2.22 – Модифікований клапанний механізм із ексцентричним валом привода штовхачів (FCT)

У результаті штовхач робить поступальний рух, змінюючи кути початку відкриття й закриття клапану (рис. 2.23).

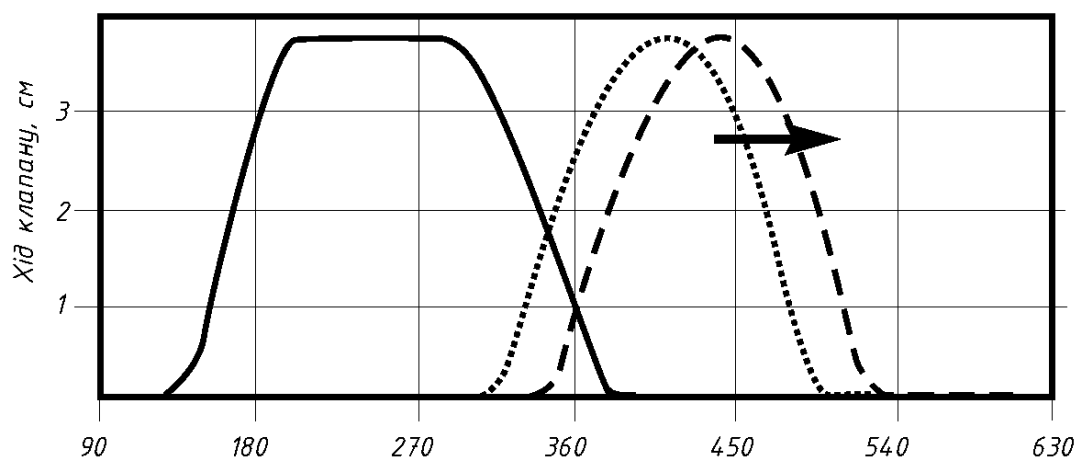


Рисунок 2.23 – Зміну кутів початку відкриття й закриття впускного клапану у двигунах фірми МаК

У різних варіантах цього пристрою, що встановлюються на двигун, керування фазами газорозподілу провадиться тільки для впускних клапани (рис. 2.24) або впускних і випускних. У поєднанні з керуванням кутом початку подачі палива, дана система дозволяє забезпечити виконання діючих норм по викидах сажі та вмісту NO_x у всьому діапазоні навантажень двигуна.

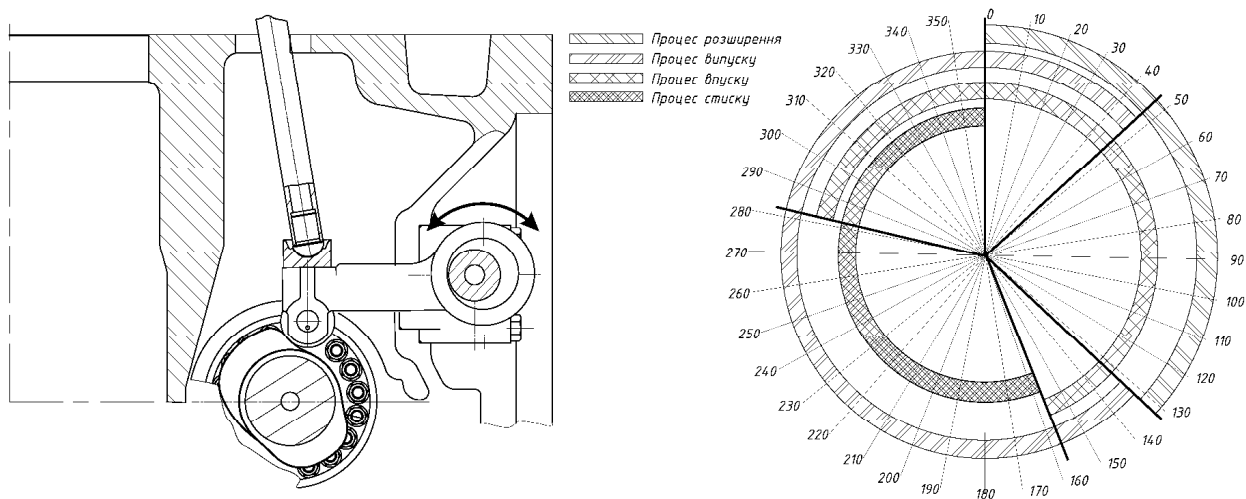


Рисунок 2.24 – Механізм зміни фаз газорозподілу та фази газорозподілу дизеля МаК 32С що працює за циклом Міллера

Технологія регулювання фаз газорозподілу FCT дозволяє змінювати параметри паливної системи й системи постачання повітря при роботі на частковому навантаженні. При випередженні початку упорскування палива й підвищенні тиску упорскування досягається поліпшення згоряння й викиди сажі знижуються на 50 % (рис. 2.25).

Зміна фаз відкриття впускних клапанів відключає цикл Міллера з переходом на звичайний цикл, що дає скорочення викидів сажі ще приблизно на 25 % (рис. 2.26).

У сукупності технологія МаК FCT знижує викиди сажі при частковому навантаженні на 75 %, у той же час поліпшуючи роботу двигуна в перехідному режимі.

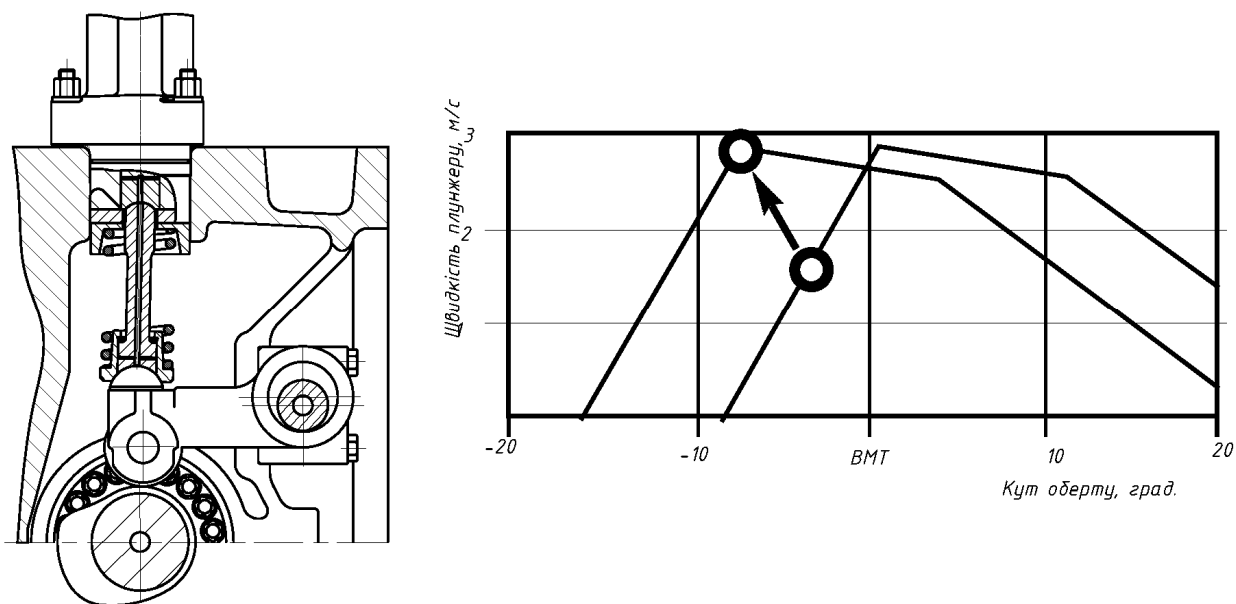


Рисунок 2.25 – Механізм зміни кута випередження паливостачання дизеля МаК 32С що працює за циклом Міллера

