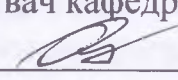


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


« 09 » 12 2025 р.

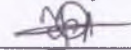
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Модернізація головного двигуна МаК 6М43С судна
«Morgenstond2» за рахунок удосконалення механізму газорозподілу

Виконав:

студент групи 63-ТЕМмаг-24

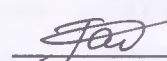

(підпис)

Філоненко Б.В.

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Галинкін Ю.М.

Первомайськ - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

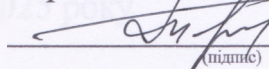
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 15 » 09 2025 р.

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

Студенту Філоненко Богдану Валерійовичу

1. Тема роботи: «Модернізація головного двигуна МаК 6М43С судна «Morgenstond2» за рахунок удосконалення механізму газорозподілу».

Керівник роботи Галинкін Ю.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2025 року за № 52.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Технічна характеристика суднової енергетичної установки судна «Morgenstond2». Двигун прототип – головний судновий двигун МаК 6М43С.

4. Вступ. 1. Обґрунтування можливості вдосконалення витратних характеристик газоповітряних трактів систем газообміну шляхом модернізації механізму газорозподілу головного двигуна. 2. Загальна характеристика судна, його силової та енергетичної установки. 3. Шляхи забезпечення безаварійності механізму газорозподілу головного двигуна МАК 6М43С морського судна. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. План розташування обладнання у машинно-котельному відділенні судна. 2. Головний двигун МАК 6М43С. 3. Компонування деталей газорозподільного механізму у головці циліндра суднового двигуна МАК 6М43С. 4. Профілювання кулачкової шайби. 5. Результати проведених розрахунків

6. Консультанти роботи

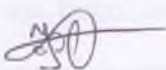
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

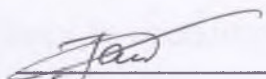
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ. Підготовка та проробка літературних джерел	18.09.2025	
2	Написання першого розділу	02.10.2025	
3	Написання другого розділу	16.10.2025	
4	Виконання розрахунків та написання третього розділу	30.10.2025	
5	Підготовка і написання розділу охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях	06.11.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	15.11.2025	

Студент


(підпис)

Філоненко Б.В.

Керівник
роботи


(підпис)

Галинкін Ю.М.

АНОТАЦІЯ

Представлена кваліфікаційна робота складається з 87 сторінки на яких розміщено 20 рисунків, 6 таблиць. При підготовці роботи було використано 24 джерела інформації.

У роботі розроблений комплекс заходів для модернізації механізму газорозподілу двигуна MaK 6M43C судна «Morgenstond2» з метою підвищення його ефективності в умовах експлуатації. Виконано тепловий розрахунок головного суднового двигуна стосовно до нових умов роботи судна. Виконано розробку заходів з забезпечення охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Результати кваліфікаційної роботи пройшли апробацію на 12-тій науково-технічних конференціях: «Сучасне автомобілебудування, транспорт і дорожня інфраструктура» (MAITRI 2025), «Суднова енергетика: стан та проблеми» у жовтні-листопаді 2025 року.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, механізм, газорозподіл

ABSTRACT

The introduced degree design includes 87 pages, 20 drawings, 6 tables. At design preparation it has been used 24 information source.

The work developed a set of measures to modernize the gas distribution mechanism of the MaK 6M43C engine of the ship "Morgenstond2" in order to increase its efficiency in operating conditions. A thermal calculation of the main ship's engine was performed in relation to the new operating conditions of the ship. Measures to ensure labor protection and safety in emergency situations were developed.

The results of the qualification work were tested at the 12th scientific and technical conferences: "Modern automotive industry, transport and road infrastructure" (MAITRI 2025), "Ship power engineering: state and problems" in October-November 2025.

Keywords: internal combustion engine, mechanism, gas distribution

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ВДОСКОНАЛЕННЯ ВИТРАТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОПОВІТРЯНИХ ТРАКТІВ СИСТЕМ ГАЗООБМІНУ ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА	7
1.1 Основні положення в частині вдосконалення витратних характеристик газоповітряних трактів систем газообміну 4-тактних поршневих двигунів внутрішнього згоряння	7
1.2 Вплив геометричних, насосних, режимних та наддувних параметрів на витратні характеристики газоповітряних трактів систем газообміну 4-тактних ПДВЗ	12
1.3 Методи поліпшення витратних характеристик газоповітряних трактів і зниження насосних втрат в 4 – тактних ПДВЗ з клапанним механізмом газорозподілу	17
1.4 Методи визначення та дослідження витратних характеристик газоповітряних трактів 4-тактних ПДВЗ з клапанним МГР	20
1.5 Обґрунтування працездатності, доцільності і можливості використання безаварійного МГР для комбінованого ПДВЗ	25
РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА, ЙОГО СИЛОВОЇ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	30
2.1 Згальна характеристика судна, його силової та енергетичної установки	30
2.2 Складові суднової енергетичної установки	34
2.3 Особливості судових систем і судових пристроїв	43

РОЗДІЛ 3 ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗАВАРІЙНОСТІ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА МАК 6М43С МОРСЬКОГО СУДНА	45
3.1 Практичні передумови і обґрунтування модернізації механізму газорозподілу головного двигуна в частині забезпечення безаварійності	45
3.2 Розрахункове дослідження можливості модернізації газорозподільного механізму головного суднового двигуна в напрямку забезпечення безаварійної роботи	48
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	75
4.1 Охорона праці	75
4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях	76
ВИСНОВКИ	83
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	84
ДОДАТКИ	87
1. Головний двигун МАК 6М43С	
2. Компонування деталей газорозподільного механізму у головці циліндра суднового двигуна МАК 6М43С	
3. Профілювання кулачкової шайби	
4. Результати проведених розрахунків	

ВСТУП

Збільшення потужності, ефективності та екологічності двигуна внутрішнього згоряння обмежується, як правило, теплоємністю деталей кривошипно-шатунного механізму та турбінного колеса турбокомпресора. Поліпшення процесів згоряння, газообміну та подачі палива, а також використання сучасних матеріалів та технологій для обробки деталей двигуна призводить до збільшення ефективної та механічної ефективності і, в той же час, обмежує межу прискорення двигуна як у терміні швидкості і навантаження [1]. Перш за все, ця межа залежить від характеристик потоку газоповітряних каналів газообмінних систем, на які впливають розміри та кількість клапанів на циліндр, якість профілювання вхідних та вихідних каналів з клапанами, а також впускний і випускний колектори. Таким чином, газообмін у 4-тактних ДВЗ, як з наддувом, так і без нього, здійснюється завдяки традиційному механізму газорозподілу (МГР), виконаному у клапанному вигляді, який значною мірою визначає характеристики потоку, інтенсивність тепла та обмежувальні характеристики форсування двигунів загалом [1-3].

Враховуючи ці обставини, при проведенні робіт зі зменшення газодинамічних втрат у газоповітряних каналах можна поліпшити їх споживчі характеристики та загалом техніко-економічні показники двигунів [1-3].

Останнє підтверджується також практикою створення сучасних двигунів, в якій окреслене в недалекому минулому зниження потужності та ефективності у зв'язку з виконанням постійно жорстких вимог щодо зменшення токсичності вихлопних газів було усунено, зокрема, шляхом вдосконалення газоповітряних каналів у напрямку збільшення споживання повітря та зменшення насосних втрат [1-3].

Для подальшого збільшення меж форсування та зменшення теплонапруженості ДВЗ необхідно модернізувати традиційний (клапанний) механізм газорозподілу МГР з метою збільшення перерізів потоку газового шляху при такті випуску і організувати продувку циліндра на ході впуску, тобто

створити безударний МГР, що складається з традиційного клапанного механізму з особливим безударним регулюванням [1-3].

Мета дипломного проекту: розробити комплекс заходів для модернізації механізму газорозподілу двигуна МаК 6М43С судна «Morgenstond2» з метою підвищення його ефективності в умовах експлуатації

Задачі що вирішуються у дипломному проекті:

1. Проведення обґрунтування можливості вдосконалення витратних характеристик газоповітряних трактів систем газообміну шляхом модернізації механізму газорозподілу головного двигуна
2. Проведення аналізу загальної характеристики судна і складових його енергетичної установки.
3. Обґрунтування шляхів забезпечення безаварійності механізму газорозподілу головного двигуна МАК 6М43С морського судна.
4. Розробка заходів з техніки безпеки при виконанні робіт та безпеки судна.

Об'єкт дослідження - головний судновий двигун - дизель МаК 6М43С судна «Morgenstond2» в процесі модернізації механізму газорозподілу для підвищення ефективності його експлуатації.

Апробація результатів дослідження – автор прийняв участь в Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасне автомобілебудування, транспорт і дорожня інфраструктура» (МАІТРИ 2025), яка проводилася ХНАДУ (м. Харків) 30-31.10.2025 р. з доповіддю «Модернізація паливної системи дизеля» і XII Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми», яка проводилася НУК (м. Миколаїв) 5-7.11.2025 року з доповіддю «Удосконалення конструкції паливної системи дизеля».

РОЗДІЛ 1

ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ВДОСКОНАЛЕННЯ ВИТРАТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОПОВІТРЯНИХ ТРАКТІВ СИСТЕМ ГАЗООБМІНУ ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

1.1 Основні положення в частині вдосконалення витратних характеристик газоповітряних трактів систем газообміну 4-тактних поршневих двигунів внутрішнього згоряння

Газодинамічні фактори, які впливають на витратні характеристики газоповітряних трактів систем газообміну 4-тактних ПДВЗ. Для здійснення 4 -тактного циклу поршневих ДВЗ (ПДВЗ) використовуються два термодинамічних такту - це стиснення свіжого заряду і розширення продуктів згоряння, а також зо два не термодинамічних (допоміжних) такту - наповнення циліндрів свіжим зарядом і очищення їх від продуктів згоряння [1 - 14]. Від кількості свіжого заряду надходить в циліндри ПДВЗ в значній мірі залежить отримується робота в циклі, а отже, і потужність двигуна. Тому для наповнення циліндрів свіжим зарядом і очищення їх від відпрацьованих газів (ВГ) у 4-тактних ПДВЗ застосовують спеціальний клапанний механізм званий - механізмом газорозподілу (МГР). Клапанний МГР призначений для нормального функціонування газоповітряних трактів ПДВЗ. Основними процесами здійснюваними за допомогою МГР є процеси випуску продуктів згоряння (або ВГ) і наповнення циліндра свіжим зарядом, звані процесами газообміну. Тривалість процесів випуску і наповнення, їх черговість в циклі двигуна визначаються тривалістю і послідовністю відкриття клапанів, тобто фазами газорозподілу. Фази газорозподілу - це періоди, виражені в градусах повороту колінчастого вала, в перебігу яких клапани відкриті. Кругова діаграма фаз газорозподілу приведена на рис. 1.1 [1 - 14].

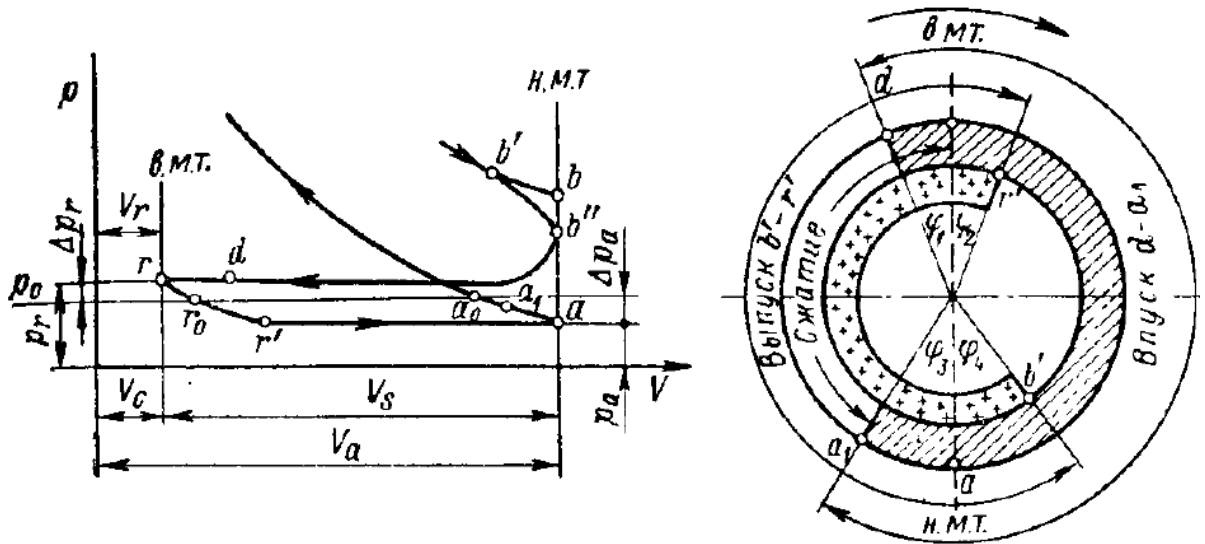


Рисунок 1.1 - Індикаторна і кругова діаграми процесів газообміну чотиритактного двигуна [1 - 14]

Процеси що протікають в системі газообміну нестационарні, вони відбуваються в умовах зміни обсягу циліндра і прохідних перетинів клапанних систем, змінних тисків і температур робочого тіла у всіх елементах газоповітряного тракту. Характер процесів залежить від великої кількості факторів, врахувати які в повній мірі досить важко. Тому вдаються до значного спрощення та схематизації реальних процесів [1 - 14].

Процеси газообміну починаються випуском ВГ, тобто очищенням робочого об'єму циліндра двигуна (рис. 1.1, точка b ') через клапан, який відкривається до приходу поршня в нижню мертву точку (НМТ). Після приходу поршня в НМТ він змінює напрямок руху і здійснює примусову очищення циліндра від ВГ. При підході поршня до верхньої мертвої точки (ВМТ) відкривається впускний клапан (рис. 1.1, точка d). Після проходження поршнем ВМТ закривається впускний клапан (рис. 1.1, точка r ') [1 - 14].

Впускний клапан закривається після проходження поршнем НМТ (рисунок 1.1, точка a₁) [1 - 15].

Процеси, що відбуваються для спорожнення і наповнення циліндрів умовно діляться на наступні періоди [1 - 15]:

Вільний випуск - від початку відкриття випускного клапана до НМТ. Закінчення газів з циліндра при збільшенні його обсягу відбувається внаслідок того, що тиск на початку випуску $P_{\text{бі}}$ аж до НМТ вище тиску у випускному колекторі. У цей момент, за різними джерелами, тиск в циліндрі $P_{\text{б}} \approx 0,3 \div 0,8$ МПа [1 - 15]. Закінчення відбувається при великих швидкостях. За період вільного випуску з циліндра видаляється до $\approx 70\%$ продуктів згорання [1 - 15].

Примусовий випуск - триває від НМТ до ВМТ. Тут продукти згорання виштовхуються поршнем. У циліндрі встановлюється приблизно постійний тиск $P_{\text{г}}$ більше, ніж тиск у випускному трубопроводі $P_{\text{р}}$. На рисунку 1.2 показана зміна тиску $P_{\text{ц}}$ в циліндрі і в каналі головки циліндрів (близько випускного клапана) $P_{\text{р}}$ в період випуску. З початком випуску зниження тиску в циліндрі стає більш помітним, а тиск в каналі наростає, що призводить до утворення хвилі тиску. Ця хвиля поширюється в бік відкритого кінця трубопроводу, де вона відбивається, віддаючи частину енергії навколишньому середовищу, і вже у вигляді хвилі розрідження переміщається в зворотному напрямку, тобто до випускного клапану, у якого відбувається нове відображення, тощо. При переміщенні хвиль уздовж трубопроводу і відображеннях на його кінцях відбувається послідовне загасання [1 - 15].

Перекриття клапанів відбувається при знаходженні поршня поблизу ВМТ, коли обидва клапана впускання і випуску відкриті. Залежно від співвідношення значення тиску в циліндрі $P_{\text{ц}}$, у впускному $P_{\text{ВП}}$ і випускному $P_{\text{р}}$ трубопроводах газу можуть рухатися в різних напрямках. при $P_{\text{ВП}} > P_{\text{ц}}$ і $P_{\text{р}} < P_{\text{ц}}$ через впускний клапан в циліндр надходить свіжий заряд, а через випускний видаляються продукти згорання. Такий процес називають продувкою циліндра. Процес продувки характерний для ПДВЗ з наддувом. При $P_{\text{ВП}} < P_{\text{ц}}$ і $P_{\text{р}} < P_{\text{ц}}$ відбувається випуск продуктів згорання і їх закид у впускний трубопровід. Така ситуація триває і після ВМТ, поки тиск в циліндрі залишається більше тиску за випускним і перед впускним клапанами - цей процес називають занедбаністю.

Закид характерний для двигунів без наддуву, тобто атмосферних. При такому процесі наповнення циліндра починається із запізненням - після ВМТ [1 - 15].