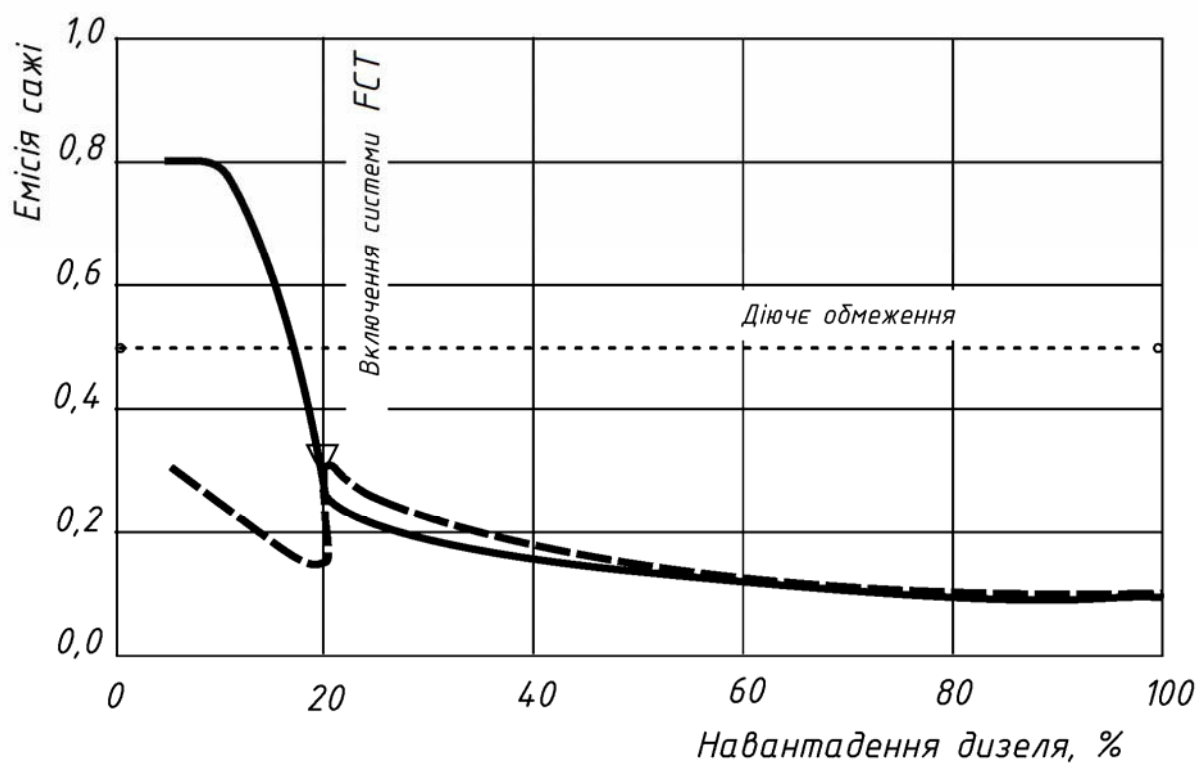


Рисунок 2.26 – Зниження димності відпрацьованих газів, при збільшенні фази динамічної продувки та кута паливостачання у двигунах фірми МаК

Система в основному складається з модифікованого нижнього клапанного механізму (рис. 2.22). На валу привода штовхачів клапанів, у приводі впускного клапана встановлюється ексцентрик, що дозволяє при обертанні вала змінювати положення ролика штовхачів клапанів і тим самим змінювати кут відкриття клапанів.

А також пневматичного регулятора та програмуючого логічного контролера (ПЛК) (рис. 2.27), що є приводом вала штовхачів клапанів і залежно від навантаження двигуна змінює положення штовхачів, обертаючи вал. Регулятор кріпиться замість першого лючка розподільного вала й передача здійснюється за допомогою шестерень.

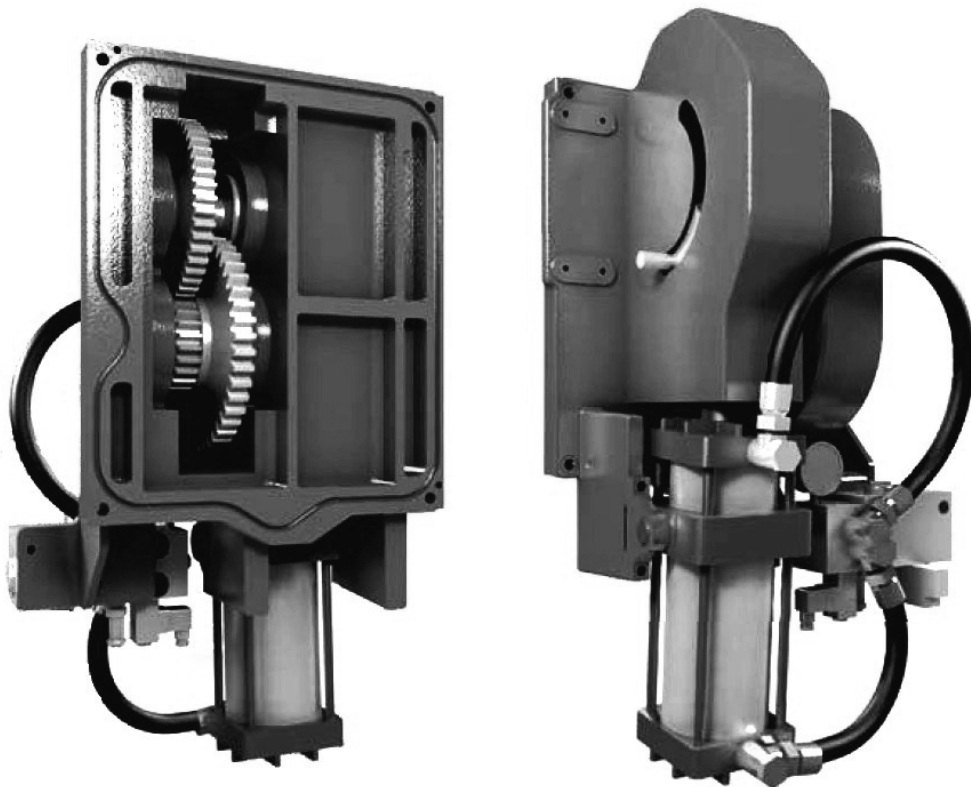


Рисунок 2.27 – Пневматичний регулятор

Технологія FCT реалізована в надійній механічній системі, заснованої на тому, що вал важелів ексцентрикових штовхачів автоматично впливає на

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

синхронізацію й тиск упорскування й час спрацьовування клапанів. Навантаження на двигун для приведення важелів у дію може гнучко регулюватися залежно від вимог оператора судна. У кожному разі видиме задимлення усувається, і стандарти ІМО виконуються при будь-яких навантаженнях. Перший відповідному стандарту ІМО II двигун МаК вже перебуває в експлуатації в морі.

Модернізація до стандарту FCT стала опцією для всіх двигунів МаК серії С. Потрібно біля чотирьох днів для модифікації сегментів кулачкового вала й нижніх клапанних механізмів для відповідності вимогам FCT.

На першому етапі сегменти кулачкового вала заміняють сегментами за технологією FCT, що дозволяє змінювати подачу палива й повітря залежно від навантаження. Відповідно, необхідно замінити нижні клапанні механізми. Також необхідно модифікувати турбокомпресор, замінивши дифузори і кільце розпилювача, для того, щоб він створював підвищений тиск.

Всі існуючі судові двигуни МаК серій М 20С, М 25С, М 32С і М 43С можуть бути модернізовані до стандарту МаК FCT усього за 15...25 % від вартості нового двигуна, що відповідає вимогам ІМО II (рис. 2.28).

Разом із цією технологією стандарт МаК FCT дає багато переваг власникам і операторам суден. Двигун за стандартом МаК FCT уже використовується для створення силової установки, що відповідає майбутнім вимогам ІМО II до токсичності газів, що відробили. Це дозволяє судноплавним компаніям підвищити свою репутацію в проведенні екологічносприятливих морських бізнес-операцій.

При викидах NO_x більш ніж на 30 % нижче чинних правил ІМО і викидах сажі, зменшених до рівня нижче 0,5 FSN (число димлення фільтра) у всьому діапазоні навантажень технологія МаК FCT заслужила ім'я «двигун з низькою токсичністю відпрацьованих газів».

Для модернізації двигуна пропонується удосконалити двигун з використанням технології МаК FCT, оскільки саме ця модернізація

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

дозволить поліпшити паливну економічність і зменшити об'єм викидів NO_x , з найменшими матеріальними витратами і витратою часу.