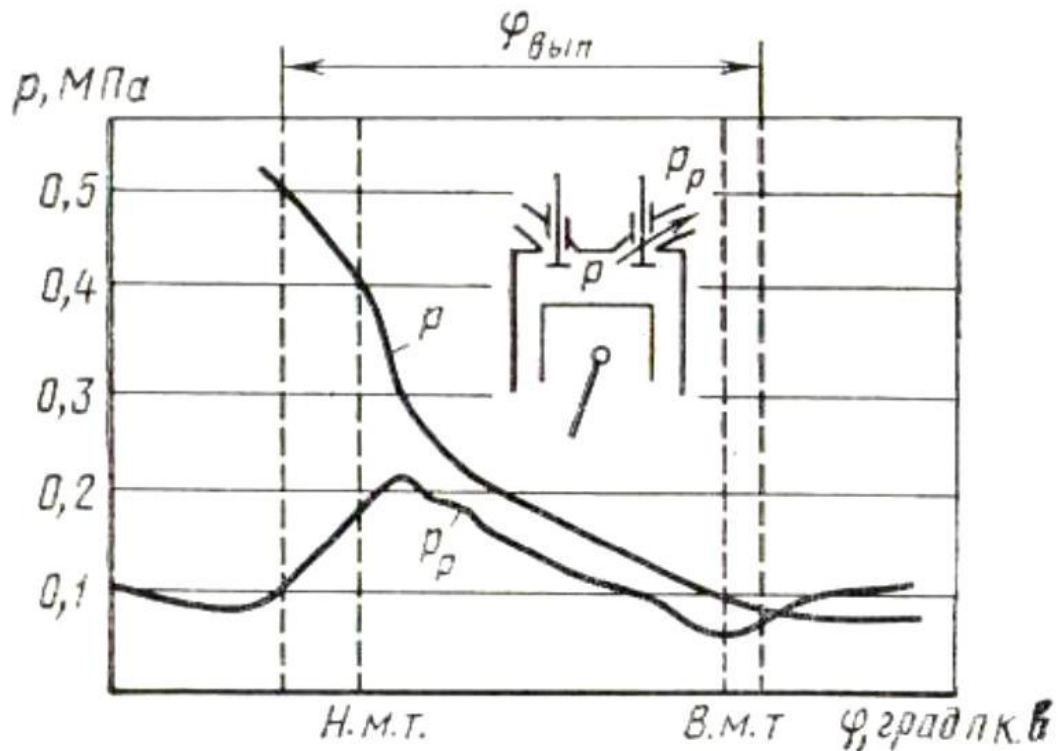


Рисунок 1.2 - Зміна тиску $P_{ц}$ і P_p в процесі випуску в 4 тактном ПДВЗ ($\varphi_{вип}$ -фаза випуску) [1 - 15]

Наповнення циліндра здійснюється після відкриття впускного клапана при русі поршня від ВМТ до НМТ. Однак в початковий момент цього руху (рис. 1.1, точка г), незважаючи на збільшення обсягу в циліндрі, свіжий заряд ще не надходить, що може тривати до точки г'. Коли тиску в циліндрі і перед клапаном зрівнюються (рис. 1.3, точка А), з цього моменту починається наповнення циліндра свіжим зарядом. Його швидкість в клапанній щілині визначається швидкістю поршня і ставленням площі мінімального прохідного перетину клапанної щілини до площі поршня. Вплив хвиль тиску у впускному трубопроводі на швидкість свіжого заряду в клапанній щілині істотно. Середня за період наповнення швидкість в мінімальному поперечному перерізі становить $\approx 80 \dots 200 \text{ м / с}$ [1 - 15].

Дозарядження може здійснюватись після НМТ - при переміщенні поршня до ВМТ на такті стиснення (період дозарядки) - тиск в циліндрі залишається деякий час менше тиску перед впускним клапаном, незважаючи на зменшення обсягу циліндра. Свіжий заряд продовжує надходити в циліндр через впускний клапан. Крім того свіжий заряд у впускному трубопроводі рухається з великою швидкістю, під дією швидкісного напору він продовжує надходити в циліндр ще деякий проміжок часу. Період дозарядки закінчується в точці В рис. 1.3. Коли швидкісний напір свіжого заряду невеликий, в період запізнювання закриття впускного клапана, поршень витісняє частину заряду з циліндра у впускний трубопровід, тобто відбувається зворотний викид [1 - 15].

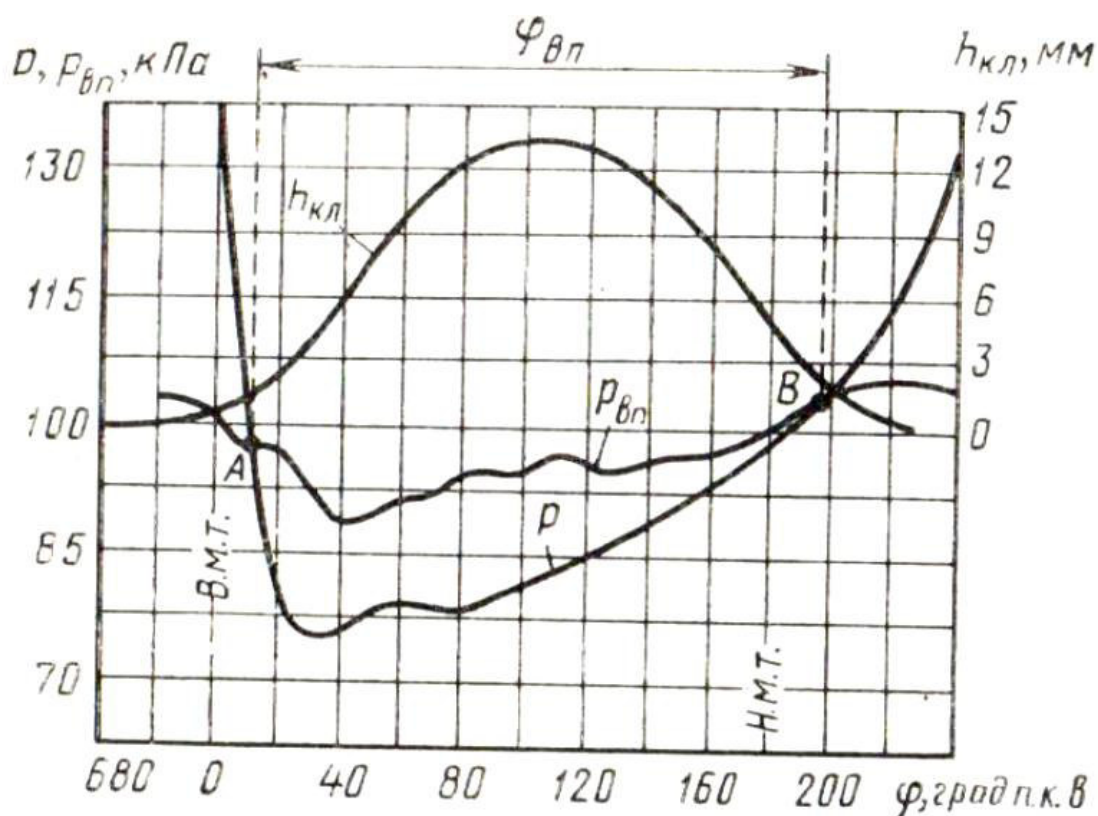


Рисунок 1.3 - Зміна тиску P_c і $P_{вп}$ в процесі випуску в 4 тактном ПДВЗ (ФВП - фаза впуску) [1 - 15]

Основними показниками якості процесів протікають в системах газообміну при їх роботі прийнято вважати коефіцієнти наповнення η_i і залишкових газів γ_r [1 - 15].

Коефіцієнт наповнення η_v . Коефіцієнтом наповнення щ оцінюють ступінь заповнення циліндра свіжим зарядом. Він виражається відношенням маси дійсного свіжого заряду G_d , що надійшов в циліндр, до теоретично можливої $G_{\text{теор}}$ [1 - 15]

$$\eta_v = G_d / G_{\text{теор}}$$

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Коефіцієнтом залишкових газів γ_r оцінюють якість очистки циліндра від продуктів згоряння. Він характеризується відношенням кількості молей продуктів згоряння M_r до кількості молей свіжого заряду M_1 [1 - 15]:

$$\gamma_r = M_r / M_1$$

1.2 Вплив геометричних, насосних, режимних та наддувних параметрів на витратні характеристики газоповітряних трактів систем газообміну 4-тактних ПДВЗ

Вплив геометричних факторів на витратні характеристики газоповітряних трактів систем газообміну 4-тактних ДВЗ в періоди випуску ВГ і наповнення циліндрів. До основних факторів впливає на витратні характеристики 4-тактних ПДВЗ в процесі випуску ВГ і наповнення циліндрів свіжим зарядом відносять: фази газорозподілу і площі прохідних перетинів систем «канал-клапан» і «клапан - канал» в період їх відкриття (закриття), геометричні характеристики впускного і випускного трубопроводів (довжина, діаметр і конфігурація), атмосферні умови і наддув, навантаження і частота обертання колінчастого вала (режимні фактори) [1 - 15].

Фази газорозподілу дуже впливають на якість роботи системи газообміну в цілому. Саме вони визначають тривалість кожного процесу, що відбувається. Так якщо відкрити випускний клапан занадто рано, то знизиться тиск газів в

циліндрі ще здатних здійснювати роботу; якщо відкрити занадто пізно, то зменшиться час на очищення циліндра від продуктів згоряння. При ранньому закритті впускного клапана погіршується очищення циліндра від продуктів згоряння, а якщо він закривається занадто пізно, то відбувається витік свіжого заряду. У разі ж раннього відкриття впускного клапана збільшується закид продуктів згоряння у впускний тракт, при пізньому відкритті впускного клапана невинновано скорочується час відводиться на наповнення циліндра свіжим зарядом. При ранньому закритті впускного клапана відсутній процес дозарядкі, при пізньому закритті впускного клапана відбувається зворотний викид свіжого заряду у впускний тракт. Підсумовуючи можна зробити висновок, що не оптимальні фази газорозподілу приводять до зміни коефіцієнтів наповнення та залишкових газів [1 - 15].

Фази газорозподілу для кожної частоти обертання мають свою оптимальну величину, а реальні фази газорозподілу вибирають з безлічі, забезпечуючи оптимум для найбільш важливих режимів роботи конкретного двигуна [1 - 15].

Для якісного протікання газообміну дуже важливо забезпечити чималі прохідні перетини в клапанах. Ці перетини при газообміні змінюються по фактичному відкриття та закриття клапанів, тому пропускну здатність клапанів характеризують параметром, званим «час-перетин» (рис. 1.4) [1 - 15].

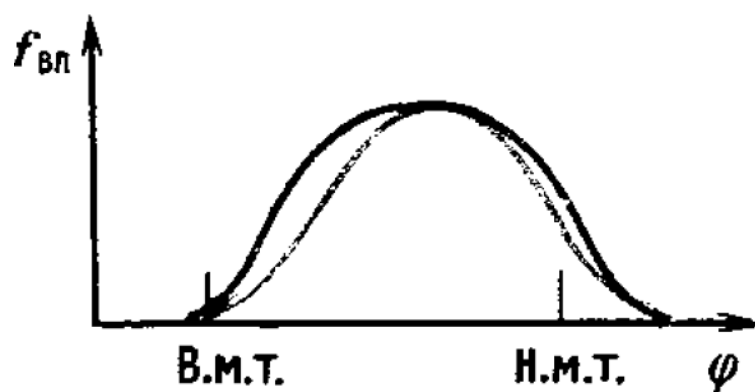


Рисунок 1.4 - Діаграма зміни площі прохідного перетину впускного клапана за кутом $\varphi_{п.к.в}$ [1 - 15]

На діаграмі величина «час - перетин» еквівалентна площі під кривою. З рис. 1.4 видно, що «час - перетин» залежить не тільки від величини максимальної площі, а й від періоду відкриття отворів. Так якщо криву відкриття (закриття) клапана зробити занадто пологою, то не виправдано скорочується «час - перетин», тобто скорочується сумарна пропускна здатність клапанної щілини. Але з іншого боку виконання різко зростаючої кривої періоду відкриття (закриття) клапанів обмежується механічними властивостями матеріалів застосовуваних для кулачкових механізмів, тому що це призводить до різкого зростання навантаження від сил інерції і руйнування контактної пари [1 - 15].

Геометричні характеристики впускного і випускного трубопроводів такі як діаметри патрубків, їх довжина, радіуси поворотів впливають на пропускну здатність впускний і випускний систем і характеризуються величиною масової витрати G . Розрізняють теоретичний масова витрата G_T і дійсний масова витрата G_d [1 - 15]. Величина теоретичного масової витрати G_T залежить від таких параметрів як геометрична площа прохідного перетину, теоретичних швидкості і щільності потоку там же, а дійсний масова витрата G_d визначається з урахуванням газодинамічного якості систем «канал - клапан» або «клапан - канал» характеризуються коефіцієнтом витрати ζ , який, в свою чергу, залежить від коефіцієнта газодинамічного опору ξ заданих систем [1 - 15].

Коефіцієнт газодинамічних втрат в свою чергу залежить від площі і конфігурації поперечного перерізу, квадрата швидкості, тертя потоку об стінки каналу. Залежності для визначення коефіцієнта газодинамічних втрат, як правило, отримують емпіричним шляхом за допомогою різних методів, наприклад, методу статичної продувки [1 - 15].

Узагальнюючи вище сказане можна зробити висновок, що витратні характеристики систем впуску та випуску залежать від геометричних характеристик, як через площу прохідних перетинів, так і через їх конфігурацію. Вплив площі полягає в тому, що чим вона більша, тим більше і витрата, але з урахуванням його корекції коефіцієнтами витрати і

газодинамічних втрат ξ характеризують газодинамічне якість проточних систем [1 - 15]. Досвід показує, що в системах впуску та випуску найменшою площею і найбільшим значенням коефіцієнта газодинамічних опорів ξ мають клапанні щілини, а отже видаткова характеристика буде, в основному, визначатися видаткової характеристикою систем «канал - клапан» або «клапан - канал» [15]

Вплив насосних втрат на витратні характеристики клапанних систем газообміну 4-тактних ПДВЗ. Насосними ходами в 4 – тактних ПДВЗ називаються такти випуску і впуску. Під час такту випуску (рух поршня від НМТ до ВМТ) поршень створює надлишковий тиск і таким чином примусово виштовхує гази, а в період такту впуску (рух поршня від ВМТ до НМТ) поршень створює розрідження і тим самим забезпечує всмоктування свіжого заряду [1 - 15].

В 4 -тактних ПДВЗ робота насосного ходу процесу випуску негативна, проте в ПДВЗ з наддувом вона може бути як позитивною, так і негативною в залежності від відносин тисків і величини втрат у впускному і випускному каналах і колекторах. Втрати утворюються в період наповнення циліндрів і випуску ВГ називаються насосними втратами, вони обумовлені газодинамічними опорами знаходяться в випускний і впускний системах. Фактори що впливають на величину цих опорів такі ж як і фактори, які впливають на видаткові характеристики описані в попередньому параграфі, а саме: фази газорозподілу і закон відкриття (закриття) клапанів, геометричні характеристики впускного і випускного трубопроводів (довжина, діаметр і конфігурація), наддув і атмосферні умови, навантаження і частота обертання колінчастого вала [1 - 15].

Вплив режимних та наддувних факторів на витратні характеристики клапанних систем газообміну 4-тактних ПДВЗ. Навантаження і частота обертання колінчастого вала (режимні фактори). Загальний характер залежності витратних характеристик двигунів при повному навантаженні визначається впливом наступних чинників [1 - 15].

При збільшенні частоти обертання зростає швидкість заряду у впускний системі, а отже, зростають газодинамічні втрати. З цієї причини, з ростом частоти обертання від тієї при якій досягається найбільше значення коефіцієнта наповнення він починає знижуватися, незважаючи на збільшення дозарядки і зниження підігріву повітря у впускному тракті [1 - 15].

В області малих частот обертання в період запізнювання закриття впускного клапана має місце зворотний викид заряду з циліндра під вхідну систему. Цей викид тим більше, чим менше частота обертання валу, що й обумовлює зниження в цій області [1 - 15].

Наддув і атмосферні умови. Чим нижче температура і більше тиск повітря, тим більшу кількість молей свіжого заряду M_1 надходить в циліндр. При цьому розтане і теоретичне кількість свіжого заряду M_T . Експериментальні дані показують, що підвищення атмосферного тиску P_0 практично дуже мало впливає на коефіцієнт наповнення β іншого боку, за результатами дослідів коефіцієнт наповнення виявляється пропорційним величині $\sqrt[m]{T_0}$, де $m = 2 \dots 4$ [1 - 15]. Таким чином, збільшення температури T_0 призводить до зростання але при цьому сильніше зменшується щільність повітря, а отже, відповідно до залежностей, знижуються і масові витрати G_m і G_o [1 - 15].

Ефективним способом збільшення видаткових характеристик є наддув. При наддуванні повітря надходить в компресор, де тиск підвищується від P_0 до P_k' , а потім стиснене повітря подається у впускний трубопровід. Щоб домогтися більшого підвищення щільності повітря в циліндрі, його після компресора охолоджують в спеціальних охолоджувачах наддувочного повітря і тим самим знижують температуру у впускному патрубку при наддуванні T_k [1 - 15].

Тиск наддуву P_k менше P_k' на величину втрат у впускному тракті і в охолоджувачі. Залежно від конструкції системи наддуву і режиму роботи двигуна тиск P_k може бути більше або менше тиску P_p на випуску. При $P_k < P_p$ протікають процеси такі ж як і при роботі двигуна без наддуву. При $P_k > P_p$ в період перекриття клапанів має місце продування циліндра, що сприяє

зменшенню кількості залишкових газів, підвищення знижується теплова напруженість випускного клапана і збільшується дозарядки циліндра в період запізнювання закриття випускного клапана. Так само чим вище P_k при наддуванні, тим менше стають відносні втрати тиску у впускних органах, внаслідок чого зростає відношення P_a / P_k , де P_a - тиск в кінці такту впуску. Однак, треба зазначити, що теплонапряженість деталей циліндро-поршневої групи зростає [1 - 15].

1.3 Методи поліпшення витратних характеристик газоповітряних трактів і зниження насосних втрат в 4 – тактних ПДВЗ з клапанним механізмом газорозподілу

При проведенні робіт щодо поліпшення витратних характеристик систем газообміну і зниження насосних втрат в 4 -тактних ПДВС, прагнуть знизити ступінь впливу факторів, що впливають на видаткові характеристики і насосні втрати [1 - 15].

У зв'язку з тим, що фактори, які впливають як на витратні характеристики газоповітряних трактів систем газообміну, так і на насосні втрати в двигунах в значній мірі збігаються, тому далі будемо розглядати тільки фактори, які впливають на видаткові характеристики [1 - 15].

Для поліпшення витратних характеристик як правило використовуються методи, що складаються з ряду заходів, які полягають в комплексній оптимізації параметрів двигунів при конструюванні і доведенні, головною метою яких є збільшення масового наповнення циліндрів, тобто збільшення масових витрат як свіжого заряду $G_{сз}$, так і випускних газів $G_{газ}$ [1 - 15].

Можна виділити наступні заходи для збільшення видаткових характеристик [1 - 15]: оптимізація геометричних параметрів впускного і випускного трубопроводів; застосування наддуву; оптимізація фаз газорозподілу і характеру відкриття клапанів.

Оптимізація геометричних параметрів впускного і випускного трубопроводів полягає в максимально можливому збільшенні прохідних перетинів, тобто в збільшенні діаметрів клапанів, збільшення числа клапанів на циліндр, в профілізації впускних і випускних каналів в голівках циліндрів, форм і зовнішніх розмірів тарілок клапанів, а також колекторів в результаті чого, можна, як показали дослідження численних організацій, домогтися значного поліпшення, як витратних характеристик основних елементів газоповітряних трактів, так і техніко-економічних показників двигунів в цілому [1 - 15].

Для цієї мети зазвичай роблять ретельне відпрацювання кожного окремого елемента проточної частини каналу, прагнучи до мінімально можливих значеннях опорів, бо повністю їх усунути неможливо. Тому висока газодинамічна ефективність впускних і випускних каналів з клапанами сучасних двигунів досягається, перш за все, шляхом кропіткої експериментальної роботи [1 - 15].