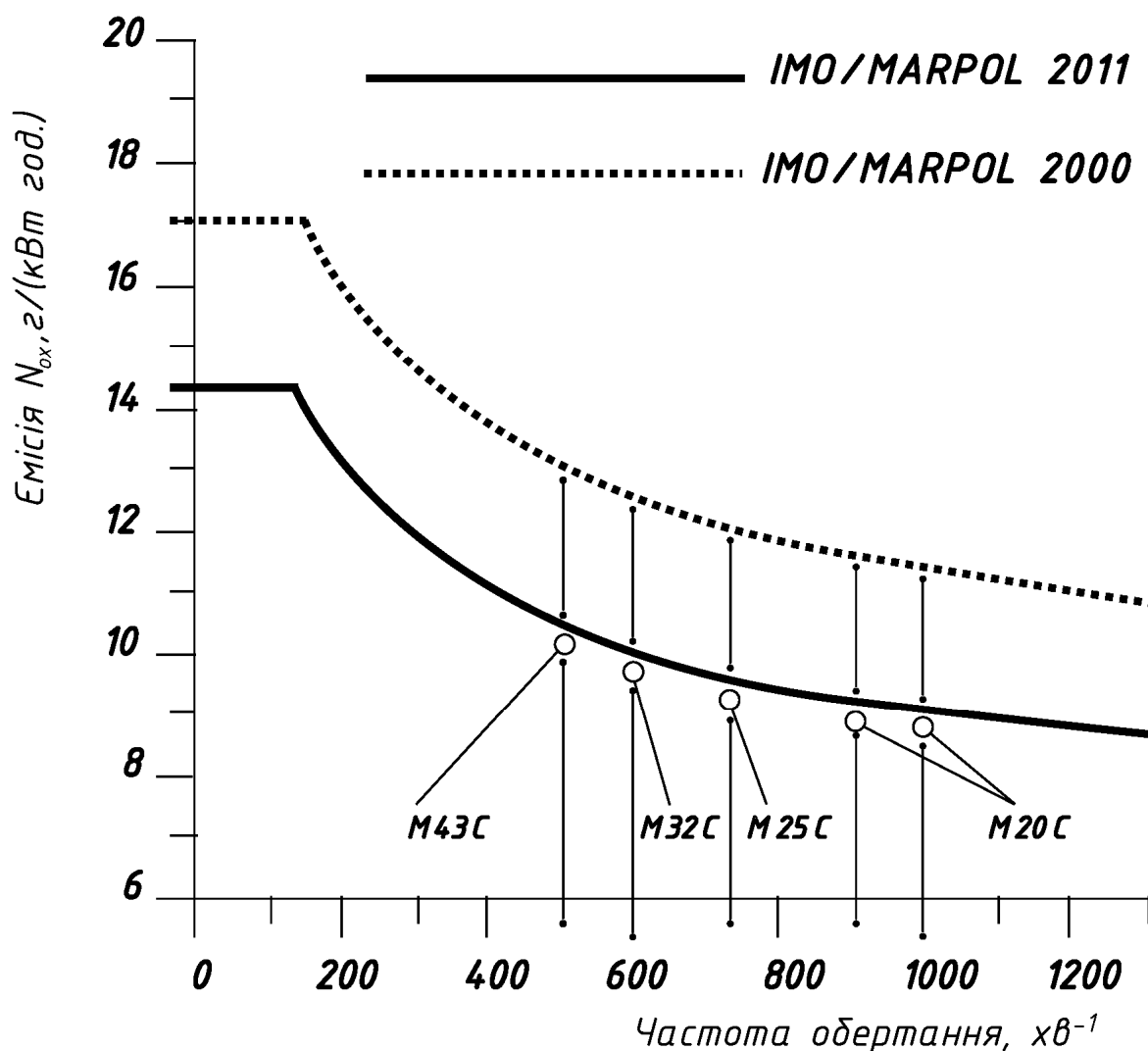


Рисунок 2.28 – Вимоги МАРПОЛ по викидах NO_x

Щоб оцінити технічну доцільність цього варіанту модернізації необхідно виконати розрахунок робочого процесу з урахуванням того, що по відомостях фірми МаК, коефіцієнт наповнення циліндрів покращиться на 5...7%. Це і є вихідні дані для розрахунку модернізованого двигуна, інші дані вибираються і обосновуються відповідно до характеристик прототипу і практики проектування СДВС [11].

РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ШЛЯХОМ ВИКОНАННЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ РОБОЧИХ ЦИКЛІВ ДВИГУНА

Покращення процесів газообміну на навантаженнях близьких до номінальним, яке пов'язане з запровадженням циклу Міллера, дозволяє останнім часом значно підвищити експлуатаційні показники двигунів, як тих що створюються у теперішній час, так і тих що вже знаходяться в експлуатації. Найбільш доцільний перехід на нові технології з організації газообміну для суднових середньообертових та високообертових дизелів, що обумовлено:

- більшою форсировкою робочого процесу;
- більш жорсткими вимогами до механічної та теплової напруженості.

Для обґрунтування доцільності запропонованого технічного рішення виконаємо тепловий розрахунок робочого процесу двигуна за методом Гринивецького-Мазінга для навантаження 100 та 50% від номіналу за циклом Міллера та 50% за циклом Тринклера-Сабате.

Для скорочення об'єму дали наведено лише розрахунки робочого процесу модернізованого двигуна.

У якості вхідних даних скористуємося паспортними даними двигуна, а також даними що наведено у технічній літературі [1-15].

Основне завдання теплового розрахунку – визначити як зміна фаз наповнення впливає на основні показники робочого процесу двигуна, та на його вихідні параметри.

Покращення наповнення врахуємо збільшив на 5% коефіцієнт наповнення, що відповідає експериментальним даним утриманим по результатам випробувано фірмою МаК [1-3].

Базові характеристики що використовуються для розрахунку зведено до табл. 3.1, інші данні обґрунтуємо виходячи з урахування досвіду проектування суднових ДВЗ схожого класу.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1 Аналіз та вибір конструктивних особливостей двигуна, а також його геометричних параметрів

Для розрахунку робочого процесу визначимо основні параметри дизеля яки наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Основні параметри двигуна

Діаметр циліндра двигуна, мм	320
Хід поршня, мм	480
Відношення ходу поршня до діаметру циліндра	1,50
Ефективна потужність, кВт	2160
Число циліндрів, шт.	9
Циліндрова потужність, кВт	240
Частота обертання, хв^{-1}	600
Тиск наддування, МПа	0,196

Геометричний ступінь стиску (ϵ). Збільшенням ступеня стиску для всіх типів двигунів веде до покращення тепловикористання, підвищення індикаторного ККД, який інтенсивно зростає до $\epsilon = 14,5 \dots 19$, а далі змінюється незначно. Крім того, при збільшенні ступеня стиску температура й тиск у період початку упорскування палива зростають, що приводить до більш «м'якої» роботи двигуна.

При навантаженнях близьких до максимальних підвищення ϵ призводить до збільшення токсичності відпрацьованих газів, тобто збільшується кількість вуглеводнів, через зростання об'єму пристінкового шару, й кількість окислів азоту, через підвищення температури згоряння. Збільшується також навантаження на деталі двигуна, та зростають механічні втрати. Виходячи з наведених вище фактів, раціонально встановити для розглянутого двигуна ступінь стиску $\epsilon = 14,0$.

3.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних та виконання теплового розрахунку робочого процесу

Вид і марка застосовуваного палива. Основні конструктивні відмінності паливної апаратури суднових дизелів пов'язані з пристосованням їх для роботи на в'язких IFO, TFO (Intermediate Fuel Oil, Thin Fueloil) і високов'язких сортах палив HFO, RFO (Heavy Fuel Oil, Residual Fuel Oil). Такі палива для зниження їх в'язкості до 10...14 сСт підігрівають до 100...140°C.

Більшість морських палив являє собою суміш залишкового палива й дистильованих фракцій з високим вмістом сірки й інших шкідливих компонентів. У зв'язку з цим паливна апаратура суднових дизелів повинна бути стійка до впливу хімічної корозії.

Найчастіше для суднових дизелів на флоті використовують сорти палива IFO-180 і IFO-380 (табл. 3.2). Вони відповідають вимогам стандарту ISO 3217:1987 і відповідають класам RME 25 і RMG 35.

Склад та властивості горючої суміші й продуктів згоряння.

Горюча суміш утворюється у наслідок перемішування парів палива та атмосферного повітря поданих у камеру згоряння дизеля. Для розрахунку властивостей горючої суміші визначають склад її основних складових.

Таблиця 3.2 – Основні характеристики палива що використовується

Параметр	Масова частка
Елементарний склад (по масі) палива:	
<i>C</i> – вуглець	0,87
<i>H</i> – водень	0,126
<i>O</i> – кисень	0,002
<i>S</i> – сірка	0,002
Середня молекулярна маса, кг/кмоль	220
Нижча теплота згоряння, кДж/кг	42700

Склад атмосферного повітря характеризується наявністю у ньому 79% азоту (N_2) та 20,8% кисню (O_2) по масі. Кількість інших складових дуже мала тому може не враховуватися.

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається по формулах:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,002}{32} - \frac{0,002}{32} \right) =$$

$$= 0,5000 \text{ кмоль};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \times 0,126 + 0,002 - 0,002 \right) =$$

$$= 14,49 \text{ кг/кг.}$$

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Для кращого згоряння палива, кількість повітря що поступає у камеру згоряння, значно перевищує стехіометричне відношення. Для сучасних дизелів з наддуванням та охолодженням повітря коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі лежить у межах $\alpha = 2,25 \dots 4,0$, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу $\alpha = 2,30$.

Кількість свіжого заряду, (M_1), для дизеля визначається по формулі:

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,30 \times 0,500 = 1,15 \text{ кмоль.}$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згоряння ($\alpha > 1$)

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M_i$$

Кількість компонентів продуктів згоряння, (кмоль) для дизелів розраховується по формулах:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,870}{12} = 0,073 \text{ кмоль};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль};$$

$$M_{S_2} = \frac{S}{32} = \frac{0,002}{32} = 0,000063 \text{ кмоль};$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o = 0,21(2,300 - 1) 0,500 = 0,1365 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_o = 0,790 \times 2,300 \times 0,500 = 0,9085 \text{ кмоль};$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M_i = 0,073 + 0,063 + 0,000063 + 0,1365 + 0,9085 = 1,1806 \text{ кмоль}.$$

3.2.1 Процес впуску

Температура й тиск навколишнього середовища (T_0 , p_0). Тиск і температуру навколишнього середовища (атмосферного повітря) приймаємо відповідно $p_0 = 0,103$ МПа й $T_0 = 288$ К.

Температура й тиск на вході у двигун. У двигунів з наддуванням параметри навколишнього середовища приймають рівними до параметрів повітря на виході з компресора, а при наявності проміжного охолодження повітря – тиску й температурі повітря за охолоджувачем.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно до прототипу, у двигуні, застосовується наддування й проміжне охолодження повітря. Прийmemo величину наддування згідно із прототипом:

$$p_{\kappa} = 1,4 \times p_0 = 1,900 \times 0,103 = 0,196 \text{ МПа.}$$

Показник політропи стиску в компресорі (n_{κ}), що залежить від його типу й ступеня досконалості процесу, що протікає в ньому, $n_{\kappa} = 1,4 \dots 2$. Прийmemo значення показника політропи характерне для більшості сучасних турбокомпресорів $n_{\kappa} = 1,4$.

Температура повітря у двигуна з наддуванням на виході з компресора залежить від ступеня підвищення тиску:

$$T'_{\kappa} = T_0 \left(\frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}} = 288,0 \left(\frac{0,196}{0,103} \right)^{\frac{1,400-1}{1,400}} = 346,0 \text{ К.}$$

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\sigma_{\text{ох}}$). Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{\text{ох}} = 0,7 \dots 0,90$, прийmemo $\sigma_{\text{ох}} = 0,75$.

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері:

$$T_{\kappa} = T'_{\kappa} - \sigma_{\text{ох}} (T'_{\kappa} - T'_a) = 346,0 - 0,750 (346,0 - 288,0) = 302,5 \text{ К.}$$

де T'_a – середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі, (при використанні для охолодження забортної води $T'_a = T_0 = 288 \text{ К}$);
 T'_{κ} – температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівній температурі на виході з компресора.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск залишкових газів (p_r), МПа. Тиск залишкових газів у циліндрі двигуна p_r залежить від числа, розмірів і розташування клапанів, опору впускного й випускного трубопроводів, фаз газорозподілу, ступені наддування, швидкохідності двигуна й інших факторів. Для двигунів з високим наддуванням приймають: $p_r = (0,75...0,98)p_k$. Враховуючи це приймемо:

$$p_r = 0,750 \times p_k = 0,750 \times 0,196 = 0,147 \text{ МПа.}$$

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів – 700...900 К. Слід урахувати, що збільшення α , і ε приводить до зниження T_r , а підвищення частоти обертання дизеля збільшує температуру залишкових газів.

Приймемо $T_r = 700,0 \text{ К.}$

Ступінь підігріву (охолодження) заряду у впускному тракті (ΔT).

Для дизелів з наддуванням $\Delta T = -5...10 \text{ К.}$ Необхідно враховувати, що при збільшенні діаметра циліндра D , частоти обертання колінчатого вала n , і ступені стиску ε величина T_r зменшується. Якщо впускний і випускний трубопроводи розміщені поруч або впускний трубопровід обладнаний підігрівом, то величину ΔT слід приймати ближче до верхньої межі. Враховуючи особливості конструкції впускного тракту двигуна-прототипу, приймемо значення $\Delta T = 6,0$ ⑨

Тиск наприкінці процесу впуску, (p_a) МПа. Наявність опорів у впускному тракті приводить до зниження тиску p_a , подаваного в циліндрі заряду на величину Δp_a .

Для знаходження втрат тиску визначимо щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,196 \times 10^6}{287,0 \times 302,5} = 2,254 \text{ кг/м}^3,$$

де $R_g = 287 \text{ кДж/(кг} \times \text{К)}$ газова постійна повітря.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \xi_{\text{вп}}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах 2,5...4,0. β – коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\xi_{\text{вп}}$ – коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчатого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна прийmemo $c = 2,6$.

Середня швидкість повітря ($\omega_{\text{вп}}$) в прохідних перетинах впускних органів дизелів та лежить у межах $\omega_{\text{вп}} = 20 \dots 70$ м/с. Ця швидкість залежить від перетину органів газообміну та частоти обертання колінчатого вала. При зменшенні перетину впускних органів й збільшенні n середня швидкість $\omega_{\text{вп}}$ збільшується. Для розрахунку, враховуючи результати аналізу особливостей конструкції базового двигуна, прийmemo $\omega_{\text{вп}} = 21$ м/с.

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи можна визначити з рівняння Бернуллі. Приймавши нульову швидкість заряду на вході у впускну систему й зневажаючи зміною щільності заряду в процесі його руху, одержимо:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \rho_k \times 10^{-6} = 2,6 \frac{21,0^2}{2} 2,254 \times 10^6 = 0,0013 \text{ МПа};$$

$$\text{Їді: } p_a = p_k - \Delta p_a = 0,196 - 0,0013 = 0,1944 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r). Даний показник характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння й визначається як відношення числа молей залишкових газів до молів свіжого заряду. Без урахування продувки й дозарядки циліндра коефіцієнт залишкових газів для суднових дизелів визначається за допомогою залежності:

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\varepsilon p_a - p_r)} = \frac{(302,5 + 6) \times 0,194}{700,0 \times (14,00 \times 0,194 - 0,147)} = 0,025 \text{ МПа.}$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для базового двигуна.

Температура наприкінці процесу впуску (T_a) залежить від температури повітря після компресора T_k , підігріву заряду на впуску ΔT температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ .

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{302,5 + 6,00 + 0,025 \times 700,0}{1 + 0,025} = 318,1 \text{ К.}$$

Коефіцієнт наповнення (η_v) є найважливішим показником якості процесів газообміну при впуску й визначається відношенням дійсної кількості свіжого заряду, що надійшла у циліндр, до тієї кількості заряду, яка могла б поміститися в циліндрі при тиску й температурі середовища, з якого надходить заряд:

$$\eta_v = \frac{M_d}{M_0}.$$

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

M_0 – число молів свіжого заряду, яке могло б поміститися в циліндрі при p_k і T_k .

Без урахування продувки й дозарядки циліндра для суднових дизелів коефіцієнт наповнення можна знайти по формулі:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T) \times (\varepsilon - 1)} \left(\frac{\varepsilon p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

$$= \frac{302,5}{(302,5 + 6) \times (14,00 - 1)} \left(\frac{14,00 \times 0,194}{0,196} - \frac{0,147}{0,196} \right) = 0,992.$$

3.2.2 Процес стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра, а також на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випар палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні дуже складний. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику, що має місце в дійсному процесі.

Показник політропи стиску (n_1). Розрахунки параметрів процесу стиску проводиться по умовному середньому за процес стиску політропи n_1 , що змінюється в межах $n_1 = 1,32 \dots 1,4$.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне:

- зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується;
- при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується;
- зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується;
- зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується;

Враховуючи результати аналізу конструкції прототипу приймаємо значення політропи стиснення характерне для дизелів з нерозділеними камерами згоряння, тобто, $n_1 = 1,400$.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c).

$$p_c = p_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,194 \times 14,00^{1,400} = 7,822 \text{ МПа.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $p_c = 6,3 \dots 8,6$ МПа, отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c).

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 318,1 \times 14,00^{1,400-1} = 914,1 \text{ К.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $T_c = 820,0 \dots 1010,0$ К, отримане значення відповідає даному діапазону.

Середня молярна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v).

Для обчислення молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску:

$$t_c = T_c - 273,15 \text{ К} = 914,1 - 273,15 = 641,0 \text{ К.}$$

Для спрощення подальших розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймають рівної теплоємності повітря. Для обчислення c'_v використовується емпірична залежність:

$$c'_v = 20,088 + 3,7544 \times 10^{-3} t_c - 5,657 \times 10^{-7} t_c^2 =$$

$$= 20,080 + 3,7544 \times 10^{-3} \times 641,0 - 5,6570 \times 10^{-7} \times 641,0^2 =$$

$$c'_v = 22,262 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.3 Процес згоряння

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\mu c_v' + 8,314\lambda) t_c = \mu(c_v'' + 8,314) t_z.$$

Для рішення цього рівняння задамося або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згоряння у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ).

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_2} = \frac{1,181 + 0,025 \times 1,150}{1,150 + 0,025 \times 1,181} = 1,025.$$

У дизелів $\mu=1,03...1,06$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр, який урахує втрати теплоти яка була утримана у результаті згоряння палива. Величина ξ_z змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7...0,85$.