При оцінці впливу геометричного фактора впускних і випускних каналів з клапанами на їх витратні характеристики і аеродинамічну ефективність, необхідно враховувати не тільки величину прохідного перетину клапанної щілини, а й конфігурацію і профіль основних утворюють канал елементів (внутрішній і зовнішній радіуси поворотів, систему «клапан-сідло», дифузорного і конфузорно частини каналів тощо) [1 - 15].

Тому зміною форми окремих елементів каналу, клапана і сідла можна добитися значного зниження величини і інтенсивності вихрових зон, визначених виникненням зворотних течій, викликаних відривом прикордонного шару. Потік в цьому випадку стає більш організованим, коефіцієнт витрати зростає, а втрати кінетичної енергії знижуються [1 - 15].

Застосування наддуву дозволяє створити надлишковий тиск у впускному колекторі, яке більше, ніж тиск у випускному колекторі, а значить збільшити витрату повітря і забезпечити умови для продувки циліндра під час перекриття клапанів і велику дозарядку циліндра в кінці процесу впуску. Розрізняють такі найпоширеніші види наддуву [1 - 15]:

- З механічним приводом. При цьому наддуванні для створення надлишкового тиску у впускному колекторі використовується механічна енергія двигуна. Механічний наддув застосовується до тиску наддуву не вище $p_k \leq 0,163 \div 0,173$ МПа, тому що при великих P_k потужність на привід насоса (компресора) стає занадто великий (понад 10% від індикаторної потужності двигуна N_i), що призводить до високих питомими витратами палива [1 - 15].

- Газодінамічеській наддув. В цьому випадку використовуються хвильові явища виникають у впускній системі двигуна через пульсуючого наповнення циліндрів. Ступінь наддуву в цьому випадку може досягати збільшення ефективної потужності двигуна до 20 ÷ 25% в порівнянні з атмосферним [1 - 15].

- Газотурбінний наддув, при якому використовується енергія вихлопних газів. Ступінь наддуву може досягати значень 200% і більше.

Як правило робочі умови наддуву налаштовуються на певні режими роботи двигуна відповідно до його призначення. Для того, щоб ці умови діяли на всіх режимах роботи в сучасних двигунах застосовують регульований наддув [1 - 15].

Однак, в застосуванні наддуву існує ряд обмежень пов'язаних з наступними причинами [1 - 15]:

- На виході з компресора повітря (свіжий заряд) набуває підвищену температуру, з - за чого знижується його щільність, а отже і масове наповнення циліндра. Підвищення температури частково компенсується установкою охолоджувачів наддувочного повітря (ОНП). Але і тут є межа, тому що установка ОНП збільшує газодинамічне опір впускної системи, а значить приводить до додаткових втрат тиску під час процесу впуску [1 - 15].

- Зростання механічних і теплових навантажень на деталі циліндро-поршневої групи обмежується теплофізичними і властивостями міцності застосовуваних матеріалів [1 - 15].

- Обмеження по частоті обертання ротора компресора (турбіни), яка лімітується допускаються значенням окружної швидкості диска компресора

(турбіни), яка за умовами міцності не повинна перевищувати $250 \div 350$ м / с, крім того за умовами міцності лімітується і температура газів перед турбіною, що не повинна перевищувати $T = 900 \div 1000$ К [1 - 15].

Оптимізація фаз газорозподілу і характеру відкриття клапанів проводиться з метою забезпечення найбільшого «час - перетину» і підбір кутів відкриття і закриття клапанів з метою забезпечення оптимальних початкових умов для протікання процесів газообміну.

Характер відкриття і закриття клапанів повинен бути якомога крутіше, тобто відкриття (закриття) має відбуватися за короткий час. У цій ситуації забезпечується максимальне «час-перетин» з найбільшою площею. Але тут існує обмеження накладається міцністю деталей газорозподільного механізму, тому що при збільшенні швидкості відкриття клапана, збільшуються і діючі сили інерції, що призводить до виникнення ударних навантажень [1 - 15].

Фази газорозподілу підбирають так, щоб були враховані вимоги до оптимальних параметрів всіх процесів, що відбуваються в двигуні, а саме процесів розширення, стиснення, наповнення. При правильному виборі фаз газорозподілу не тільки поліпшується очищення циліндрів від продуктів згоряння і наповнення свіжим зарядом, але може також дещо скоротиться витрата енергії на газообмін. За допомогою фаз газорозподілу можна домогтися позитивного використання хвильових явищ у впускному і випускному колекторах, збільшити ефективність наддуву тощо [1 - 15].

Також можна відзначити, що вибір фаз газорозподілу, основних геометричних розмірів впускних і випускних систем, режимів роботи двигуна при наявності наддуву, узгоджують не тільки при конструюванні, а й при експериментальній доведенні двигуна, з огляду на його призначення і специфіку роботи [1 - 15].

1.4 Методи визначення та дослідження витратних характеристик газоповітряних трактів 4-тактних ПДВЗ з клапанним МГР

Аналіз вивченості проблеми поліпшення витратних характеристик 4-тактних ДВС і основних елементів їх газоповітряних трактів показав, що найбільшого поширення як в світі отримали експериментальні методи, що базуються на зниженні, в основному, дисипативних втрат в каналах з клапанами [1 - 15]. Поряд з експериментальними методами, останнім часом починають інтенсивно розвиватися розрахунково-теоретичні, необхідність в яких постійно зростає через їх значних переваг [1 - 15].

Однак теоретичні методи визначення видаткових характеристик газоповітряних трактів 4 –тактних ПДВЗ базуються на тих чи інших припущеннях і передумови, в результаті чого вони є вельми наближеними і вимагають для підвищення точності проведених по ним розрахунків значення величин, які можуть бути отримані поки тільки досвідченим шляхом на натурних зразках каналів з клапанами або їх моделях [1 - 15].

Тому питання фізично більш обґрунтованого визначення видаткових характеристик основних елементів системи газообміну набувають останнім часом ще більшого значення у зв'язку з дедалі ширшими аспектами їх застосування [1 - 15].

Як відомо, визначення видаткових характеристик і оцінку газодинамічної ефективності впускних і випускних каналів з клапанами, а також випускних вікон виробляють зазвичай загальноприйнятим методом статичної продувки [1 - 15]. За допомогою цього методу можна проводити дослідження, визначення, порівняння та оцінку клапанних систем, а також отримати величини μ , μ_f , ΔS , ξ і Q , необхідні як при порівнянні та оцінці ефективності заходів щодо їх вдосконалення та відпрацювання, так і в розрахунках по наповненню і спорожненню циліндрів [1 - 15].

Тому слід сказати, що метод статичної продувки каналів з клапанами випускного тракту 4 - тактних ПДВЗ, який використовується при відпрацюванні, дослідженні та визначенні їх витратних характеристик, можна вважати основним, так як в даний час він є найпоширенішим, дешевим, найменш трудомістким і найбільш прийнятним для практики методом [1 - 15].

Природно, що цей метод не позбавлений і деяких недоліків, які, перш за все, полягають в тому, що за допомогою його не представляється можливим врахувати нестационарні процеси при перебігу газу і повітря по каналах, що мають місце при роботі двигунів; неможливо встановити, яку ділянку (з підйому клапана, відкриття вікна або по куту повороту вала) слід відпрацьовувати більш ретельно, так як він може виявитися основним в процесі наповнення або випуску; обробка результатів статичної продувки проводиться за методикою, в основу якої покладено ізоентропний процес розширення робочого тіла, тобто процес, що не враховує реальні фізичні особливості перебігу, зокрема, втрати на подолання опорів, дисипації енергії потоку і зовнішній теплообмін [1 - 15].

В процесі розвитку дослідницьких робіт в області газообміну [1 - 15], в основному застосовувався експериментальний метод вдосконалення і доведення впускних і випускних систем двигунів, який і до цього дня широко використовується в практиці двигунобудування. Однак згаданий метод теж не може обійтися без статичної продувки елементів систем газообміну, бо оцінку результатів доводочних робіт виробляють за її результатами. Тому у методу статичної продувки в даний час з'являється два аспекти застосування [1 - 15].

По-перше, цей метод широко застосовувався і буде в подальшому застосовуватися для дослідження, вдосконалення, відпрацювання, доведення і порівняння продуваються елементів, в основному, за принципом «було-стало». В цьому випадку можна використовувати практично будь-яку методику обробки результатів продувки (з урахуванням і без урахування стисливості) для отримання величин μ , μ_f і Q , необхідних для порівняння і оцінки газодинамічної ефективності елементів, аби при виконанні продувок залишалися незмінними вимірювальна апаратура і місця відбору тисків. Однак слід зауважити, що найкраще використовувати загальновизнані методики розрахунку прохідних перетинів клапанів (наприклад, методику Н.М. Глаголева) і статичної продувки, так як з їх допомогою отримано і опубліковано багато даних у технічній літературі [1 - 15].

При чисельному моделюванні процесів газообміну основним завданням є визначення параметрів повітря і газу в циліндрі і газоповітряних трактах двигуна, що, в свою чергу, знаходиться в більшій залежності від способу завдання коефіцієнтів витрати елементів впускний і випускний систем, а також розрахунку граничних умов у циліндра, в колекторах впуску та випуску тощо. З аналізу факторів, що впливають на перебіг газообміну 4-тактних ПДВЗ видно, що питання про вдосконалення газоповітряного тракту є досить великим і недостатньо вивченим. Різноманіття шляхів практичного вирішення завдання про підвищення ефективних показників 4 -тактних ПДВЗ за рахунок вдосконалення їх систем газообміну, визначає відповідно і різноманіття методів дослідження [1 - 15].

Безумовно, скориставшись, наприклад, одним з методів прискореної відпрацювання та візуалізації потоку, можна повніше і детальніше, але з більшою трудомісткістю, уявити фізичну картину явищ, що відбуваються при перебігу газу через клапанну систему газорозподілу, але, в кінцевому підсумку, кількісну оцінку та порівняння необхідно буде виробляти на натурних зразках за допомогою даних, отриманих методом статичної продувки [1 - 15].

Для виявлення картини перебігу повітря або газу по газоповітряного тракту в наочному вигляді, розроблений ряд методів візуалізації потоків. Для здійснення конкретного методу, в основному, застосовуються плоскі моделі з установкою розділової прозорою перегородки. Дослідами встановлено, що різниця в коефіцієнті газодинамічних втрат через додаткової поверхні тертя не перевищує 1,5 % [1 - 15]. Суть методу полягає в тому, що прозора перегородка дозволяє наочно визначити зони вихреброобразования і відриву потоку від стінок. Для того, щоб потік був видимим, в нього вводять видимі частки [1 - 15], наносять на стінки каналу сажу, використовують дим [1 - 15] тощо.

Існує також тіньової і дифузний методи. Сутність першого полягає в оптичній неоднорідності потоку повітря, що рухається з різними швидкостями [1 - 15], сутність другого - в подачі гелію в потік повітря і по газоаналізатора визначається рівень і масштаб турбулентності потоку. Практичний інтерес

представляє використання методів, заснованих на визначенні часу переміщення в потоці штучних міток (іонних, радіоактивних, теплових тощо), за яким визначається швидкість потоку [1 - 15].

Останнім часом широкого поширення для досліджень отримали лазери [1 - 15], за допомогою яких миттєве значення швидкості визначається по доплеровському зрушенню частоти світла, розсіяного на частинках, що рухаються із середовищем, а також електротермоанемометрами [1 - 15], засновані на використанні залежності електричного опору дротяної нитки від температури, яка змінюється пропорційно швидкості потоку, що набігає [15].

До недоліків оптичних методів візуалізації потрібно віднести, перш за все, спотворення дійсної картини перебігу потоку при введенні прозорою перегородки, а також і те, що вони не дають кількісної оцінки газодинамічного якості каналів. Застосування ж анемометрів, лазерів і т.д. дозволяє з більш високою точністю проводити вимірювання і отримувати в основному кількісну картину і частково якісну, проте вимагають складної спеціальної і, як правило, не серійної апаратури [1 - 15]. Всі перераховані методи візуалізації можуть бути застосовані в тому випадку, якщо є модель, макет або натуральний зразок, які необхідно довести в газоодінаміческом відношенні, але ними не можна скористатися в період проектування [1 - 15].

На стадії проектування для створення якісної картини перебігу можливе застосування непрямих методів, наприклад, електрогазодінаміческой аналогії (ЕГДА) [1 - 15].

Для кількісної оцінки газодинамічної ефективності окремих елементів систем газообміну або при їх доведенні, широкого поширення набули установки з моделями, макетами або натуральними зразками елементів газоповітряних трактів, що реалізують стаціонарне протягом потоку через досліджуваний елемент, так звані (як уже згадувалося) установки для статичної продувки [1 - 15].

Фактично згадані аспекти методу статичної продувки з прийнятими в ньому припущеннями і спрощеннями мають, і будуть мати широке практичне

застосування. Вони можуть бути використані як при модернізації, відпрацювання і доведенню існуючих зразків двигунів, із застосуванням одного із способів візуалізації потоку, так і при накопиченні і систематизації досвідченого матеріалу. Однак, при проектуванні і створенні нових зразків ПДВЗ і прогнозуванні їх витратних характеристик, економічних параметрів і витрат потужності на подолання механічних втрат, краще мати розрахункові методи, які засновані на застосуванні фізично більш обґрунтованих експериментальних даних, що використовуються в якості елемента завдання граничних умов або в якості коефіцієнтів і величин, що вводяться в розрахунок [1 - 15].

1.5 Обґрунтування працездатності, доцільності і можливості використання безаварійного МГР для комбінованого ПДВЗ

Доцільність запропонованих способів роботи 4-тактного ПДВЗ [1 - 15] полягає в тому, що такі схема газообміну дозволяють підвищити потужність і ККД двигуна, за рахунок несложно- здійсненого зміни його конструкції [15].

На рис. 1.5 зображені схеми: традиційного чотиритактного ПДВЗ з турбонаддувом - в момент закінчення такту розширення (НМТ поршня) і початку такту примусового випуску [1 - 15].

Випуск здійснюється і через клапан 1 і через вікно 2. Роздвоєння потоку знижує теплонапряженість головки циліндра і випускного клапана 1, відкривається можливість форсування по потужності. Використання вікна дозволить збільшити пропускну здатність органів випуску, приблизно, вдвічі і: зменшити витрати енергії на виштовхування випускних газів, що підвищить ККД і потужність на величину зменшення витрат на виштовхування; здійснювати випуск газів при високих частотах обертання колінчастого вала, тобто підвищити частоту обертання і пропорційно їй - потужність двигуна [1 - 15]. Схема впуску та продувки (НМТ поршня на такті впуску) зображена на рис. 1.6. [1 - 15].

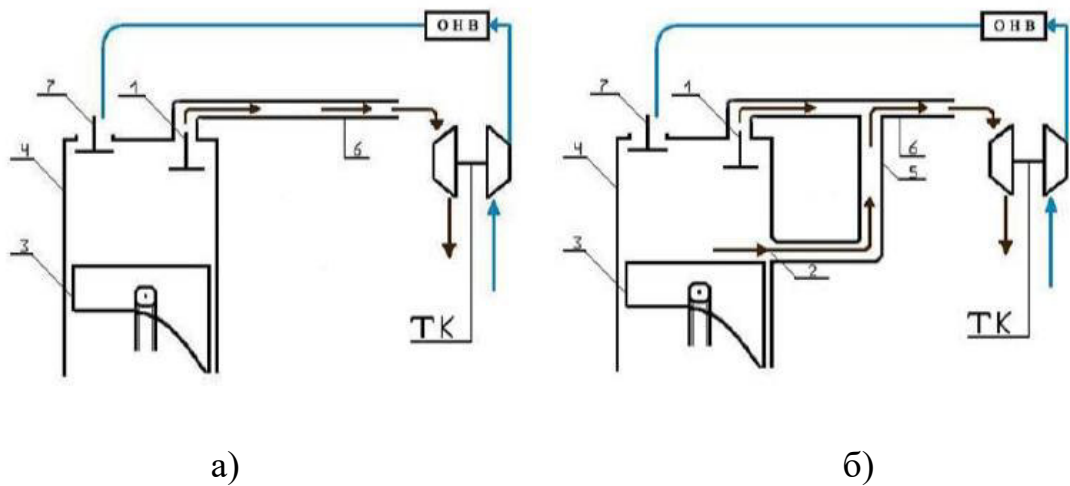


Рисунок 1.5 - Схеми традиційного чотиритактного ПДВЗ з турбонаддувом в момент закінчення такту розширення [1 - 15]: (а) схема традиційної конструкції двигуна з наддувом і клапанним МГР; (б) схема комбінованої конструкції МГР двигуна з наддувом і клапанно-золотниковим МГР; ОНВ - охолоджувач надувочного повітря; ТК - турбокомпресор; 1 - випускний канал з клапанним МГР; 2 - додатковий випускний канал з золотниковим МГР; 1 і 2 - комбінований клапанно-золотниковий МГР

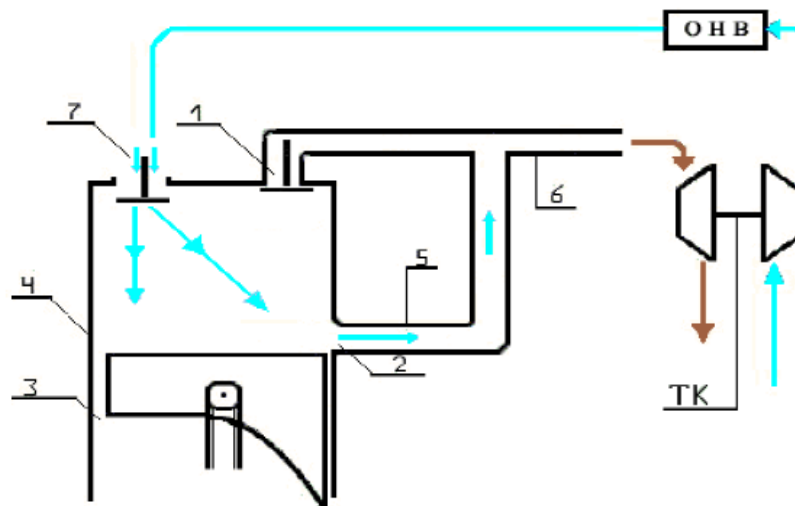


Рисунок 1.6 - Схема впуску та продувки в ПДВЗ [1 - 15]

Повітря, стиснене в компресорі ТК, подається в циліндр через впускний клапан 7 і витікає через відкрите вікно 2 в гільзі, тому що тиск повітря в циліндрі більше тиску продуктів згоряння в випускному трубопроводі 5 - відбувається продування [1 - 15].