При виборі даних для розрахунків слід ураховувати зв'язок зазначених величин з режимом роботи двигуна. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала дизеля значення ξ_z зростає з поліпшенням сумішоутворення й згоряння палива. Для двигунів ξ_z підвищується при збільшенні n доти, поки ріст втрат тепла за рахунок збільшення фази догорання палива не перевищить зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунків приймемо $\xi_z = 0,836$.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольної теплоємності продуктів згоряння (c_v) в діапазоні температур $t_z - 1000...2800$ °С можна приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згоряння дизельного палива

$$c_v = 27,0211 + 0,002039 t_z - 2,234 \alpha.$$

Підставивши у рівняння згоряння для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c_v його рівняння одержимо:

$$\begin{aligned} & \frac{0,836 \times 42700}{1,15 (1 + 0,025)} + (1,025 \times 22,26 + 8,314 \times 1,100) \times 641,0 = \\ & = 1,022 \times ((27,02110 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 2,300) + 8,314) t_z. \end{aligned}$$

Рівняння згоряння після підстановки вищенаведених параметрів перетворюється у квадратне, відносно t_z виду:

$$A + B t_z - C = 0;$$

$$0,002084 t_z^2 + 30,86070 t_z - 50464,57 = 0;$$

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A};$$

$$t_z = \frac{-30,86070 + \sqrt{30,86070^2 + 4 \times 0,002084 \times 50464,57}}{2 \times 0,002084} = 1481,434 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тому, що:

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

$$t_z = T_z - 273,15.$$

$$T_z = 1481,434 + 273,15 = 1754,584 \text{ К.}$$

Максимальна температура згоряння для дизелів $T_z = 1700 \dots 1800 \text{ К}$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Теоретичний тиск газів наприкінці згоряння (p_z) у суднових дизелів.

Ступінь підвищення тиску (λ). При розрахунках згоряння в дизелі крім значення ξ_z необхідно задатися ступенем підвищення тиску λ .

Значення λ залежить головним чином від типу сумішоутворення й форми камери згоряння та змінюється в дизелях з безпосереднім вприском з об'ємно-плівковим сумішоутворенням – $1,1 \dots 1,5$;

При збільшенні ступеня підвищення тиску збільшується жорсткість роботи двигуна, ростуть навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя, зростає зношування двигуна. Для розрахунків задамо ступінь стиску характерну для прототипу, тобто $\lambda = 1,10$

$$p_z = p_c \lambda = 7,82 \times 1,100 = 8,60 \text{ МПа.}$$

Для дизельних двигунів p_z обмежується виходячи з міцності матеріалів елементів КШМ і у зв'язку зі зростанням механічних втрат у двигуні. Максимально припустимим прийнято вважати значення $p_z = 9 \text{ МПа}$.

Розрахункове значення нижче максимального припустимого.

Ступінь попереднього розширення (ρ) у дизельних двигунів з комбінованим підведенням теплоти:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,022}{1,100} \times \frac{1754,584}{914,104} = 1,7833.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для дизелів $\rho = 1,2 \dots 1,7$. Отримане значення характерне для даного типу двигуна.

3.2.4 Процес розширення

Показник політропи розширення (n_2). Розрахунки параметрів процесу розширення проводиться з умовно усередненим показником n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Слід пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму робота двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо $n_2 = 1,187$.

Тиск наприкінці розширення (p_e), МПа.

Для дизельного двигуна, щоб знайти тиск p_e спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ . Її знаходять із формули:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14,00}{1,783} = 7,85.$$

Тоді:

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{8,60}{7,85^{1,187}} = 0,746 \text{ МПа.}$$

Тиск наприкінці розширення для суднових дизелів $p_e = 0,6 \dots 0,8$ МПа.

Температура наприкінці розширення (T_e), К, для дизельного ДВС:

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1754,584}{7,85^{1,187-1}} = 1194,745 \text{ К.}$$

Для дизелів $T_e = 1100 \dots 1300$ К.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.5 Процес випуску

При розрахунках процесу випуску були орієнтовно прийняті значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Точність вибору цих величин можна перевірити, обчисливши температуру залишкових газів за допомогою формули:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1194,7}{\sqrt[3]{\frac{0,746}{0,15}}} = 694,8 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{694,8 - 700,0}{(700 / 100)} = -0,74 \text{ \%}.$$

Дана погрішність може бути прийнятною при попередньому розрахунку циклу двигуна.

3.2.6 Індикаторні показники циклу

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(p - 1) \right] =$$
$$= \frac{7,822}{14,00 - 1} \left[\frac{1,10 \times 1,783}{1,187 - 1} \left(1 - \frac{1}{7,85^{1,187 - 1}} \right) - \frac{1}{1,400 - 1} \left(1 - \frac{1}{14,00^{1,400 - 1}} \right) + \right.$$
$$\left. + (1,10 \cdot 1,783) - 1 \right] = 1,557 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ .

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми (ϕ) для більшості сучасних суднових дизелів $\phi = 0,92 \dots 0,95$. У розрахунках будемо використовувати значення $\phi = 0,938$.

З урахуванням прийнятого коефіцієнта ϕ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює:

$$p_i = \phi p_i' = 0,938 \times 1,557 = 1,460 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових дизелів (η_i),

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_k H_u \eta_v} = \frac{1,460 \times 14,46 \times 2,30}{2,254 \times 42700 \times 0,992} = 0,510.$$

Для дизелів на номінальному режимі $\eta_i = 0,42 \dots 0,55$.

Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт×год.),

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,700 \times 0,510} = 165,94;$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Межі зміни питомої витрати палива g_i на номінальному режимі для середньообертових дизелів $g_i = 160,0 \dots 170,0$ г/(кВт×год.).

Отримане значення відповідає даному діапазону.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.7 Ефективні показники двигуна

Середній ефективний тиск робочого циклу (p_e) визначається як різниця середнього індикаторного тиску циклу p_i і середнього тиску механічних втрат p_m .

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат представляє собою потужність, затрачувану на подолання тертя в КШМ, привод допоміжних механізмів, здійснення впуску й випуску, віднесену до одиниці робочого об'єму циліндра. Для визначення величини p_m використовується емпірична формула, що має загальний вигляд:

$$p_m = A_p + B_p V_{п.ср.}, \text{ МПа,}$$

де $V_{п.ср.}$ – середня швидкість поршня, м/с;

A_p, B_p – коефіцієнти.

Залежно від конструктивних особливостей двигунів коефіцієнти A_p і B_p приймають різні значення. При попередніх розрахунках можна рекомендувати наступні значення: $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

Середню швидкість поршня $V_{п.ср.}$ прийmemo – 9,60 м/с.

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,0120 \times 9,60 = 0,220 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = 1,460 - 0,220 = 1,240 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічний ККД (η_m). Механічний ККД двигуна визначається як відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,240}{1,46} = 0,849.$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,510 \times 0,849 = 0,433.$$

Питома витрата рідкого палива (g_e):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{165,937}{0,849} = 195,40 \text{ г/(кВт} \times \text{год.)}.$$

3.2.8 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри й показники двигуна:

- літраж двигуна,

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 320,0^2 \times 480}{4 \times 10^6} = 38,7 \text{ дм}^3.$$

- повний об'єм двигуна:

$$V_l = V_{лц} i = 38,7 \times 9 = 2153,28 \text{ кВт};$$

- ефективна потужність одного циліндра:

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{1,240 \times 38,7 \times 600}{30 \times 4} = 239,253 \text{ кВт};$$

- повну потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 239,253 \times 9 = 2153,28 \text{ кВт};$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 2153,28}{3,142 \times 600} = 34288 \text{ Н} \times \text{м};$$

- годинна витрата палива:

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 2153,28 \times 195,40 \times 10^3 = 420,75 \text{ кг/год.};$$

- середню швидкість поршня, м/с:

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S n}{30000} = \frac{480 \times 600}{30000} = 9,6 \text{ м/с.}$$

Перевіримо погрішність прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

$$\Delta = \frac{9,6 - 9,6}{(9,60 / 100)} = 0,0 \text{ \%}.$$

Дана погрішність цілком припустима для попередніх розрахунків.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.9 Побудова індикаторної діаграми

Для наочної вистави протікання робочого циклу в циліндрі двигуна, що розраховується, побудуємо індикаторну діаграму. Для цього скористаємося аналітичним методом. Обчислення й побудова ключових і проміжних крапок циклу будемо робити в комп'ютерному форматі Excel.

Закладемо у вигляді масиву дані для побудови уздовж осі абсцис діаграми рівномірної шкали об'ємів, і відклавши на осі абсцис значення об'єму камери згоряння, обчисливши його по формулі:

$$V_c = \frac{V_{л_ц}}{\varepsilon - 1} = \frac{38,70}{14,00 - 1} = 2,98 \text{ дм}^3.$$

Повний об'єм циліндра:

$$V_a = V_c + V_{л_ц} = 2,98 + 38,7 = 42 \text{ дм}^3.$$

По осі ординат – у відповідному масштабі тисків відкладемо координати характерних точок циклу: $a, c, c', c'', z, z', v, v', v''$.