Продування (протягом повітря через впускний клапан у вікно) знижує температури поршня і турбіни ТК, відкривається можливість форсування по потужності. Виконані звичайні і оптимізаційні розрахунки показали, що в порівнянні з традиційними конструкціями ПДВЗ має такі переваги: на режимі пуску підвищується температура в циліндрі наприкінці стиснення (підвищення на 110...280 °С), що полегшує запуск; на повних навантаженнях: знижується теплонапряженість внаслідок зменшення основного потоку випускних газів через клапан і збільшення потоку газу через додаткову систему випуску, що дозволяє підвищити потужність на 10...20 %; а у високотехнологічних двигунів полегшення випуску відпрацьованих газів, що відбувається через підключення додаткових вікон в гільзах циліндрів, підвищує ККД на 11 % і дозволяє форсувати двигуни по оборотам з пропорційним підвищенням потужності [1 - 15].

При штучному наддуванні моделювалося перевищення тиску наддуву (після компресора) над тиском у випускному колекторі. Перепад тисків після компресора і в колекторі моделювався різницею тисків у впускному і випускному колекторах дизеля. Але ця ж різниця тисків у впускному і випускному колекторах має місце при роботі двигуна з приводним компресором. При такому варіанті отримання різниці тисків потрібно враховувати витрати потужності на приводний компресор.

Розрахункові дослідження ПДВЗ [1 - 15] виконані для двох варіантів наддуву: турбонаддува і наддуву від приводного компресора. Ефективність ПДВЗ визначена в порівнянні з базовим дизелем [1 - 15]:

- а) при рівному максимальному тиску згоряння $p_{\max} = \text{idem}$, тобто при рівній механічній напруженості (і зниженою теплонапряженості);
- б) при рівній теплонапряженості $Q = \text{idem}$.

При $P_{\max} = \text{idem}$ середнє ефективне тиск і потужність на 18% вище, питома ефективна витрата палива нижче на 8%. При $Q = \text{idem}$ ПДВЗ має витрату палива на 4 % менше, а середнє ефективне тиск і потужність на 30% вище, ніж у базового дизеля [1 - 15].

Таким чином найпоширенішими в двигунах внутрішнього згоряння є клапанні системи газорозподільних механізмів. У переважній більшості сучасних двигунів внутрішнього згоряння використовуються механічні приводи впускного та випускного клапанів, в результаті чого кулачки розподільного вала контролюють процеси газообміну в циліндрах. Розробка ефективної та довговічної системи ГРМ неможлива без встановлення взаємозв'язку її характеристик з габаритами циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму з процесами в балонах, газоповітряних каналах та умовами експлуатації[1 - 15] .

Роботи П.Ц. Березіна, В.М. Бунова, М.М. Віхерт, В.Р. Гальговський, Ю.А. Гришина, Б.Х. Драганова, Б.П. Рудой, В.Г. Дяченко, Ю.Н. Ісакова, А.Ц. Орліна, А.А. Меднова, О. Г. Красовський, М.Г. Круглова, Д.А. Мунштукова Ю.Е. Абраменко, І.Б. Гурвич, Н. Е. Беніович, А.Б. Васильєв, Є.А. Григор'єв, М.А.Грігор'єв, Р.П.Доброгаєв, Я. І. Драбкін, А. Є. Кобринський, Л.В. Корчемний, Н.І. Левицький, В.І. Мороз, А.І. Петрусевич, К. Акіба, Г. Дешлер, Д. Доусон, В.М. Дадлі, А. Дайсон, В. Фурхман, Дж. Холланд та ін [1 - 15].

Незважаючи на наявність значної кількості дослідницьких робіт, присвячених газообміну в робочому обсязі циліндра двигуна внутрішнього згоряння та довговічності ремня ГРМ, і їх безсумнівному значенню, вони не повністю задовольняють потреби практики, оскільки не дозволяти, зважаючи на все більш жорсткі вимоги до технічних, економічних та екологічних показників, забезпечувати (поряд з іншими [1 - 15] заходами) відповідність двигунів вимогам технічних специфікацій, перспективних стандартів токсичності вихлопні гази [1 - 15] та необхідна довговічність ремня ГРМ в експлуатації [1 - 15]. Вибір закону руху клапана (штовхача) є найменш суворо обґрунтованим. Спроби отримати цей закон шляхом вирішення різних задач оптимізації не дали бажаного результату [1 - 15]. Аналіз традиційних методів профілювання кулачків показав [1 - 15]: для розрахунку встановлюються лише закони ходу клапана або ходу штовхача [1 - 15]; не враховуються впливи [1 - 15]: конструкція, матеріали та умови змащення в напружених точках контакту

пари кулачко-штовхача, зміни зусиль клапанів, спричинених коливанням котушок, газових навантажень на пластинах випускного та впускного клапанів, перевищення номінальної швидкості обертання колінчастого вала в роботі, а також параметрів механізм розподілу газу; невідомі закони прискорення на характерних ділянках профілю кулачка; профілі кулачків розподільного вала обчислюються без посилання на параметри певного двигуна [1 - 15].

Для економічної роботи двигуна внутрішнього згоряння опір змінних поперечних перерізів прорізів клапанів під кутом p_{kv} до проходу робочої рідини повинен бути мінімальним [1 - 15]. Цю умову можна найефективніше виконати лише при найменших швидкостях і робочій рідині в потокових секціях гнізд клапана [1 - 15]. Для цього необхідно визначити значення складових частин АС робочого обсягу циліндра та потокових секцій прорізів клапанів з урахуванням перекриття клапанів для кожного кута прв. У цьому випадку значення швидкості $X) k$, яке утворюється конструкцією в один градус обертання розподільного вала (мм / град p_{rv}), зазвичай називають аналогом швидкості [1 - 15]. Додаткові потокові секції прорізів клапанів (коли клапани перекриваються) обмежують зростання швидкості DK робочої рідини в потокових секціях прорізів клапанів на виході та вході та забезпечують внутрішню рециркуляцію відпрацьованих газів [1 - 15].

Збільшуючи перекриття клапанів (через синхронізацію клапанів), внутрішня рециркуляція може замінити зовнішнє та повторне відкриття випускного клапана на впускному ході. Крім того, потрібно менше вихлопних газів, коли вони подаються в циліндр під тиском через впускний клапан на ході вихлопу. У цьому випадку питома витрата палива може бути зменшена на 4,6 %, а викиди NO_x на 25,40 % [1 - 15] без використання додаткових реагентів та обладнання. Аналіз розвитку двигунів показує, що компанії "Scania" і "Man" на своїх нових двигунах значно розширили кутовий шлях перекриття клапанів [1 - 15].

РОЗДІЛ 2

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА, ЙОГО СИЛОВОЇ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Загальна характеристика судна «Morgenstond 2»

Судно «Morgenstond 2» - універсальне судно, що пристосовано для перевезення контейнерів (General cargo) [16-19]. Тип судна – одногвинтовий, двохпалубний з подвійними бортами, подвійним дном, з кормовим розташуванням машинного, насосного відділення, житлових і службових приміщень, з бульбовою формою носового краю й крейсерською кормою, зрізаною в надводній частині по типу транця, з надлишковим надводним бортом [16-19] (рис. 2.1). IMO Number – 9367073, MMSI – 244457000.



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд судна «Morgenstond 2»

Стальна рубка розміщується в кормі та вміщує житлові приміщення, розраховані на 9 членів екіпажу. Район плавання – необмежений [16-19].

Класифікація судна: Reg. 19 Finnish /Swedish 1A Lloyd's Register, RL 1A, LMC, UMC SMC, SOLAS II – 2, Ice Class 1A Tween-decker [16-19].

Колишні імена судна: MORGE (2018, Netherlands), CLIPPER AURORA (2015, Netherlands), BELUGA LEGISLATION (2013, Netherlands), KENT SUNSET (2012, Netherlands), KENT LEGISLATION (2009, Netherlands), NOORMAN (2008, Netherlands) [16-19].

Побудовано судно на суднобудівному заводі Okean Shipbuilding Yard - Nikolayev, Ukraine та здано в експлуатацію і передано власнику в липні 2007 року [16-19]. Загальний вигляд судна показаний на рис. 2.2.

Судно «Morgenstond 2» спеціально призначене для перевезення вантажів в контейнерах або в спеціальних ємностях. Конструкцією трюмів судна передбачена можливість перевезення стандартних 20 або 40 футових контейнерів. У трюмах мають місце спеціальні вертикальні направляючі, що призначені для завантаження та кріплення контейнерів. Для більш повного використання вантажопідйомності судна частину контейнерів завантажують на палубу контейнеровоза. Контейнери між собою скріплюються за допомогою твістлоків та спеціальних поздовжніх кріплень. На судні передбачені спеціальні розетки для підключення рефрижераторних контейнерів [16-19].

Основні характеристики і розміри судна «Morgenstond 2» [16-19]:

Довжина найбільша	142,950 м;
Довжина між перпендикулярами	134,965 м;
Ширина найбільша	18,94 м;
Висота	10,95 м;
Осадка експлуатаційна максимальна	7,9 м.
Автономність судна по запасам палива, води, масла та провізії	25 діб.

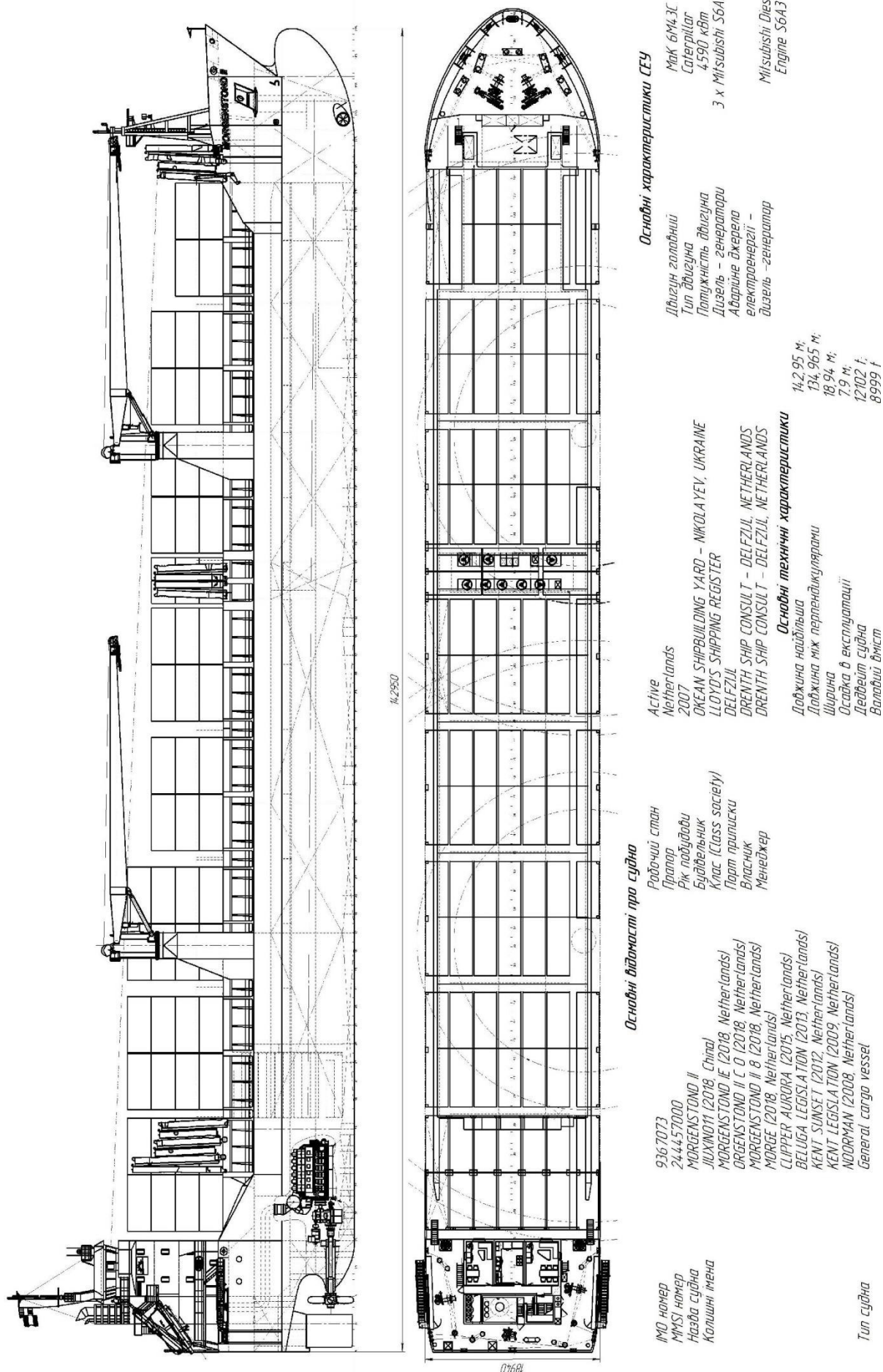


Рисунок 2.2 – Загальний вигляд судна «Morgenstond 2»

Дальність плавання	10000 морських миль.
Тип судна	General cargo
Назва судна	Morgenstond2
Позивний сигнал судна	PHJP
Рік та місце побудови	2007 р, Damen Shipyards Okean, Ukraine
Прапор	Netherlands
Порт реєстра	Delfzijl
Дедвейт	12102 т
Валова місткість	8999 т
Вантажна ємність 1	6675 м ³
Вантажна ємність 2	10598 м ³
Місткість контейнерів:	684 TEU
	- розміщені в трюмі: 312 TEU
	stackload 100 ton/TEU,
	135 ton/FEU
	- розташовані на палубі: 372 TEU
	stackload 50 ton/TEU,
	65 ton/FEU
Швидкість судна	14,5 / 14,3 вузлів
Класифікаційне товариство	Lloyd's shipping register
Судовласник і менеджер.....	Drenth ship consult - Delfzijl, Netherlands

Судно має повністю зварну конструкцію з повздовжньою системою набору у середній частині в поєднанні з поперечними рамними зв'язками для подвійного дна, верхньої палуби, палубного стрингера комінгса люка та повздовжніх комінгсів люків [16-19]. Судно має форму відкритого люку (коробка повна, подвійна оболонка), що може конвертуватись в одноетажний DWAT. В районі машинного відділення та в кінцевих частинах застосовуються поперечна система набору. У поперечній системі набрані борта, палуби бака та юта, форпик, райони машинного відділення та ахтерпіку. Корпус має округлену

форму скули, транцеву корму, бульбовий ніс [16-19].

У всіх експлуатаційних випадках завантаження судна не буде спостерігатися диференту на ніс. Розрахунковий дедвейт судна у морській воді густиною $1,025 \text{ т/м}^3$ при осадці по літню вантажну марку (6,35 м) на рівний киль - 8999 т. Розрахунковий дедвейт судна у прісній воді густиною $1,000 \text{ т/м}^3$ при осадці 7,9 м на рівний киль - 12102 т [16-19]. Дедвейт включає вантаж, паливо, масло, прісну воду, екіпаж з багажем, продовольчі запаси, інвентар, запасні частини згідно норм Класифікаційного товариства [16-19].

Швидкість судна при повному завантаженні судна (осадка 7,9 м) та свіжопофарбованому, чистому корпусі, на рівноу килі при вітрі до 3-х балів и хвилюванні моря до 2-х балів за шкалою Бофорта на глибокій воді при потужності головного двигуна 6000 кВт при 500 хв^{-1} складає 13,4 - вузлів. Період хитавиці судна в усіх експлуатаційних випадках завантаження забезпечується в межах 11...20 секунд [16-19]. Для стримування бортової хитавиці передбачені скулові килі. Для покращення маневрових якостей судна на малому ході в вузькостях, а також при швартовці до причалу на судні передбачається носовий підрулюючий пристрій STT1 "Eekels" на основі електродвигуна Leroy Somer, потужністю 730 кВт типу гвинт в трубі. Управління підрулюючим пристроєм здійснюється дистанційно з містка [16-19].

2.2 Складові суднової енергетичної установки

Загальний вигляд розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна показано на рис. 2.3. В ньому розташовані масляні сепаратори, головний двигун, дизель-генератори, інсепаратор, дільниця підготовки палива, повітряні компресори, центральний пост керування, охолоджувачі тощо [16-19].