Дані для побудови політропи стиски й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частини й визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови побудуємо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 400 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

На лінії стиску:

$$p_{ci} = p_c \left(\frac{V_c}{V_i} \right)^{n_1}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На лінії розширення:

$$p_{ei} = p_z \left(\frac{V_z}{V_i} \right)^{n_2}$$

Розрахунки проміжних значень тисків і температур представимо у таблиці 3.3. Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок.

Таблиця 3.3 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні дані		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ϵ	V_i	p_{ci}	p_{ei}
0	1,00	41,68	0,194	0,75
1	1,02	40,72	0,201	0,77
2	1,05	39,75	0,208	0,79
3	1,07	38,79	0,215	0,81
4	1,10	37,82	0,223	0,84
5	1,13	36,86	0,231	0,86
6	1,16	35,89	0,240	0,89
7	1,19	34,93	0,249	0,92
8	1,23	33,97	0,259	0,95
9	1,26	33,00	0,270	0,99
10	1,30	32,04	0,281	1,02
11	1,34	31,07	0,294	1,06
12	1,39	30,11	0,307	1,10
13	1,43	29,14	0,321	1,14
14	1,48	28,18	0,337	1,19
15	1,53	27,21	0,354	1,24
16	1,59	26,25	0,372	1,29
17	1,65	25,28	0,393	1,35

Продовження таблиці 3.3.

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{ei}
18	1,72	24,32	0,415	1,42
19	1,79	23,35	0,439	1,49
20	1,87	22,39	0,466	1,56
21	1,95	21,43	0,496	1,65
22	2,04	20,46	0,529	1,74
23	2,15	19,50	0,566	1,85
24	2,26	18,53	0,608	1,96
25	2,38	17,57	0,656	2,09
26	2,52	16,60	0,710	2,24
27	2,68	15,64	0,773	2,40
28	2,86	14,67	0,845	2,59
29	3,06	13,71	0,931	2,81
30	3,29	12,74	1,032	3,07
31	3,57	11,78	1,153	3,37
32	3,89	10,81	1,302	3,74
33	4,27	9,85	1,486	4,18
34	4,75	8,89	1,720	4,74
35	5,33	7,92	2,025	5,44
36	6,09	6,96	2,437	6,36
37	7,09	5,99	3,016	7,62
38	8,48	5,03	3,880	8,60
39	10,57	4,06	5,275	8,60
40	14,00	3,10	7,822	8,60

Більш інформативною з точки зору відображення робочого процесу за різними циклами є розгорнута індикаторна діаграма. Вона дозволяє бачити як змінюється тиск у робочому циліндрі продовж обертання колінчастого валу. Для визначення сили тиску газів у прив'язці до кута обертання колінчастого валу необхідно перешикувати індикаторну діаграму робочого процесу з pV в $p\phi$ координати. Для цього скористаємося аналітичним методом як більш точним у порівнянні з використовуваним раніше методом проф. Брікса Ф.А. Для цього виконаємо розрахунки на комп'ютері, представивши отримані значення у вигляді числового масиву, наведеного у табл. 3.4. На рис. 3.1 представлено графічне відображення результатів розрахунків виконаних з кроком 10° по куту оберту колінчастого вала.

Таблиця 3.4 – Подання діаграми тисків у $p\phi$ координатах

$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа
0	0,194	120	0,194	240	0,25	360	7,82	480	0,93	600	0,15
10	0,194	130	0,194	250	0,28	370	8,52	490	0,86	610	0,15
20	0,194	140	0,194	260	0,32	380	8,41	500	0,82	620	0,15
30	0,194	150	0,194	270	0,38	390	6,81	510	0,37	630	0,15
40	0,194	160	0,194	280	0,46	400	4,61	520	0,24	640	0,15
50	0,194	170	0,194	290	0,59	410	3,27	530	0,17	650	0,15
60	0,194	180	0,194	300	0,79	420	2,44	540	0,15	660	0,15
70	0,194	190	0,196	310	1,11	430	1,91	550	0,15	670	0,15
80	0,194	200	0,199	320	1,67	440	1,56	560	0,15	680	0,15
90	0,194	210	0,206	330	2,64	450	1,31	570	0,15	690	0,15
100	0,194	220	0,216	340	4,30	460	1,14	580	0,15	700	0,15
110	0,194	230	0,231	350	6,55	470	1,02	590	0,15	710	0,15

Враховуючи що основні відмінності робочих процесів лежать у межах кута обертання від 180 до 540° , на рис. 3.1 наведено лише цей проміжок.

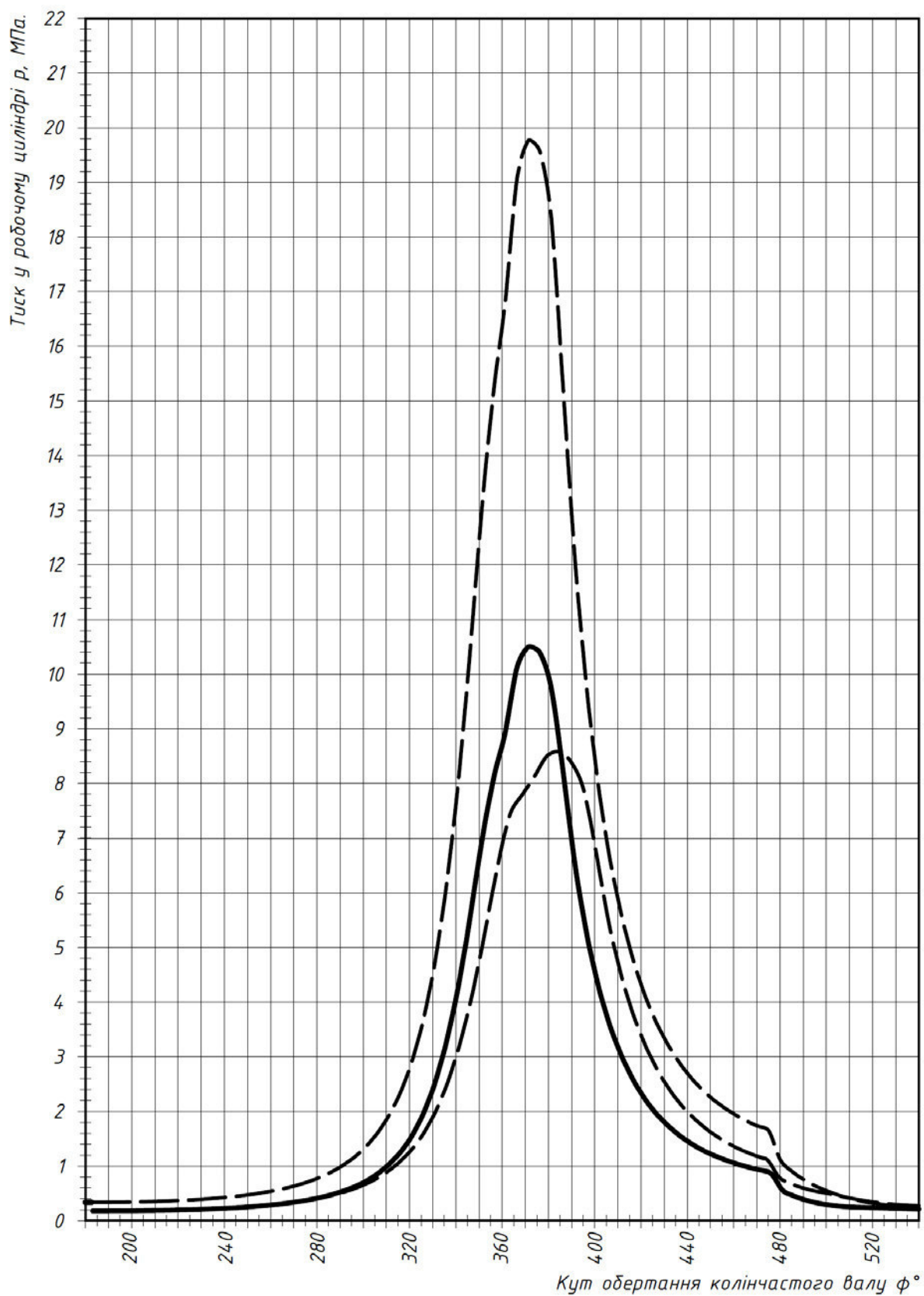


Рисунок 3.1 – Розрахункова діаграма робочого процесу в координатах $p\varphi$:
 - - - - за циклом Міллера при 50 та 100%; — — — за циклом Тринклера-Саботе на навантаженні 50% від номіналу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ

Арк.