На платформі в машинному відділенні передбачається встановлення *трьох дизель-генераторів Mitsubishi Marine Diesel Engine Model: S6A3*

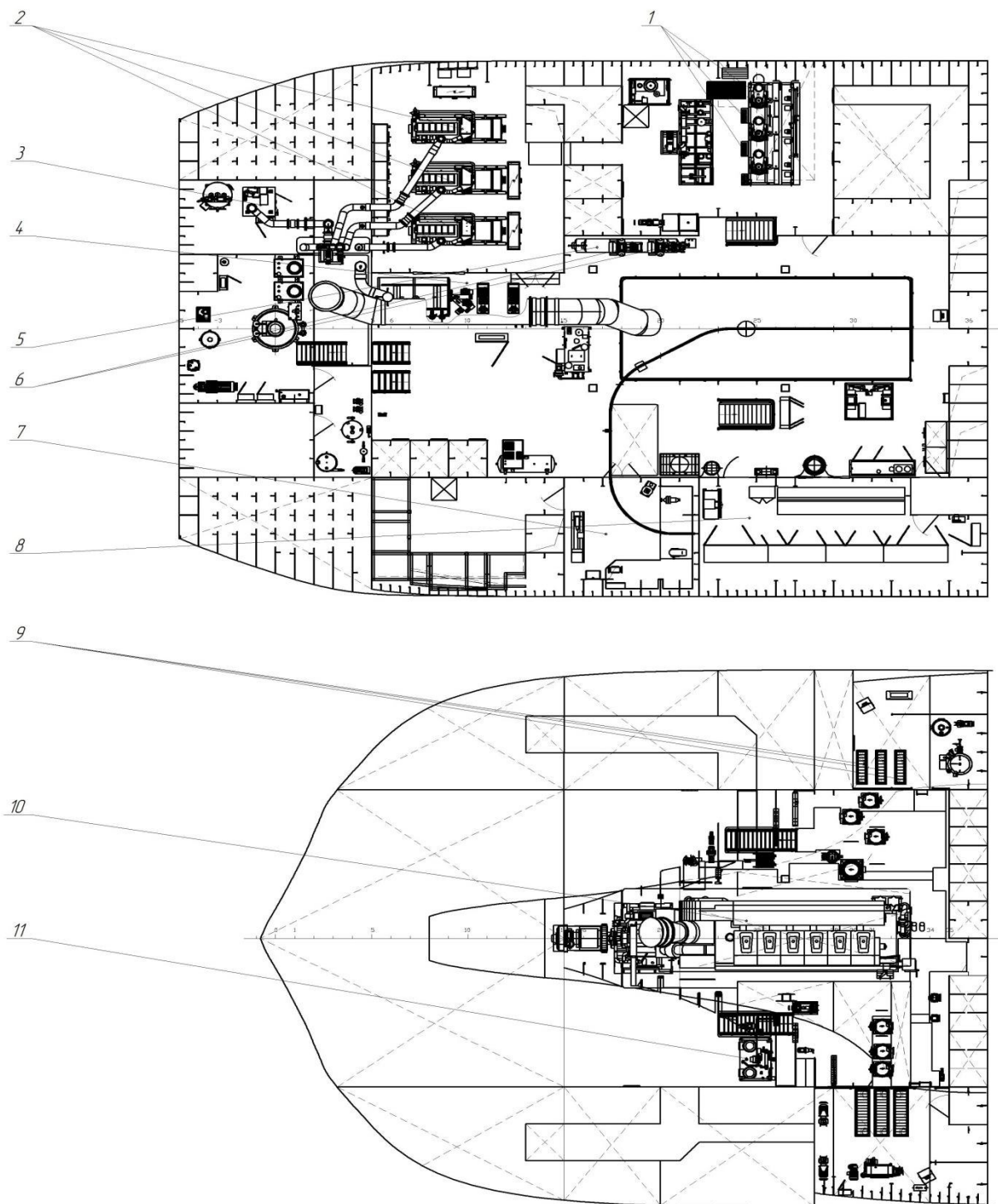


Рисунок 2.3 - Загальне розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна: 1 – масляні сепаратори; 2 – дизель-генератори; 3 – інсєнєратор; 4 – дїльниця підготовки палива; 5 – повітряні ресивери; 6 – повітряні компресори; 7 – суднова майстерня; 8 – центральний пост керування; 9 – масляні охолоджувачі; 10 – головний двигун; 11 – дїльниця ремонту паливної апаратури



Рисунок 2.4 – Загальний вигляд дизель-генератора Mitsubishi Marine Diesel Engine Model S6A3a [16-19]

потужністю 405 кВт кожен при частоті обертання 1500 хв^{-1} . Зовнішній вигляд дизель-генератора S6A3 фірми Mitsubishi наведено на рис. 2.4 [16-19].

Загальна технічна характеристика дизель-генератора включає в себе [16]:

Тип двигуна	4-тактний, з водяним охолодженням, з турбонаддувом, з охолодженням водою (макс. 32°C)
	дизельний двигун
Розташування циліндрів	рядне
Система згорання	безпосереднє впорскування
Кількість циліндрів	6
Кількість турбокомпресорів	1
Діаметр поршня / хід поршня	150 / 175
Загальний об'єм	18,5 л
Тип палива	Дизельне паливо
Ступінь стиску	14,5:1
Потужність стартермотора	24 В - 6 кВт
Система мащення	Примусове мащення шестеренчастим

Основні розміри двигуна (LxBxH)

2036,5 x 926,5 x 1370,5

Кожен з дизель-генераторів може бути "працюючим" або "резервним". "Резервний" дизель-генератор автоматично підтримується у прогрітому стані та готовності до пуску. Кожен дизель-генератор складається з дизельного двигуна та безщіткового генератора змінного струму LEROY SOMER LSAM Model: 49/1S2, що встановлені на амортизаторах на спільній рамі [16-19].

Пуск дизель-генераторів пневматичний, з головного поста або автоматичний від системи керування електростанцією. Охолодження приводних двигунів - за допомогою ящиків охолоджувачів. На кожен дизельний двигун навішуються масляні насоси, насоси та підігрівачі охолоджуючої води [16-19]. Дизель-генератори можуть працювати паралельно. Передбачається точна, ручна й автоматична синхронізація дизель-генераторів.

В якості аварійного джерела електроенергії встановлено аналогічний дизель - генератор Mitsubishi Marine Diesel Engine Model: S6A3 + LEROY SOMER LSAM Model: 49/1S2 потужністю 405 кВт / 1840 хв⁻¹, розташований в спеціальному приміщенні на шлюпкової палубі [16-19].

Головна енергетична установка розташовується в кормовій частині судна і складається з одного головного дизельного двигуна [16-19].

Головний двигун. У якості головного двигуна на судні встановлено чотиритактний двигун з газотурбінним наддувом, MaK 6M43C з максимальною потужністю 6000 кВт при частоті обертання колінчастого вала 500 хв⁻¹. Головний двигун жорстко встановлений на епоксидних клинах на фундаментну раму. Фундаментна рама металева зварна. Блок циліндрів і станина представляють монолітну відливку. Його пуск можливий лише із машинного відділення. Двигун має рядне, вертикальне розміщення циліндрів та пряме впорскування палива в циліндр. Поперечний переріз суднового двигуна наведено на рис. 2.5 [16-19].

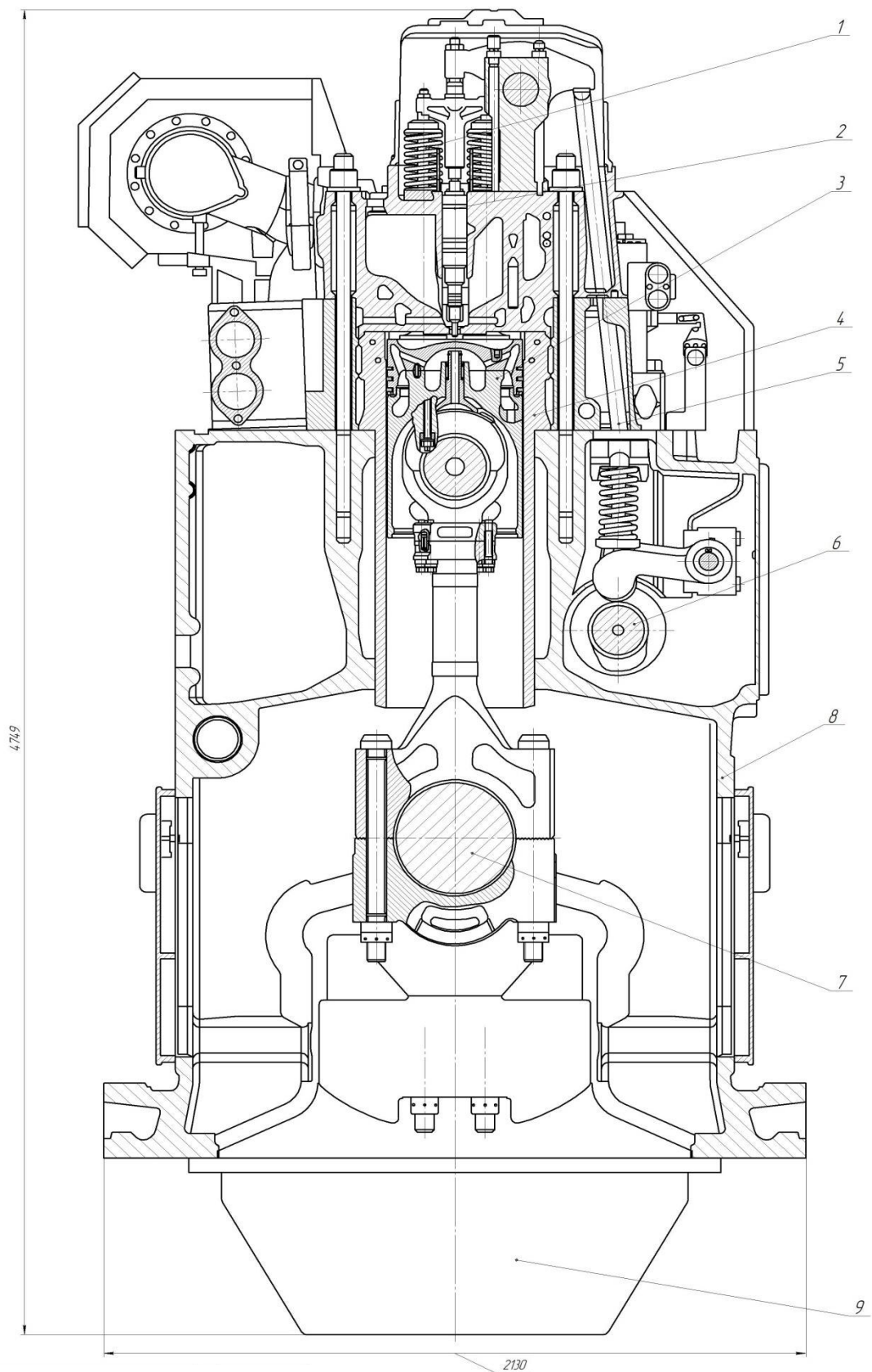


Рисунок 2.5 - Поперечний переріз головного двигуна: 1 – клапан; 2 – паливна форсунка; 3 – поршень; 4 – циліндр; 5 – штовхач коромисла; 6 – шатун; 7 – колінчастий вал; 8 – блок-картер; 9 – піддон картера

Двигун можливо економічно та ефективно експлуатувати на важкому паливі в'язкістю до 700 мм²/сек (сст) при 50 °С [7000 сек. по Редвуду I при 100°F]. Він розрахований на роботу на найгіршому паливі, включаючи специфікацію CIMAC H/K 55 [16-19].

Головний принцип конструкції двигуна MaK 6M43C - надійність та простота. Сімейство двигунів 6...9 циліндрових призначене для використання в якості головних суднових двигунів, які охоплюють діапазон потужностей від 3360 до 19000 кВт та працюють на важкому паливі з в'язкістю до 700 сСт [16-19].

Двигун проектували з таким розрахунками, щоб на базі наявних технологій можна було перейти до наступного форсування за середнім ефективним тиском й підвищенню циліндрових і агрегатних потужностей без зміни розмірів підшипників, товщини стінок, діаметрів валів, шестерень і так далі, які розраховані таким чином, що при подальшому збільшенні потужності двигун залишається, надійним в експлуатації [16-19].

Основні характеристики головного двигуна [16-19]:

Виробник.....	Caterpillar Marine Power Systems;
Тип.....	MaK 6M43C;
Кількість циліндрів і розміщення	6, рядне;
Діаметр циліндра.....	430 мм;
Хід поршня.....	610 мм;
Робочій об'єм одного циліндру.....	88,6 дм ³ ;
Середній ефективний тиск	2270 / 2640 кПа
Частота обертання колінчастого вала.....	500 / 514 хв ⁻¹
Середня швидкість поршня.....	10,2/10,5 м/с;
Максимальна потужність.....	6000 кВт;
Питома витрата паливапри навантаженні: 100 %.....	178 г/(кВт·год.);
	85 %.....177 г/(кВт·год.);
	75 %.....181 г/(кВт·год.);
	50 %.....190 г/(кВт·год.);

Питома витрата мастила.....0,8 г/(кВт·год.);

Турбокомпресор один імпульсний типу АВВ ТРL 71 С 33.

Особливості конструкції двигуна. Несучий блок-картер жорсткої конструкції виконаний із чавуну з кулястим графітом. Поперечні різьбові з'єднання між блок-картером і кришками підшипників (шпренгельні шпильки) забезпечують додаткову жорсткість [16-19]. Блок-картер не містить охолоджуючої води, тому корозійні ушкодження виключені. Циліндрова втулка оохолоджується тільки там, де це найбільш необхідно: у верхній частині навколо камери згоряння. Канал наддувочного повітря вбудований у блок-картер. Наддувочне повітря надходить по каналах блок-картера й сорочки водяного охолодження в кришці циліндра до впускних клапанів. При проведенні робіт на кришці циліндра відпадає необхідність у монтажі або демонтажі трубопроводу наддувочного повітря, отже, виключаються будь-які нещільності в з'єднанні трубопроводу або його руйнування[16-19].

Розподільний вал також вбудований у блок-картер [16-19]. Для зменшення тертя й зношування штовхачі клапанів і ПНВТ приводяться в дію проміжним важелем. Для зміни за часом відкриття клапанів або зсуву моменту упорскування палива ці важелі легко регулюються шляхом їх установки на валу з ексцентриком (або введенням елементів електронного управління) [16-19].

Маховик і привідна шестерня розподільного вала встановлені за допомогою конусної посадки на колінчастому валу методом гарячого запресовування. Шестірня кулачкового вала приводиться в дію проміжною шестірнею. Витримані точно міжосьові відстані забезпечують простоту монтажу без встановлення зазору між зубами. Усі шестірні керуючого привода загартовані [16-19].

У складеного поршня верхня частина сталева, а нижня чавунна з кулястим графітом, щоб забезпечити надійну передачу сил і тиску газів до 19,0 МПа і вище (максимальний тиск згоряння). Канавки у верхній частині поршня для двох ущільнювальних і одного маслоснімального кілець проходять індукційне

загартовування. Робоча поверхня верхнього кільця покрита спеціальним шаром і має відшліфовану сферичну форму. Таке виконання канавок і кілець забезпечує тривалий термін служби й низьку витрату мастила [16-19].

Циліндрова втулка завдяки твердому буртику стійка до деформації, вона має калібровану вставку, що запобігає відкладання коксу на втулці, що також збільшує термін служби й забезпечує низьку витрату мастила на вигар [16-19]. Порожнини для розміщення керуючого привода на стороні муфти й демпфера крутильних коливань на стороні, протилежній муфті, утворені в блок-картері й, таким чином, зменшують число вузлів двигуна й працезатрати при монтажі.

Оскільки інтеграція дає переваги при монтажі й технічному обслуговуванні, у процесі розробки двигуна М32С пошук вівся не тільки в напрямку спрощення або розширення вже реалізованих рішень, але й для здійснення нових ідей [16-19]. Подальше спрощення було досягнуто, зокрема, на кришці, що замикає порожнина зубчастої передачі, де масляний трубопровід був замінений на канавки в кришці, що дозволило виключити нещільності в масляних трубопроводах і їх руйнування. На панелі навішуються також насоси, які просто вставляються в них і затягуються кріпильними болтами. При цьому контролювати зазор між зубами не потрібно [16-19]. Двигуни М43С відрізняються простотою й зручністю при монтажі на судні. Усі робочі середовища: паливо, мастило й охолоджувальна вода - підводять із боку, де розміщається муфта, і їх трубопроводи легкодоступні. Паливні й масляні фільтри навішуються прямо на двигун [16-19].

ПНВТ "знають", у якій фазі чотиритактного циклу перебуває зараз їх циліндр. Тому логічно, щоб функцію подачі пускового повітря виконував ПНВТ відповідного циліндра. Це реалізоване геометрично й конструктивно. Вбудовування золотникового розподільника в насос означає відмову від розподільника пускового повітря й повітряних трубопроводів, а отже, зменшення обсягу монтажних робіт [16-19].

Найбільш багатофункціональним вузлом двигуна М43С є кришка (голівка) циліндра [16-19]. Вона також виготовляється із чавуну з кулястим

графітом і завдяки подвійному днищу має високу твердість, обумовлену формою. Камера згоряння й випускні клапани зазнають інтенсивного охолодження. Це профілактичний захід проти високотемпературної корозії. Два випускні й два випускні клапани кінетично зв'язані загальним коромислом, що полегшує установку зазору в приводі. Щоб уникнути зайвих витрат при монтажі трубопроводів, передбачене сполучене підведення масла води, що охолоджує, і повернення витоків палива. Прості штекерні з'єднання для підведення цих середовищ значно полегшують монтажні роботи [16-19].

Передбачені в достатній кількості радіальні входи для води в штекерні з'єднання, для її виходу й входу наддувочного повітря дозволяють демонтувати кришку циліндра не більш ніж за 30 хв. При монтажі кришка циліндра просто насаджується на сорочку водяного охолодження й центрується нею. Кришку затягують чотирма болтами за допомогою гідравлічного інструмента [16-19].

Двигун М43С призначений для експлуатації в тропічних умовах і роботи на важкому паливі, тому його піддають спеціальним тропічним випробуванням. При розробці трибологічної системи "циліндрова втулка - поршень - поршневе кільце" фірма МаК застосовує ізотопний вимір зношування за методом тонких плівок. Поблизу верхньої мертвої точки (ВМТ) верхнього поршневого кільця, тобто в місці, де виникає найбільше зношування, матеріал циліндрової втулки в машині за рахунок радіоактивного опромінення здобуває радіоактивність. За допомогою детектора на працюючому двигуні вимірюють і оцінюють рівень активності. Уже через 100 годин можна одержати достовірні дані з очікуваного зношування [16-19].

Валопровід та гребний гвинт. Валопровід й гвинт регульованого кроку складаються з маточини гребного гвинта с лопатями й механізмом зміни кроку, валопроводу, гідравлічного устаткування, дейдвудного пристрою з масляним змащенням [16-19].

Валопровід складається з: гребного валу (цільний фланець на кормовій кінцевій частині та фланцева напівмуфта на носовій кінцевій частині); труби підводу масла до механізму зміни кроку; гідро замка [16-19].

Пристрій для повороту валу встановлено на головному двигуні. Передбачено блокування, що запобігає можливості запуску ГД при включеному пристрої для повороту валу. Передбачається дейдвудний пристрій вварної конструкції, з кормовим та носовим підшипниками на масляному змащенні та ущільненнями радіального типу [16-19].

В якості рушія на судні встановлено один гребний гвинт регульованого кроку: тип маточини – VBS 740; діаметр гребного гвинта – 5000 мм; частота обертання – 230 хв^{-1} ; обертання - проти годинникової стрілки; кількість лопатей – 4; тип лопатей – для праці в насадці; матеріал маточини й лопатей NiAl, бронза [16-19].

2.3 Особливості суднових систем і суднових пристроїв

На судні створені комфортні умови для роботи та відпочинку екіпажу: діють системи прісної та стічної води, опалення, холодильне обладнання для провізії, а також високошвидкісне кондиціонування з можливістю індивідуального регулювання температури в кожному приміщенні [16–19]. Пожежна безпека забезпечується комплексом систем: водяною системою, що подає воду до гідрантів, пінного та зрошувального гасіння; пінною системою як основним способом ліквідації пожеж у вантажних трюмах і на палубах; вуглекислотою системою для захисту машинного та технічних приміщень; а також системою зрошення, яка охолоджує елементи вантажної зони та конструкції надбудов [16–19].