98

Далі у таблиці 3.5, приводяться результати усіх розрахунків згідно прийнятих умов. Усі розрахунки виконані у ідентичній спосіб включаючи наведений розрахунок для нового варіанту роботи дизеля на навантаженні 50% за циклом зі змішаним підводом тепла.

Таблиця 3.5 – Порівняння результатів розрахунку базового і модернізованого двигуна

Параметр	Од.	База		Новий
		100%	50%	50%
Ефективна потужність, N_e	кВт	4320	2160	2160
Кут перекриття клапанів, $\varphi_{\text{вк}}$	°ПКВ	12	12	12
Коефіцієнт надлишку повітря, α	—	2,150	2,300	2,150
Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	—	0,023	0,025	0,023
Температура залишкових газів, t_z	°С	687,6	694,8	693,5
Тиск залишкових газів, p_r	МПа	0,255	0,147	0,135
Температура заряду на вході, T_a	°С	318,1	318,4	318,4
Щільність повітря на вході у двигун, ρ_k	кг/м ³	3,90	2,25	2,07
Тиск повітря на вході у двигун, p_k	МПа	0,340	0,196	0,180
Коефіцієнт наповнення, η_v	—	0,985	0,992	0,990
Тиск на прикінці стиску, p_c	МПа	16,00	7,82	8,53
Температура на прикінці стиску, T_a	°С	686,4	640,9	687,1
Коефіцієнт молярних змін, μ	—	1,023	1,022	1,023
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	19,80	8,60	10,52
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1547	1481	1562
Ступень попереднього розширення, ρ	—	1,569	1,783	1,587
Температура прикінці розширення, T_b	°С	1174	1195	1192
Тиск прикінці розширення, p_b	МПа	1,268	0,746	0,686
Механічний ККД, η_m	—	0,918	0,849	0,849
Ефективний ККД, η_e	—	0,473	0,433	0,443
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	2,706	1,460	1,462
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	2,484	1,240	1,241
Питома ефект. витрата палива, g_e	г/(кВт×год.)	179,0	195,4	191,0

Висновки за результатами теплового розрахунку

За результатами розрахунків робочого процесу можна зробити ряд висновків:

- при модернізації двигуна шляхом запровадження технології FCT на навантаженнях близько 50% від номіналу з переходом з циклу Міллера до циклу Тринклера-Саботе максимальний тиск циклу збільшується з 8,6 до 10,52 МПа, тобто на 22,3 %;
- максимальна температура циклу збільшується з 1481, до 1562 °С, тобто на 5,4 %, що майже не перевищує максимальну температуру циклу на повному навантаженні;
- найбільш істотним є те, що вдалося знизити на 2,3 %, витрати палива з 195,4 до 191,0 г/(кВт×год.).

Таким чином, за результатами розрахунку можна зробити висновок, що при роботі двигуна на навантаженнях близьких до номіналу доцільно забезпечувати протікання робочого процесу за циклом Міллера, а при переході на навантаження близькі до 50% від номіналу раціонально забезпечувати роботу двигуна за циклом Тринклера-Саботе. Саме на можливість зміни характеру протікання робочого процесу спрямована запропонована у проекті модернізація шляхом запровадження технології FCT.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

Охорона праці в Україні регламентується законом «Про охорону праці» від 1993 року та нормативами Міжнародної морської організації (ММО).

Згідно з ГОСТ 12.0.002-80. «Система стандартів безпеки праці. Терміни та визначення». Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Техніка безпеки – це система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають або зменшують вплив на працюючих небезпечних виробничих факторів.

4.1.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи:

1. Правила технічної експлуатації судових енергоустановок;
2. Правила технічної експлуатації судових електроустановок;
3. Правила устрою й безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів та судин під тиском;
4. Правила організації безпечної експлуатації судових двигунів внутрішнього згорання;
5. Правила техніки безпеки при експлуатації судового тепломеханічного й електричного встаткування та нормативами ММО.

СОЛАС – конвенція по охороні життя людини на морі. Основні цілі конвенції СОЛАС – визначення мінімальних стандартів по конструкції, обладнанню та плаванню суден, відповідаючи за їх безпеку.

Конвенція передбачає, що договірні уряди зобов'язуються виконувати положення конвенції й додатка до неї, а також видавати закони, декрети, накази й правила та приймати всі інші заходи, для повного виконання положень Конвенції.

При перевірці та огляді відповідним суднам видаються:

- свідоцтво про безпеку вантажного судна по конструкції;
- свідоцтво про безпеку вантажного судна по устаткуванню та постачанню;
- свідоцтво про безпеку вантажного судна по радіоустаткуванню.

Також до цього списку можна додати ті інструкції, що розробляються спеціально роботодавцем.

Міжнародний кодекс по управлінню безпеки на судні (МКУБ) за головну мету ставить забезпечення міжнародного стандарту по управлінню безпечною експлуатацією суден та запобіганню забрудненням.

МКУБ складається з двох частин «Впровадження» та «Огляд і перевірка». Обидві частини містять у собі 16 розділів, замість прийнятих 04.11.93 р. 13-ти розділів.

Включений у СОЛАС-74 в 1994 р. МКУБ є застережливим документом, направленим на те, щоб відхилення від стандартів, які можуть так чи інакше вплинути на безпеку на морі, були заздалегідь виявлені й виконані дії, застерігаючи їхній розвиток. Вимоги МКУБ стали поширюватися на танкери, газовози, хімовози, навалювальні судна, валовою місткістю більше 500 реєстрових тон, і на всі пасажирські й швидкісні судна незалежно від розміру.

4.1.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів у машинно-котельному відділенні судна

У МКВ судна можуть мати місце наступні потенційно небезпечні (механізми і машини, що рухаються, балони повітря високого тиску, електронезбезпечність) і шкідливі (відхилення параметрів мікроклімату в

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

МКВ, вібрація і шум, випромінювання, пожежна небезпека, недостатнє освітлення) фактори (табл. 4.1). Також сам фактор роботи у МКВ може містити у собі потенційну небезпеку.

Небезпечний виробничий фактор – це фактор, вплив якого на в певних умовах призводить до травми або раптового різкого погіршення здоров'я.

Шкідливий виробничий фактор – це фактор, вплив якого на в певних умовах призводить до захворювання або зниження працездатності.

Таблиця 4.1 – Небезпечні та шкідливі фактори що діють у МКВ

Тип	Фактор
Небезпечні:	машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
	електричний струм;
	термічні;
	вибухи;
	комбіновані.
Шкідливі:	підвищений рівень вібрації;
	підвищений рівень електромагнітних випромінювань
	підвищена запиленість і загазованість;
	підвищена чи знижена температура повітря робочої зони;
	освітленість;
	підвищений рівень шуму.

Розглянемо окремо найбільш важливі з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів що можуть виникнути при роботі з маслами та обладнанням масляних систем СДУ.

Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, маслоподігрівачів, сепараторів. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м².

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, сепаратори котли, вентилятори, компресори, насоси, валопроводи, гвинт і інші механізми і пристрої. Шум негативно впливає на

технічні функції, на стан серцево-судинної системи, приводить до зміни кров'яного тиску і частоти серцевих скорочень.

Вимір вібрації енергетичних установок з метою відповідності її припустимим параметрам проводиться в процесі приймально-здавальних випробувань енергетичного комплексу, а також після ремонту устаткування. Вимір вібрації проводиться відповідно до ГОСТ 12.084-83 «Вібрація. Загальні вимоги до проведення вимірів» і СН 2.2.4.548-96.

Освітлення. Належне освітлення виробничих приміщень і робочих місць – один з важливих факторів, що сприяють підвищенню продуктивності праці і зниженню виробничого травматизму і професійних захворювань.

Освітленість у МКВ повинна бути не менш 75 лк. Електричне освітлення суден за своїм типом й призначенням поділяється на аварійне, мале аварійне, основне й пересувне. Аварійне освітлення забезпечує не менш 10% нормативної освітленості в МКВ.

4.1.3 Заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті суднових технічних засобів

Підвищений рівень вібрації та шуму. Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МКВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Вплив на організм людини вібрацій, викликаних роботою обладнання у машино котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Вимір шуму проводиться відповідно до ГОСТ 12.020.79 «Шум. Метод контролю на морських і річкових судах» і СН 2.2.4/2.1.8.562-96.

Підвищена запиленість і загазованість. Основними забрудненнями,

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що можуть бути присутні у МВ, являються вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище, ПДК діють на організм людини. Для захисту від загазованості на суднах використовують допоміжну вентиляцію для зменшення рівня змісту шкідливих речовин у повітрі. Для захисту від запиленості на суднах використовують фільтри.

Температура повітря, вологість, швидкість повітря. Для гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь, відгороджуваних приміщень. Вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C и не менше крапки роси. Підвищена температура в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря.

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Усі судна обладнані машинами, що рухаються та механізмами. Вони відносяться до небезпечних. Небезпека полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої, що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Освітленість. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів – 75 лк, на сходинах трапа – 20 лк.