Рульовий пристрій представлений підвісним рулем типу «Fish Tail», який приводиться в дію рульовою машиною Rolls-Royce FRYDENBÖ RV850-3 з дистанційним електричним керуванням і авторульовим, забезпечуючи перекидання руля на великі кути та підвищену маневреність судна [16–19]. Якірний комплекс включає два станові якорі по 6000 кг і запасний, а також додатковий кормовий якір; підйом і віддача здійснюються електричними якірно-швартовими лебідками. Для швартування та буксирування судно

обладнане електричними швартовно-буксирними лебідками, кнехтами, швартовими тросами та ключами, що запобігають перетиранню канатів [16–19].

Рятувальне оснащення відповідає вимогам SOLAS і LSA: наявні рятувальні жилети, костюми, круги, аптечки, а також рятувальна шлюпка вільного падіння на 16 осіб, моторна чергова шлюпка на 7 осіб і декілька рятувальних плотів загальною місткістю понад 50 осіб [16–19]. Вантажні операції виконуються двома електрогідравлічними кранами вантажопідйомністю 45 т та допоміжним краном на 8 т, які працюють у широкому температурному діапазоні та оснащені маслонагрівачами й охолоджувачами [16–19]. Для підвищення маневреності судно обладнане носовим підрулюючим пристроєм STT1 "Eekels" з електродвигуном Leroy Somer, який забезпечує точне керування під час швартування, портових операцій та при екстремальних навантаженнях і сумісний зі системами DP та реєстратора рейсу VDR [16–19].

РОЗДІЛ 3

ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗАВАРІЙНОСТІ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА МАК 6М43С МОРСЬКОГО СУДНА

3.1 Практичні передумови і обґрунтування модернізації механізму газорозподілу головного двигуна в частині забезпечення безаварійності

У газорозподільному механізмі вразливим елементом є впускний і випускний клапани, які зазнають високих механічних і теплових навантажень. Найбільшу небезпеку представляють теплові навантаження, що визначаються умовами роботи клапанів у зоні високих температур, вони промиваються газами. Впускні клапани мають найвищі температури. Для підвищення продуктивності клапанів будівельники двигунів намагаються не виходити за межі 500 ... 520 °C [1 - 20].

Причини пошкодження [1 - 20]: - коли температури перевищують 650 °C, матеріал клапанів втрачає свої міцнісні властивості, одночасно створюються несприятливі умови для виникнення високотемпературної корозії; часто повторювані перепади температури від високої до низької провокують появу тріщин термічної втоми в зонах переходу диска клапана на шток або в області пазів для сухарів; поява на корпусі клапана глибоко проникає через окислення і утворення накипу; кольори мінливості на штоку клапана вказують на високу температуру окислення внаслідок нагрівання штока в ньому напрямна гільза; коли температури перевищують межі повзучості, диск клапана деформується і приймає форму чаші; при невеликих деформаціях порушується щільність прилягання, а при більш серйозних деформаціях плита може зламатися; обрив пластин також можливий, якщо порушено газорозподіл клапана і клапан б'є по поршню. Більш серйозні пошкодження виникають, коли двигун розповзається, сухарі вискакують з диска клапана, клапан падає вниз і потрапляє під поршень.

Клапан пробиває вогневе дно кришки циліндра, вода потрапляє в камеру згоряння, у циліндрі виникає гідравлічний удар, що супроводжується вигином шатуна та іншими пошкодженнями [1 - 20]. Втрата щільності клапана відбувається з ряду причин, які включають: ерозійний знос конуса сідла диска клапана та його сідла, відсутність обертання; відкладення коксу та золи на тарілці; деформація клапана; невідповідність осі клапана в напрямній; вигорання поверхні сидіння через високотемпературну корозію, спричинену присутністю у паливі ванадію та натрію, низькотемпературна корозія, спричинена високим вмістом сірки у паливі та низькими температурами клапанів (впускні клапани). Впускні клапани, які мають нижчу температуру, в основному піддаються низькотемпературній корозії, а отже, водяна пара та сірчана кислота, що утворюються при згорянні сірчистого палива, конденсуються на них, особливо в районі стрижнів. Типові ознаки: наявність виразкового зносу (вигорання) на стрижнях і робочих конусах сидінь і клапанів, шорсткість і затемнення поверхонь [1 - 20].

Суднові дизельні розподільні вали виконують різні функції: вони контролюють розподіл газу, подачу палива та розподіл пускового повітря. Найбільш навантаженими елементами розподільних валів є кулачки (циклічна дія контактних напружень) і шійки (тертя в підшипниках) (рис. 3.1 – 3.3) [1 - 20].

Типові типи погіршення технічного стану розподільних валів: стомлювальний знос, відколи, стирання робочої поверхні кулаків, знос шийок, корозія робочих поверхонь кулаків і шийок (рис. 3.1). Клапани та сідла як найбільш напружені елементи дизельного двигуна працюють за умов значних градієнтів та різких перепадів температур, а також хімічні та механічні ефекти (рис. 3.2, 3.3). Типові несправності клапанів та сидел: розвиток втомних тріщин, спричинених механічним впливом та температурні стреси; короблення, деформація, корозійні пошкодження, вигорання тарілок; знос, наклеп фасок; корозія та механічні пошкодження сидел; знос кулачків клапанів [1 - 20].

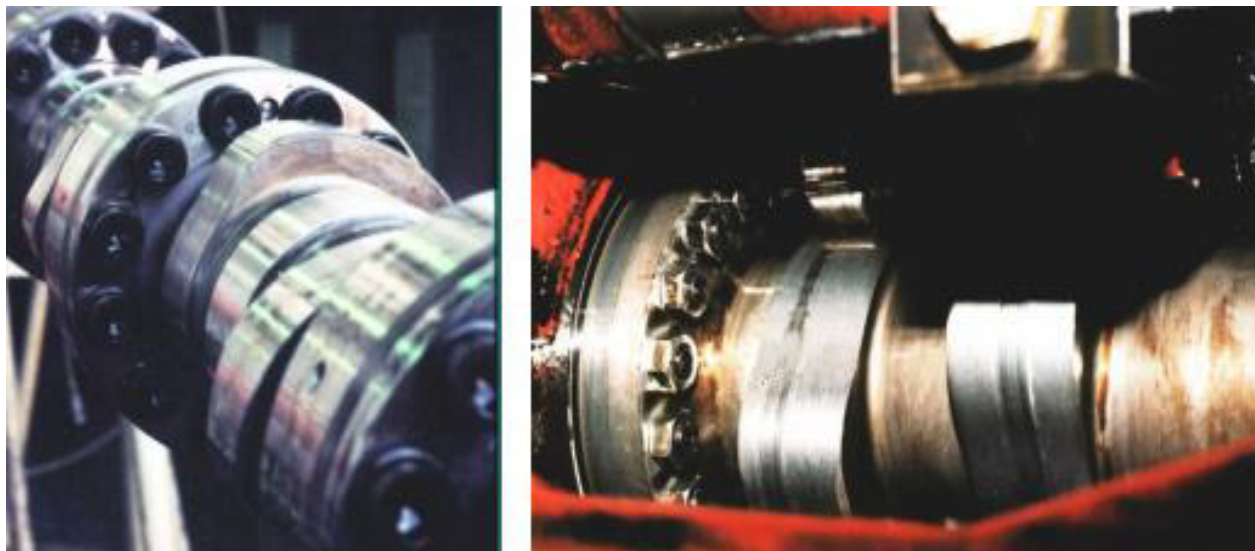


Рисунок 3.1 - Кулачки розподільного вала та клапанів дизельного двигуна МАК М32 після 15000 годин роботи

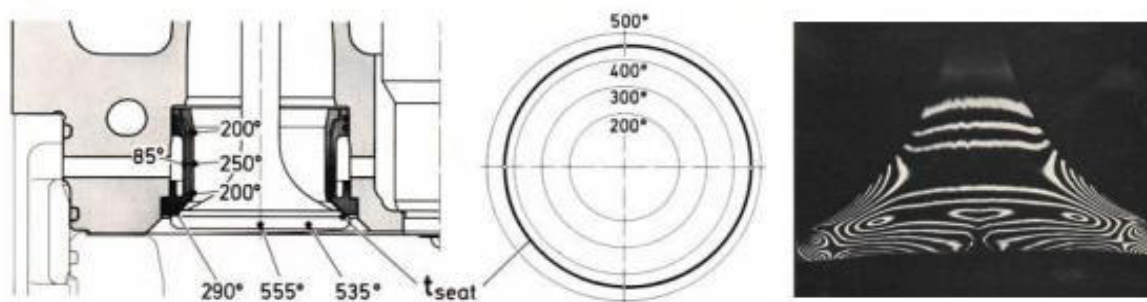


Рисунок 3.2 - Температурні поля клапана (ліворуч) та сидла (центр) та розподіл напруг в тарілці клапана (праворуч)

Загальний вигляд газорозподільного механізму у головці циліндра суднового двигуна МаК 6М43С показано на рис. 3.4 [1 - 20].

Механізм газообміну визначає величину та якість робочого заряду, що має великий вплив на процес утворення суміші, вибір та ефективність системи герметизації та теплові навантаження двигуна. Якість газообміну визначається не тільки цими показниками, але й енергоспоживанням на процес [1 - 20].



Рисунок 3.3 - Пошкодження сідел клапанів (зліва та посередині) та випускний клапан дизеля Vasa 32 після 10000 годин роботи на важкому паливі (справа)

Оцінка газообмінної системи може бути виконана на основі набору параметрів та показників з урахуванням параметрів газів перед турбіною. Для вдосконалення процесу газообміну пропонуються методи, в основному засновані на оптимізації параметрів газорозподілу, включаючи конструктивні параметри вихлопної та впускної систем (клапани, труби, колектор, приймач), параметри систем турбонаддуву та подачі повітря [1 - 20].

3.2 Розрахункове дослідження можливості модернізації газорозподільного механізму головного суднового двигуна

Оптимізація термінів роботи клапанів. Для оптимізації термінів роботи клапанів необхідно узгодити тривалість продувки, обґрунтувати моменти відкриття та закриття впускного та випускного клапанів [1 - 20].

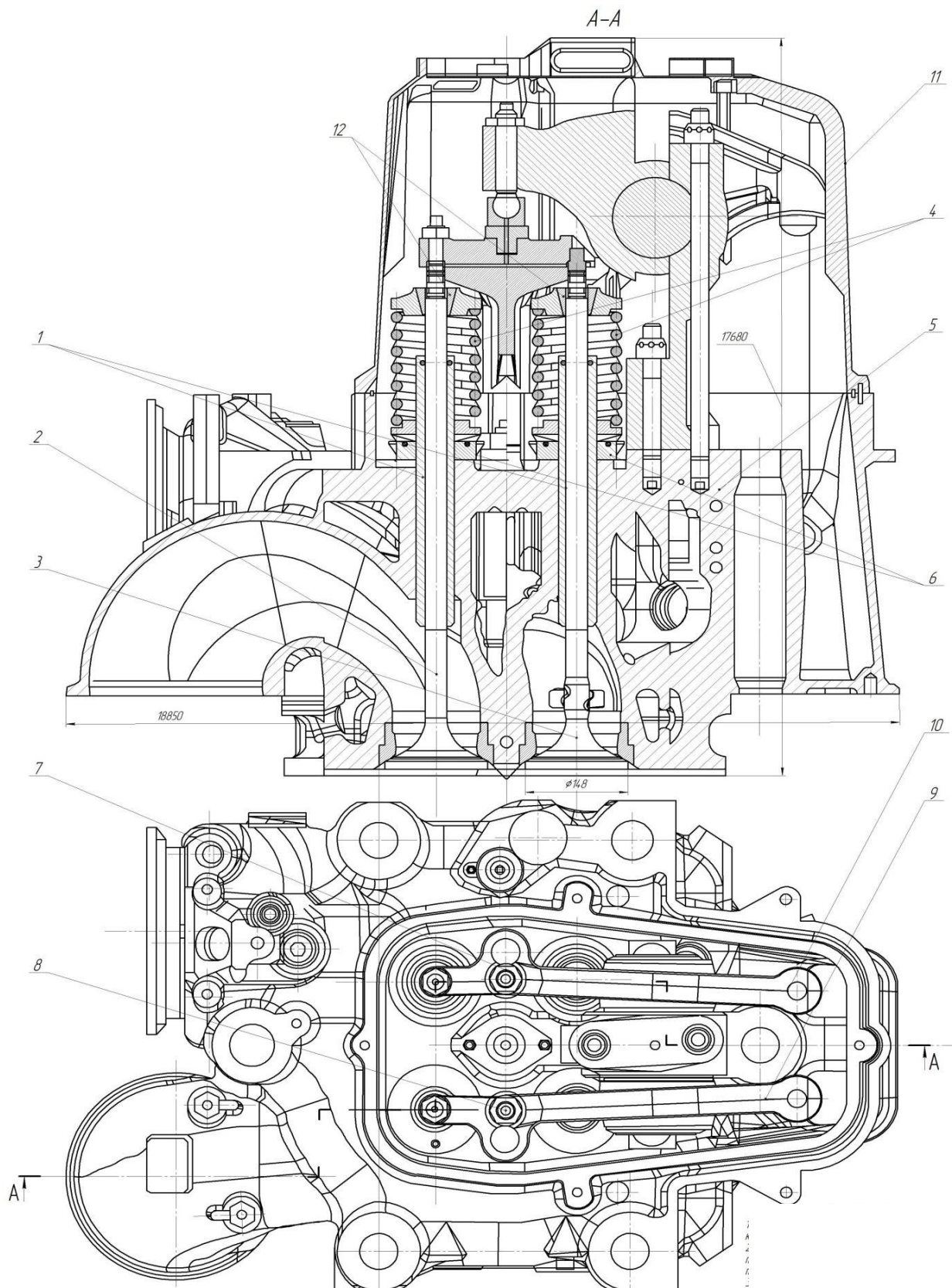


Рисунок 3.4 – Компонування деталей газорозподільного механізму у головці циліндра суднового двигуна МаК 8М43С: 1 – втулка клапана; 2 – впускний клапан; 3 – випускний клапан; 4 – пружина; 5 – корпус головки циліндрів; 6 – механізм повороту клапана; 7 – комплект випускного клапана; 8 – комплект впускного клапана; 9 – рокер впускного клапана; 10 – рокер випускного клапана; 11 – кришка головки циліндра; 12 – затискний конус

З точки зору частоти обертання колінчастого валу при форсуванні двигунів спостерігається тенденція до збільшення кута випередження випускних клапанів та періоду випуску [1 - 20]. Однак оптимальна синхронізація клапанів для двигуна, що працює за характеристикою навантаження, не сильно залежить від його режиму роботи. Прагнення до оптимального рішення висуває жорсткі вимоги до турбокомпресора, який повинен мати високий коефіцієнт тиску при високій ефективності. У цих випадках доцільно використовувати системи із змінною синхронізацією клапанів [1 - 20]. ККД визначає вплив змінної синхронізації клапанів на характеристики дизельного двигуна з високим тиском наддуву та оцінював ефективність цього заходу [1 - 20].

Для підвищення ефективності роботи двигуна та якості газообміну, зокрема, спрямовані розроблені методи профілювання газорозподільних кулачків [1 - 20] забезпечують прийнятні динамічні якості та надійність газорозподільного механізму, при якому вводяться обмеження на швидкість руху штовхача і на кут тиску в комбінації кулачок-штовхач тощо тощо [1 - 20].

Вибір параметрів клапанів. Зі збільшенням тиску наддуву спостерігається тенденція до збільшення перерізу впускних отворів з метою покращення заповнення циліндра. Це досягається збільшенням кількості, діаметра та ходу клапанів, але з урахуванням обмежень, накладених конструкцією капота та близькістю циліндричної стінки. Це особливо важливо для сучасних двигунів, до яких пред'являються підвищені вимоги до паливної ефективності та надійності газорозподільних механізмів [1 - 20].

Згідно з опублікованими рекомендаціями, співвідношення суми діаметрів впускного та випускного клапанів з діаметром циліндра знаходиться в межах 0,56 ... 0,84; діаметр впускного клапана вибирається в межах 0,32 ... 0,42 діаметра циліндра, а діаметр випускного клапана становить 0,75 ... 1,0 [1 - 20]. Оптимальна відносна площа горловини випускного клапана для чотириклапанної кришки циліндра становить 0,9, для двоклапанної - 0,87. Збільшення пропускної здатності випускних клапанів, зменшення опору

вихідних отворів за рахунок ефективного профілювання може призвести до зменшення негативного тиску ходів накачування [1 - 20].

Для перевірки висунутих припущень і здійснення модернізації в частині забезпечення безаварійності механізму газорозподілу головного двигуна МаК 6М43С судна «Morgenstond2» потрібно виконати тепловий і динамічний розрахунок головного двигуна [1 - 20].

Для побудови діаграм робочого процесу і динамічного аналізу використовуємо метод визначення енергетичного балансу в циліндрі працюючого двигуна, реалізований у вигляді програми розрахунку з використанням комп'ютерної техніки [1 - 20]. Основні вихідні данні для розрахунку показані у табл. 3.1 [1 - 20].

Розрахунок циклу зводиться до визначення параметрів в кінці відповідних процесів, починаючи з процесу заповнення, обчислюючи параметри, що характеризують цикл в цілому - показники показників двигуна; побудова теоретичної діаграми показників. Крім того, вони обчислюють параметри, що характеризують роботу двигуна в цілому - ефективні показники роботи двигуна.

Розрахунок процесу наповнення. Тиск повітря в наддувочному колекторі, МПа [20]:

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_K}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_n}.$$
$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,178 \cdot 6000 \cdot 2,5 \cdot 315}{0,43^2 \cdot 0,61 \cdot 6 \cdot 514 \cdot 0,5 \cdot 0,9} = 0,468 \text{ МПа.}$$

Тиск в кінці процесу наповнення, МПа:

$$p_a = K_a \cdot p_k = 0,96 \cdot 0,468 = 0,449 \text{ МПа.}$$

Температура в кінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{315 + 5 + 0,04 \cdot 853}{1 + 0,04} = 340 \text{ К.}$$

Таблиця 3.1 – Основні відомості для виконання розрахунку [1 - 20]

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, м	$D_{ц} = 0,43$ м.
Хід поршня, м	$S = 0,6$ м
Число циліндрів, шт.	$i = 6$
Частота обертання, хв^{-1}	500
Дійсне значення ступеня стиснення ε	12,5
Ефективна потужність, кВт	6000
Очікувана питома ефективна витрата палива	$g_e = 0,178$ кг/(кВт·год)
Частка втраченого ходу	$\psi_s = 0$
Коефіцієнти в рівняннях середньої ізохорної теплоємності чистого повітря і чистих продуктів згорання:	$a'_v = 19,26$ кДж/(кмоль·К)
	$a''_v = 20,47$ кДж/(кмоль·К)
	$b' = 0,0025$ кДж/(кмоль·К ²)
	$b'' = 0,0036$ кДж/(кмоль·К ²)
Відношення ходу поршня до діаметра циліндра (S/D)	1,10
Склад атмосферного повітря	79% азоту (N_2) та 20,8% кисню (O_2) по масі
Склад палива (приймається умовне паливо) - по масі:	дизельне паливо
вуглець C	$C = 0,866$ кг
водень H	$H = 0,13$ кг
кисень O	$O = 0,004$ кг
волога W	$W = 0$ кг
сірка S	$S = 0$ кг
Середня молекулярна маса, кг/моль	230
Нижча теплота згорання, кДж/кг (МДж)	42500 (42,5)
Коефіцієнт надлишку повітря ($\alpha = 2,25 \dots 4,0$).	$\alpha = 2,5$ (дизельне паливо)
Температура й тиск навколишнього середовища (T_0, p_0).	$p_0 = 0,103$ МПа $T_0 = 288$ К
Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{ox} = 0,7 \dots 0,90$,	$\sigma_{ox} = 0,8765$
Середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі, (T_a)	при використанні для охолодження забортної води $T_a' = T_0 = 288$ К
Середня швидкість повітря ($\omega_{вп}$)	20 м/с

Показник політропи стиснення ($n_1 = 1,32 \dots 1,40$)	$n_1 = 1,25$
Показник політропи розширення ($n_2 = 1,18 \dots 1,28$).	$n_2 = 1,2$
Коефіцієнт залишкових газів γ_r .	$\gamma_r = 0,04$
Температура повітря в наддувочному колекторі T_k .	$T_k = 315 \text{ K}$
Коефіцієнт наповнення циліндра.	$\eta_n = 0,90$
Коефіцієнт зниження тиску при вході в циліндр	$K_a = 0,96$.
Підігрів повітря об стінки циліндра	$\Delta T_a = 5 \text{ K}$
Коефіцієнт використання теплоти в кінці згорання.	точка “z” - $\xi_z = 0,95$
Коефіцієнт використання теплоти в кінці процесу розширення, точка “b”.	$\xi_b = 0,9$
Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ	$\lambda = 1,12$
Максимальна температура при згоранні палива T_z .	$T_z = 1500 \text{ K}$
Температура в кінці розширення,	$T_b = 1050 \text{ K}$
Температура залишкових газів	$T_r = 853 \text{ K}$
Механічний ККД двигуна, η_m .	$\eta_m = 0,77$
Коефіцієнт тактності	$z = 0,5$
Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми	$\varphi_{\text{скр}} = 1$

Коефіцієнт наповнення циліндра [20]:

$$\eta_h = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \psi_s).$$

$$\eta_h = \frac{12,5}{12,5 - 1} \cdot \frac{0,449}{0,468} \cdot \frac{315}{340} \cdot \frac{1}{1 + 0,04} \cdot (1 - 0) = 0,929.$$

Розрахунок процесу стиснення. Процес стиснення є політропним з показником ступеня стиснення n_1 , змінним на всьому протязі ходу поршня [20].

При розрахунку робочого процесу стиснення приймається, що він відбувається за політропою з умовним середнім показником $n_1 = \text{const}$, величина якого забезпечує отримання такої ж роботи на лінії стиснення, як і при дійсному показнику [20].

Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності заряду на лінії

стиснення розраховуємо за формулами [20]:

$$a_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot a_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] a_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

$$b_c = \frac{\gamma_r \cdot b_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К}^2);$$

Підставивши значення отримаємо [20]:

$$a_{vc} = \frac{0,04 \cdot 20,47 + [2,5(1 + 0,04) - 0,04] \cdot 19,26}{2,5(1 + 0,04)} = 19,27 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

$$b_c = \frac{0,04 \cdot 0,0036 + [2,5(1 + 0,04) - 0,04] \cdot 0,0025}{2,5(1 + 0,04)} = 0,0025 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К}^2).$$

Середній показник політропи стиснення, n_1 визначаємо методом послідовних наближень за формулою [20]:

$$n_1 = \frac{8,314}{a_{vc} + b_c \cdot T_a (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1.$$

$$n_1(I) = \frac{8,314}{19,27 + 0,0025 \cdot 340 \cdot (1 + 12,5^{1,35 - 1})} + 1 = 1,38.$$

Різниця значень показника політропи стиснення [20]:

$$\Delta n_1 = \left| \frac{n_1 - n_1(I)}{n_1} \right| = \left| \frac{1,35 - 1,38}{1,35} \right| = 0,00146.$$

Оскільки різниця не перевищує $\pm 0,005$, то приймаємо $n_1 = 1,358$ [20].

Тиск в кінці такту стиснення, МПа [20]:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,449 \cdot 12,5^{1,358} = 13,86 \text{ МПа}.$$

Температура в кінці такту стиснення, К [20]:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 340 \cdot 12,5^{1,358-1} = 872 \text{ К.}$$

Розрахунок процесу згорання. Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива L_0 , кмоль/кг [20]:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right),$$
$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,866}{12} + \frac{0,13}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,498 \text{ кмоль/кг.}$$

Дійсна кількість повітря, що необхідна для згорання 1 кг палива L , кмоль/кг [20]:

$$L = \alpha \cdot L_0 = 2,5 \cdot 0,498 = 1,25 \text{ кмоль/кг.}$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0 [20]:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1 + \frac{8 \cdot 0,13 + 0,004}{32 \cdot 1,25} = 1,02.$$

Частка палива, що згоряла у точці "z" [20]:

$$X_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,90} = 1,05$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β [20]:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,02 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,02.$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , β_z [20]:

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_\kappa} \cdot X_z = 1 + \frac{1,02 - 1}{1 + 0,04} \cdot 1,05 = 1,02.$$

Постійна палива k [20]:

$$k = \frac{8H + O}{32L_0} = \frac{8 \cdot 0,13 + 0,004}{32 \cdot 0,498} = 0,06.$$

Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z визначаються за рівняннями [20]:

$$a_{vz} = \frac{20,47 \left[(1+k) \xi_z + \gamma_r \right] + 19,26 \left[\alpha(1+\gamma_r) - (\xi_z + \gamma_r) \right]}{\alpha(1+\gamma_r) + k \xi_z}, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

$$a_{vz} = \frac{20,47 \cdot \left[(1+0,06) \cdot 0,95 + 0,04 \right] + 19,26 \cdot \left[2,5 \cdot (1+0,04) - (0,95 + 0,04) \right]}{2,5 \cdot (1+0,04) + 0,06 \cdot 0,95} =$$

$$= 19,788 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

$$b_z = \frac{0,0036 \left[(1+k) \xi_z + \gamma_r \right] + 0,0025 \left[\alpha(1+\gamma_r) - (\xi_z + \gamma_r) \right]}{\alpha(1+\gamma_r) + k \xi_z}, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К}^2 \text{)}.$$

$$b_z = \frac{0,0036 \cdot \left[(1+0,06) \cdot 0,95 + 0,04 \right] + 0,0025 \left[1,9 \cdot (1+0,04) - (0,95 + 0,04) \right]}{1,9 \cdot (1+0,04) + 0,06 \cdot 0,95} =$$

$$= 0,00298 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К}^2 \text{)}.$$

Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b [20]:

$$a_{vb} = \frac{20,47 \left[(1+k) + \gamma_r \right] + 19,26 \left[(\alpha-1) \cdot (1+\gamma_r) \right]}{\alpha(1+\gamma_r) + k}, \text{ кДж/(\кмооль} \cdot \text{К)};$$

$$b_b = \frac{0,0036 \left[(1+k) + \gamma_r \right] + 0,0025 \left[(\alpha-1) \cdot (1+\gamma_r) \right]}{\alpha(1+\gamma_r) + k}, \text{ кДж/(\кмооль} \cdot \text{К}^2).$$

Отримуємо остаточно [20]:

$$a_{vb} = \frac{20,47 \cdot \left[(1+0,06) + 0,04 \right] + 19,26 \left[(2,5-1) \cdot (1+0,04) \right]}{2,5 \cdot (1+0,06) + 0,0} =$$

$$= 19,788 \text{ кДж/(\кмооль} \cdot \text{К)};$$

$$b_b = \frac{0,0036 \cdot \left[(1+0,06) + 0,04 \right] + 0,0025 \left[(2,5-1) \cdot (1+0,04) \right]}{2,5 \cdot (1+0,04) + 0,06} =$$

$$= 0,002956 \text{ кДж/(\кмооль} \cdot \text{К}^2).$$

Теплота згоряння палива, що приведена до абсолютного нуля Q_i , кДж/кг [20]:

$$Q_n = 418,7 \cdot \left[81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W) \right] =$$

$$= Q_i = 418,7 \cdot \left[81 \cdot 0,866 + 300 \cdot 0,13 - 26 \cdot (0,004 - 0) - 6 \cdot (9 \cdot 0,13 + 0) \right] =$$

$$= 42716,6 \text{ кДж/кг}.$$

Нижча теплота згоряння палива, що приведена до абсолютного нуля Q'_i , кДж/кг [20]:

$$Q'_i = Q_n + \alpha L_0 (1 + \gamma_r) \left[\beta_z (a_{vc} + b_z + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0) \right] T_0.$$

$$Q'_i = 42716,6 + 1,9 \cdot 0,498 \cdot (1 + 0,06) \times$$

$$\times \left[1,0307 \cdot (19,881 + 0,00306 \cdot 290) - (19,296 + 0,0025 \cdot 290) \right] \cdot 290 =$$

$$= 43117,326 \text{ кДж/кг}.$$

Постійні коефіцієнти в рівнянні згоряння [20]:

$$C = \frac{1}{\beta_z(1+\gamma_r)} \left[\frac{\xi_z Q'_H}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \gamma_r(a_{vb} + b_b T_c) + (1+\gamma_r)8,314 \cdot \lambda T_c] \right] =$$

$$= \frac{1}{1,0307 \cdot (1+0,06)} \left[\frac{0,85 \cdot 43117,326}{0,946} + [19,2786 + 0,0025 \cdot 872 + \right.$$

$$\left. + 0,06 \cdot (19,296 + 0,00253 \cdot 872) + (1+0,06) \cdot 8,314 \cdot 1,12 \cdot 872 \right] = 57058,80.$$

$$B = b_z = 0,003;$$

$$A = 8,314 + a_{vz} = 8,314 + 19,788 = 28,102.$$

У першому наближенні температуру T_z приймаємо виходячи з того, що при більшому значенні $T_z \geq 1800$ К відбувається дисоціація газів. Це не бажано [20]. Максимальна температура в циклі T_z визначається методом послідовних наближень, К [20]:

$$T_z = \frac{C}{A + B \cdot T_z}.$$

Перше наближення при $T_z = 1800$ К [20]:

$$T_z (I) = \frac{57058,80}{28,102 + 0,003 \cdot 1800} = 1751,77 \text{ К.}$$

Друге наближення [20]:

$$T_z (II) = \frac{57068,6}{28,195 + 0,003 \cdot 1751,77} = 1712,33 \text{ К.}$$

Третє наближення [20]:

$$T_z (III) = \frac{57068,6}{28,195 + 0,003 \cdot 1712,33} = 1718,39 \text{ К.}$$

Тоді максимальний тиск в циліндрі p_z , МПа [20]:

$$p_z = \lambda \cdot p_c = 1,12 \cdot 13,86 = 15,52 \text{ МПа.}$$

Розрахунок процесу розширення. На процес розширення впливають теплообмін газів, що розширюються, із стінками циліндра двигуна, можливість витоку газів через нещільність в результаті процесу дисоціації. Всі ці фактори обумовлюють зменшення показника політропи n_2 . У зв'язку з труднощами урахування всіх факторів, що супроводжують процес розширення, для визначення параметрів газів використовують політропу і умовний показник n_2 , що постійний на процесі розширення і дає таку ж роботу, як при дійсній політропі [20].

Ступінь попереднього розширення ρ [20]:

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,0307}{1,12} \cdot \frac{1718,39}{872} = 1,81.$$

Ступінь подальшого розширення δ [20]:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,81} = 6,9.$$

Температура газу в кінці розширення T_b , К [20]:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1718,39}{6,9^{1,27-1}} = 1020,1 \text{ К.}$$

Тиск в кінці процесу розширення p_b , МПа [20]:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{15,52}{6,9^{1,27}} = 1,34 \text{ МПа.}$$

Профілювання кулачкових шайб газорозподільного механізму. Для зменшення впливу коливань елементів газорозподільного механізму і збільшення надійності їх елементів кулачки повинні мати *безударний профіль*. Виконуємо розрахунок кулачків модернізованого газорозподільного механізму. В табл. 3.2 наведені вихідні дані для розрахунку [20].

Таблиця 3.2 - Параметри розрахунку системи газорозподілу двигуна [20]

Параметр	Значення
Діаметр циліндру, м	0,43
Хід поршня, м	0,61
Кількість клапанів на циліндр, од	2,00
Частота обертання двигуна, хв ⁻¹	500,00
Діаметр шпинделя клапану, м	0,01
Середня швидкість потоку, м/с	20,00
Тиск наддування, МПа	0,37
Температура навколишнього повітря, К	293,00
Геометрична ступінь стискання	12,50
Кут закриття впускних клапанів, град після НМТ	28,00

Визначимо дійсну ступінь стиску з урахуванням втрат на органи газорозподілу за формулою [20]:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon(1 - \Psi_a) + \Psi_a$$

де $\Psi_a = h_a / S$ - частка втраченого ходу поршня на органи газообміну, після закриття яких починається стискання в циліндрі [20].

h_a - частка ходу поршня при якому органи газорозподілу залишаються відкритими [20].

$$h_a = r \left[(1 - \cos \varphi_1) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_r) \right]$$

де φ_r - кут закриття впускних клапанів, град після НМТ [20];

r - радіус кривошипа [20]

$$r = S/2 = 0,61 / 2 = 0,31 \text{ м}$$

де λ - постійна кривошипно-шатунного механізму ($X = r/L_{\text{ш}}$) [20];

$L_{\text{ш}}$ - довжина шатуна, для розглянутого двигуна $L_{\text{ш}} = 0,80 \text{ м}$. [20]

$$\lambda = 0,31 / 0,80 = 0,3813$$

Тоді визначаємо відстань яку пройде поршень раніше ніж будуть перекриті усі газорозподільчі органи [20].

$$h_a = 0,31 \times \left[(1 - \cos 28,0) + \frac{0,3813}{4,0} \times (1 - \cos 2 \times 28,0) \right]$$

Доля втраченого ходу становитиме [20]:

$$\Psi_a = h_a / S = 0,05 / 0,61 = 0,0795$$

Дійсна ступінь стискання у розглянутому двигуни з урахуванням втрат ходу на газообмін [20]:

$$\varepsilon_0 = 12,5 \times (1 - 0,0795) + 0,0795 = 11,585$$

Розрахунок прохідного перетину випускного клапана. Прохідні перетини впускних і випускних клапанів визначають діючий гіравлічний опір Δp системи газорозподілу Δp . Зменшення Δp можна досягти збільшенням діаметра горловини d й ходу h_k тарілки клапана (рис. 3.5) [20].

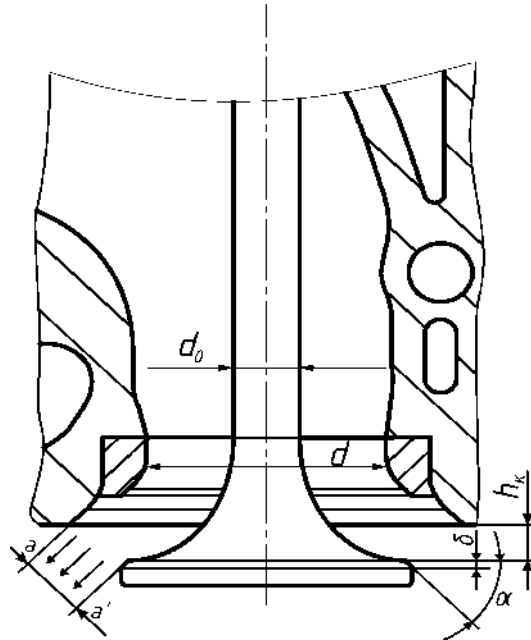


Рисунок 3.5 - Розрахункова схема для визначення основних параметрів випускного клапана чотирьохтактного двигуна [20]

Розрахункова площа прохідного перетину клапана визначається з рівняння неперервності газового потоку [20]:

$$f_k \times c_k \times i_k = F_{\Pi} \times c_m$$

де f_k - площа прохідного перетину клапана (переріз $a-a$ на рис. 3.5) [20];

F_{Π} - площа прохідного перетину поршня;

i_k - число впускних або випускних клапанів;

c_k - середня швидкість потку у щілині клапану;

c_m середня швидкість поршня.

Знаходимо площу поршня [20]:

$$F_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,43^2}{4} = 0,1451 \text{ м}^2$$

де D – діаметр робочого циліндру двигуна,

Знаходимо середню швидкість поршня [20]:

$$c_m = \frac{S \times n}{30} = \frac{0,6 \times 500}{30} = 10 \text{ м/с}$$

де S - хід поршня, м

n - частота обертання двигуна, хв^{-1} ,

Тоді, прийняв $c_m = 20,0 \text{ м/с}$ [20]:

$$f_k = 0,145 \left(\frac{12,20}{2 \times 20} \right) = 0,0443 \text{ м}^2$$

Знайдемо діаметр горловини вікна клапану за формулою [20]:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times f_k}{\pi}} + d_0^2 = \sqrt{\frac{4 \times 0,0443}{3,14}} + 0,0050^2 = 0,2375 \text{ м}$$

де d_0 - діаметр тарілки клапану (за чертежем)

Максимальний хід клапана визначаємо за формулою (із заокругленням до більшого цілого значення в мм) [20]

$$h_{\text{кл}}^{\text{max}} = \frac{(d^2 - d_0^2)}{4d_{\text{кл}} \cos \alpha_{\text{кл}}}$$

де $\alpha_{\text{кл}}$ - кут нахилу ущільнювальної кромки клапана ($\alpha_{\text{кл}} = 30,0$) [20];

$d_{\text{кл}}$ - діаметр тарілки клапана ($d_{\text{кл}} = (1,1 \dots 1,25) d_{\text{горл}}$) [20];

$$d_{\text{кл}} = 1,2 d_{\text{горл}} = 1,20 \times 0,2375 = 0,2850 \text{ м.}$$

$$h_{\text{кл}}^{\text{max}} = \frac{0,2375^2 - 0,0050^2}{4 \times 0,2850 \times \cos 30,0^\circ} = 0,0571 \text{ м}$$

Основою побудови діаграм відкриття й закриття клапанів служить кінематика приводу клапана. Зміна ходу клапана у функції кута повороту колінчастого валу визначається профілем кулачної шайби. Діаграма лінійного відкриття клапанів, обумовленого профілем кулачків газорозподільного приводу [20].