У машинному відділенні судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті переадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитої від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення.

Запобігання пожежі на судні. Кожне сучасне судно повинно бути обладнано протипожежною системою захисту згідно з конвенцією СОЛАС-74 та кодексом LSA. Головною метою боротьби з пожежею є швидке взяття її під контроль та гасіння, яке можливе лише в тому випадку, коли засіб вогнегасіння доставлений до пожежі швидко й в достатній кількості. Це можливо забезпечити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння.

На судах встановлюють основні системи пожежогасіння: водопожежна; спринклерна; водорозпилююча; водяних завіс; водяного зрошення.

В перших п'яти, використовуються рідкі вогнегасящі речовини, в наступних трьох використовуються газообразні, а в останній тверді.

Вуглекислий газ – широко розповсюджений засіб пожежогасіння на судах. Ліквідація пожеж у судових приміщеннях вуглекислим газом здійснюється методом об'ємного гасіння. Для підвищення ефективності гасіння рекомендується герметизація приміщенні.

4.2 Охорона навколишнього середовища

4.2.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони навколишнього середовища

Основним міжнародним документом, який регламентує вимоги щодо запобігання забруднення моря з суден, є Міжнародна Конвенція по

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		106

запобіганню забруднення з суден МАРПОЛ 73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) з Додатками (Правилами запобігання забруднення):

Додаток I – нафтою;

Додаток II – шкідливими рідкими речовинами, які перевозяться наливом;

Додаток III – шкідливими речовинами, які перевозяться морем в упаковці;

Додаток IV – стічними водами з суден;

Додаток V – сміттям з судів.

ІМО 2000 – міжнародний нормативно-правовий документ, який регулює норми викидів відпрацьованих газів суднами.

ІМО 2011 – міжнародний нормативно-правовий документ, який вступив в силу в 2011 році. Згідно з ІМО 2011 було посилено норми викидів в атмосферу, порівняно з 2000 роком.

Нормативними документами, які регламентують скидання шкідливих речовин у територіальних та внутрішніх водах України є:

Водний Кодекс України, 1995 р.;

Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища», 1997 р.;

Правила охорони внутрішніх морських вод та територіального моря від забруднення та засмічення, 1996 р.

При знаходженні судна у внутрішніх та територіальних водах іноземних держав слід керуватися та додержуватися національного природоохоронного законодавства, про вимоги при відміні якого від звичайної практики, прийнятої у відповідності з МАРПОЛ 73/78.

При забрудненні чи загрозі забруднення нафтою морського середовища екіпаж судна повинен керуватися Судновим планом надзвичайних заходів по боротьбі із забрудненням нафтою. План встановлює для екіпажу організацію

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

та порядок необхідних дій при фактичних та певних розливах нафти для припинення чи послаблення їх наслідків.

4.2.2 Вплив судна на навколишнє морське середовище

Охорона морського середовища від забруднення передбачає комплекс заходів, направлених на виключення появи нових причин і джерел забруднення, а також поступове зведення до мінімуму і, там, де можливо, повну ліквідацію тих, що вже є.

Успішне рішення питань охорони навколишнього середовища не може бути вирішене без тісного міжнародного співробітництва, досягнення діючих строго контрольованих міжнародних угод. В даний час діє єдиний міжнародний документ «Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення із суден» 1973 року з Протоколом 1978 року: МАРПОЛ 73/78/94.

МАРПОЛ 73/78 складається з 20 частин, з них дев'ять частин. Протоколу 1978 року і п'ять додатків, у яких обмовляються вимоги, що забороняють скидання нафтовмістовних вод у моря чи океани.

Основні вимоги:

1. Для особливих районів забороняється всяке скидання чи нафти нафтовмістовних вод. Судно зобов'язане зберігати на борту всі нафтовмістовні залишки й осад, а потім здавати їх в прийомні пристрої.

2. У відкритому морі скидання допускається, якщо дотримуються наступні умови: судно перебуває за межею особливого району на ходу на відстані більш 50 морських миль від найближчого берега й інтенсивність скидання нафти не перевищує 60 літрів на морську милю в годину, а загальна кількість скинутої в море нафти не перевищує 1/3000 загальної кількості вантажу.

3. Якщо судно обладнане системою автоматичного виміру і контролю над скиданням, то скидання допускається.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Випадкове забруднення, у випадку переливу нафтопродуктів у процесі їхнього прийому до суднові ємності.

5. Навмисне забруднення, при відкачці за борт нафтовмістовних вод із трюмів МКВ, нафтовмістовної баластової води з цистерн запасу палива і вантажних відсіків.

6. Аварійне забруднення, при розливі нафтопродуктів при розриві шлангів і труб систем навантаження, а також при порушенні зовнішньої обшивки корпусу судна.

Запобігання навмисного забруднення забезпечується при строгому дотриманні обмежувальних інструкцій, а також при устаткуванні судна спеціальними ємностями для збору відстоїв, відходів сепарації і відпрацьованого масла, що потім можуть передаватися на базу, а також спеціальними пристроями для очищення трюмних, забруднених і баластових вод, що відкачуються за борт.

Для запобігання забруднення водяних басейнів нафтопродуктами передбачено, що усі масляні і паливні цистерни в подвійному дні відділені кофердамами від зовнішнього дна.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
						109
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У роботі розроблений комплекс заходів щодо зниження витрати палива головним двигуном за рахунок модернізації механізму газорозподілу, що дозволяє змінювати фази газорозподілу та паливостачання головного двигуна МаК М32С в залежності від режиму роботи. Це досягається шляхом модернізації механізму приводів клапанів газорозподілу та паливних насосів високого тиску.

Аналіз умов роботи показав, що після модернізації двигуна – вдосконаленню конструкції механізму газорозподілу ми одержуємо економію палива, приблизно $4,4 \text{ г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$ і зменшити об'єм викидів NO_x .

Для підтвердження ефективності запропонованих технічних рішень у роботі виконаний тепловий розрахунок робочого процесу з урахуванням того, що по відомостях фірми МаК, коефіцієнт наповнення циліндрів покращується на 5...7%, це і є вихідні дані для розрахунку модернізованого двигуна. Розрахунки показали, що використання модернізованої газорозподільної системи, з управлінням кутом відкриття впускного клапана двигуна забезпечить зниження ефективної питомої витрати палива з 195,4 до $191,0 \text{ г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$.

Крім того, в роботі значна увага приділена питанням охорони праці при роботі у МКВ та захисту навколишнього середовища від негативного впливу зі сторони енергетичної установки судна.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		110

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Engine operating instructions type M32C. Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG. P. O. Box, D-24157 Kiel, Germany. – 2002. – 1186 с.
2. Engine operating instructions type M32C. Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG. P. O. Box, D-24157 Kiel, Germany. – 2007. – 2632 с.
3. M32C Project Guide. Propulsion. Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG. P. O. Box, D-24157 Kiel, Germany. – July 2007. – 99 с.
4. M32C Long-stroke diesel engines for maximum efficiency and high reliability. Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG. P. O. Box, D-24157 Kiel, Germany. – 2008. – 20 с.
5. **Mollenhauer K. Tschoeke H.** Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
6. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803. 2004. – 914 с.
7. **Bilousov I.V.** Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7
8. **Bilousov I.** Modern Marine Internal Combustion Engines. A Technical and Historical Overview. Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping. 2020. – 285 p. ISBN 978-3-030-49748-4 <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1>
9. **Наливайко В.С.** Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко. — Миколаїв : видавець Топубара В. В., 2015. – 332 с.
10. **Lata arche M.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
11. **Woodyard D.** Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition,

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		111

Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.

12. **Білоусов Є.В.** Навчальний посібник до курсу «Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх експлуатація» (виконання розрахунково-графічної роботи) Навчальний посібник / Є.В. Білоусов, Р.А. Варбанець, В.П.Савчук // Херсон – ХДМА, Одеса – ОНМУ, 2021 – 215 с.

13. **Суворов П.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебное пособие. Одесса, ОНМА, 2012. – 626 с.

14. **Белоусов Е.В.** Топливные системы современных судовых дизелей. Херсон, ХГМА, 2014. – 260 с.

15. **Парсаданов И.В.** Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: Издательский центр НТУ(ХПИ), 2003.– 244 с.

16. **Heywood J.B.** Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto. – 2018. – 1721 p.

17. **Okubo M.** New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines. / **M. Okubo, T. Kuwahara** // Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc. 2020. – 284 p.

18. **Brawn D.T.** A History of the Sulzer low-speed marine diesel engine. Sulzer Brothers Ltd., 8401 Winterthur (Switzerk Design: W. Guntensperger, SPW, 8802 Kilchberg (Switzerland)

19. **Kuiken K.** Diesel Engines I for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW. Groningen, Netherlands: Target Global Energy Training. 2008. – 509 p.

					ПННІ НУК 131.61.24.10.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		112