Визначення фаз відкриття клапанів газорозподілу та побудова профілю кулачкової шайби. Для визначення параметрів кулачкового приводу клапанів виконуємо розрахунок профілів відкриття клапанів та кулачкової шайби. Задамо фазі газорозподілу відповідно до прототипу (табл. 3.3) [20].

Таблиця 3.3 - Фази газорозподілу суднового двигуна [20]

Параметр	Значення
Відкриття випускних клапанів , град до НМТ	55,00
Закриття випускних клапанів, град після НМТ	220,00
Відкриття впускних клапанів, град до НМТ	230,00
Закриття впускних клапанів, град після НМТ	40,00

Відповідно до значень кутів (табл. 3.3) відкриття та закриття клапанів визначимо кутові проміжки у продовж яких вони залишаються відкритими [20].

$$\Delta\varphi_{\text{вип.}} = \varphi_{\text{вип.}}^{\text{в}} + \varphi_{\text{вип.}}^{\text{з}} = 55,0 + 220 = 275^\circ$$

$$\Delta\varphi_{\text{вип.}} = \varphi_{\text{вип.}}^{\text{в}} + \varphi_{\text{вип.}}^{\text{з}} = 230 + 40,0 = 270^\circ$$

Складемо графічну схему відкриття клапанів (рис. 3.6) [20]

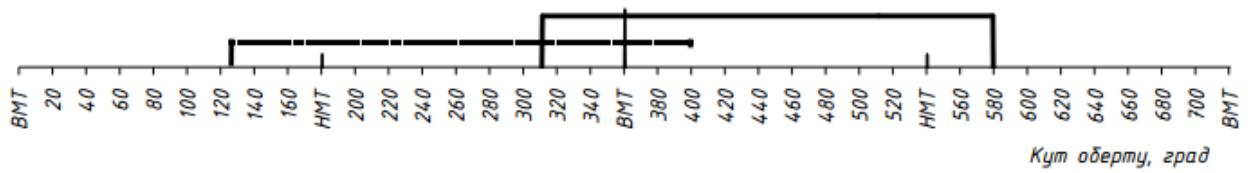


Рисунок 3.6 - Графічна схема відкриття клапанів: ----- випускний клапан; _____ впускний клапан

Визначаємо кут, продовж якого відбувається відкриття клапана. Для цього визначаємо час який необхідно на відкриття клапану при заданому у значенні середньої швидкості відкриття, яка для суднових дизелів не повинна перевищувати 5 м/с, а максимальна швидкість 10 м/с [20].

Визначаємо час за який колінчастий вал обертається на 1° [20]

$$t_{1^\circ} = \frac{1}{6n} = \frac{1}{6 \times 500} = 0,000333 \text{ с.}$$

Прийнявши середню швидкість $c = 0,10$ м/с, визначаємо час необхідний на відкриття клапану в процесі роботи [20]:

$$t_{\text{від}} = \frac{h_{\text{кл}}^{\text{max}}}{v_{\text{ср}}} = \frac{0,0571}{4,00} = 0,014 \text{ с}$$

У кутовому відрізку [20]:

$$\varphi_{\text{від}} = \frac{t_{\text{від}}}{t_{1^\circ}} = \frac{0,014}{0,000333} = 42,836^\circ$$

Заокруглюємо отримане значення до цілого більшого парного значення і отримуємо $\Phi_{від} = 52,0^\circ$

Прийнявши, що у приводі клапанів двигуна застосовують закон пропорційного зростання швидкості побудуємо трикутник, зміни швидкості на ділянці відкриття клапану показана на рис. 3.7. Приймаємо, що закон зміни швидкості буде симетричним [20].

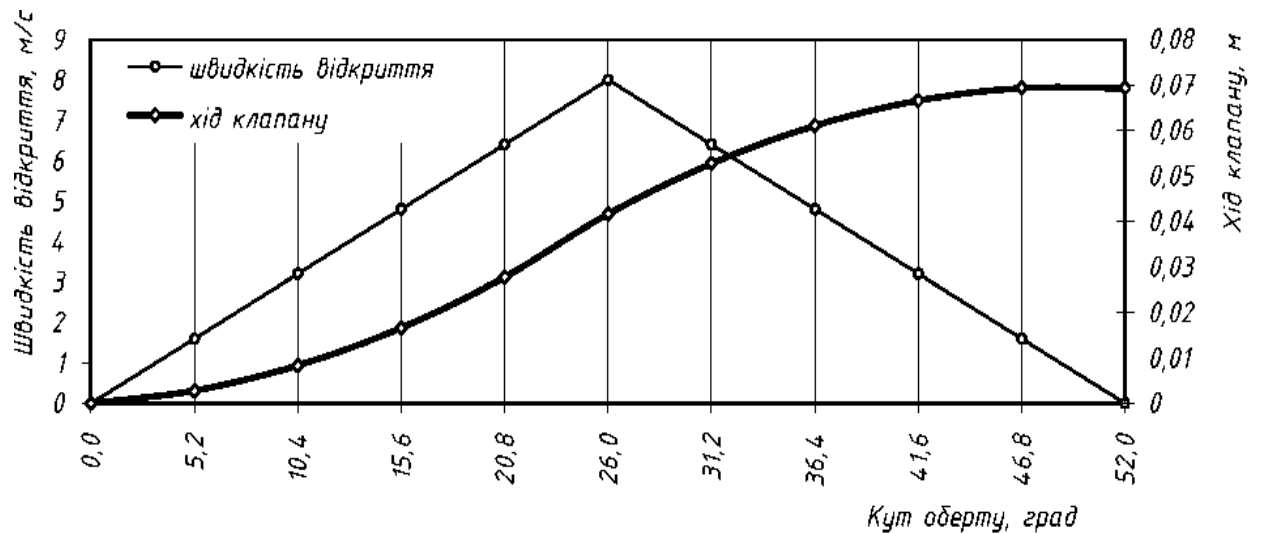


Рисунок 3.7 - Графічна схема відкриття клапанів двигуна

Розбиваючи діапазон підняття клапану на 10 рівних відрізків [20], та за графіком (рис. 3.7) визначимо значення швидкості у знайдених розрахункових точках. Занесемо отримані значення до табл. 3.4 [20].

Таблиця 3.4 - Зміна швидкості клапану на ділянці підіймання

Номер точки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Швидкість, c , м/с	0,00	1,60	3,20	4,80	6,40	8,00	6,40	4,80	3,20	1,60	0,00
Переміщення, h , см	0,00	0,23	0,69	1,37	2,28	3,43	4,34	5,03	5,48	5,71	5,71

Визначимо час відкриття клапану на кожній ділянці [20]:

$$t_{1/10} = t_{eid} / 10 = 0,0143 / 10 = 0,0014 \text{ с.}$$

Визначаємо положення клапану на кожній ділянці під час його відкриття [20]:

Знаходимо за аналогією [20]:

$$h_2 = 0,0023 \text{ м, або } 0,23 \text{ см}$$

$$h_3 = 0,0069 \text{ м, або } 0,69 \text{ см}$$

$$h_4 = 0,0137 \text{ м, або } 1,37 \text{ см}$$

$$h_5 = 0,0228 \text{ м, або } 2,28 \text{ см}$$

$$h_6 = 0,0343 \text{ м, або } 3,43 \text{ см}$$

$$h_7 = 0,0434 \text{ м, або } 4,34 \text{ см}$$

$$h_8 = 0,0503 \text{ м, або } 5,03 \text{ см}$$

$$h_9 = 0,0548 \text{ м, або } 5,48 \text{ см}$$

$$h_{10} = 0,0571 \text{ м, або } 5,71 \text{ см}$$

Як правило у чотирьохтактних суднових двигунів приймають симетричний профіль кулачка. Побудуємо тоді діаграму відкриття та закриття клапанів у розглянутому двигуні (рис. 3.8). Виконавши розрахунки для кожної ділянки підняття або опускання клапану отримуємо результати, які зводимо у табл. 3.5 [20].

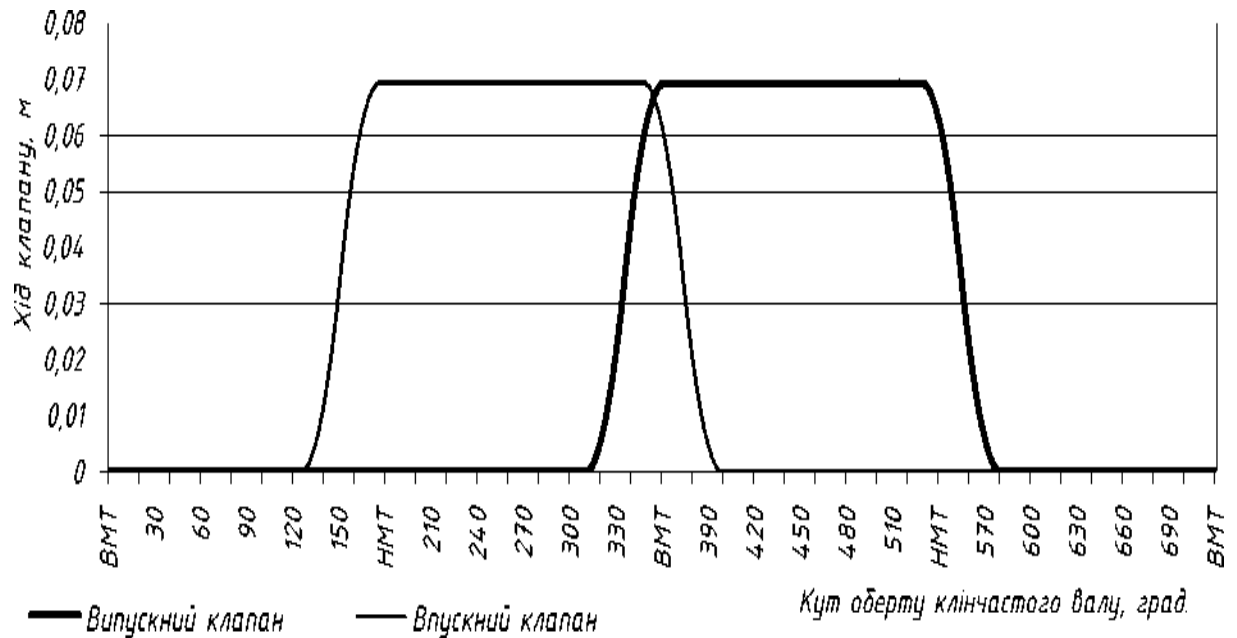


Рисунок 3.8 - Діаграма відкриття клапанів двигуна

Зведемо отриманні значення ходу клапану до табл. 3.3 та нанесемо отримані точки на графік (рис. 3.8). З'єднав нанесені точки між собою плавною лінією, отримуємо криву відкриття клапану [20].

Приймаємо, у відповідності до прототипу, діаметр утворюючої поверхні кулачка розподільного валу $d_{yt} = 0,35$ м [20].

Додавши до цього значення величину ходу клапану (табл. 3.5 – 3.6), та представивши отримані данні у полярній системі координат (рис. 3.9), отримаємо профіль кулачкової шайби для приводу впускних клапанів для передавального числа механізму приводу 1:1 [20].

Розрахунок процесу газообміну. Визначимо втрату тиску при проходженні повітря під час продування [20].

Втрата тиску у впускних клапанах може бути визначена за спрощеною методикою з рівняння Бернуллі [20]:

Таблиця 3.5 - Результати розрахунку діаграми відкриття клапанів

Кут	Впуск	Випуск	Кут	Впуск	Випуск	Кут	Впуск	Випуск
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0	0	240	0,06933333	0	480	0	0,06933333
10	0	0	250	0,06933333	0	490	0	0,06933333
20	0	0	260	0,06933333	0	500	0	0,06933333
30	0	0	270	0,06933333	0	510	0	0,06933333
40	0	0	280	0,06933333	0	520	0	0,06933333
50	0	0	290	0,06933333	0	530	0	0,06923077
60	0	0	300	0,06933333	0	540	0	0,0625641
70	0	0	310	0,06933333	0	550	0	0,04564103
80	0	0	320	0,06933333	0,00564103	560	0	0,02153846
90	0	0	330	0,06933333	0,02153846	570	0	0,00564103
100	0	0	340	0,06933333	0,04564103	580	0	0
110	0	0	350	0,06902564	0,0625641	590	0	0
120	0	0	360	0,06133333	0,06923077	600	0	0
130	0,00153846	0	370	0,04338462	0,06933333	610	0	0
140	0,01230769	0	380	0,01948718	0,06933333	620	0	0
150	0,03333333	0	390	0,00461538	0,06933333	630	0	0
160	0,05538462	0	400	0	0,06933333	640	0	0
170	0,06717949	0	410	0	0,06933333	650	0	0
180	0,06933333	0	420	0	0,06933333	660	0	0
190	0,06933333	0	430	0	0,06933333	670	0	0
200	0,06933333	0	440	0	0,06933333	680	0	0
210	0,06933333	0	450	0	0,06933333	690	0	0
220	0,06933333	0	460	0	0,06933333	700	0	0
230	0,06933333	0	470	0	0,06933333	710	0	0

$$\Delta p_{\text{вп}} = 10^{-5} \frac{p_s}{2} (1 + \xi) c_k^2$$

де ξ - коефіцієнт опору випускної системи й клапана, який для суднових дизелів може бути прийнятий рівним 0,03 [20];

Таблиця 3.6 - Результати розрахунку профілю кулачка впускного клапану

Кут	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
Висота	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	36,23	40,54	41,93	41,93	41,93	41,93	41,93
Кут	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270
Висота	41,93	41,93	41,93	41,93	41,13	36,95	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
Кут	280	290	300	310	320	330	340	350	360	-	-	-	-	-
Висота	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	-	-	-	-	-

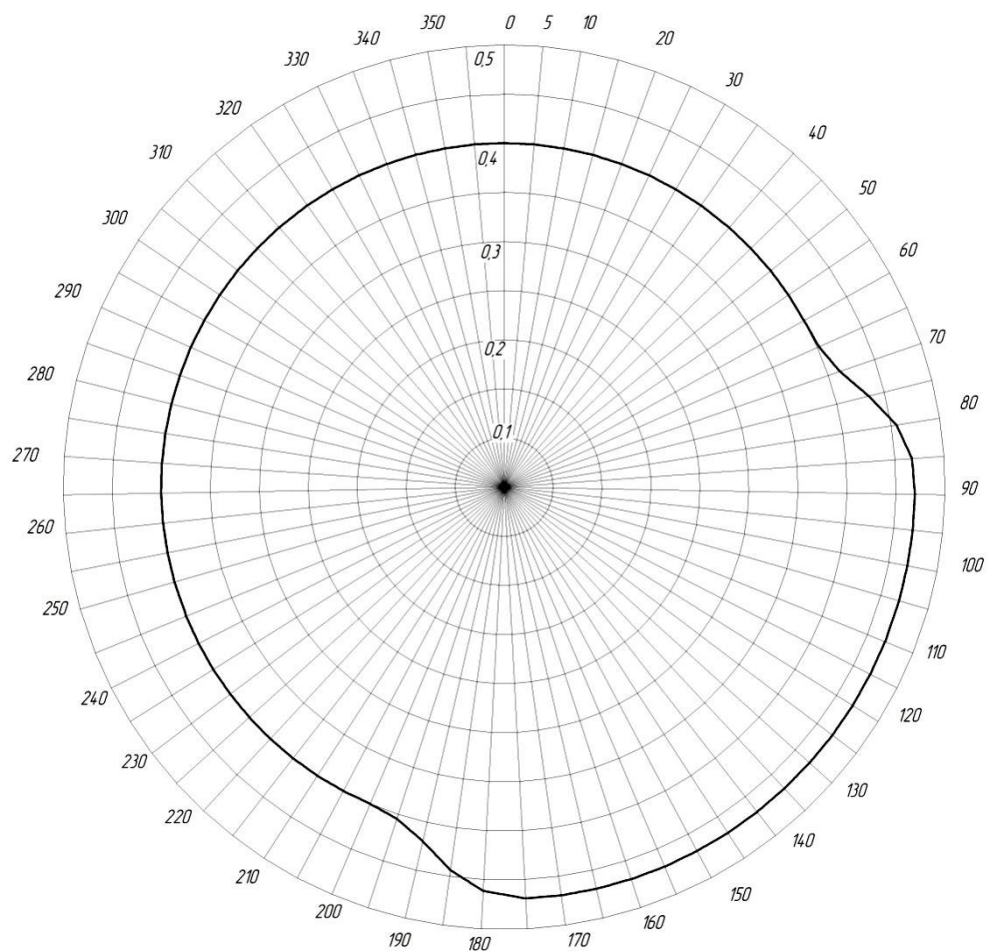


Рисунок 3.9 - Розрахунковий профіль кулачкової шайби впускного клапану суднового дизеля

p_s - щільність повітря при параметрах у продувному ресивері, визначається за формулою [20]:

$$\rho_s = \frac{1000 p_s}{R \times T_s}$$

де p_s - абсолютне значення тиску наддування ($p = 0,35$ МПа) [20];

R - газова постійна ($R = 0,287$ кДж/(кгхК)) [20];

T_s - температура повітря у ресивері, К.

Температура повітря у впускному колекторі двигуна з наддувом залежить від температури на виході з компресора і залежить від ступеня підвищення тиску [20]:

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}$$

де n_k - показник політропи стиснення в компресорі, що залежить від його типу і ступеня досконалості протікає в ньому процесу, $n_k = 1,4 \dots 2$ [20].

$$T_k = 293,00 \left(\frac{0,368}{0,103} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 472,33 \text{ K}$$

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному трубопроводі визначається наступним чином [20]:

$$T_s = T_k - \sigma_{ox} (T_k - T_{a2})$$

де T_{a2} - середня температура охолоджуючого агента в повітроохолоджувачі, при використанні для охолодження заборотної води $m_a = T_0 = 293 \text{ K}$ [20];

T'_k - температура повітря перед охолоджувачем, яка приймається рівною температурі на виході з компресора;

σ_{ox} - ступінь охолодження (у водо-повітряних охолоджувачів приймають $\sigma_{ox} = 0,75 \dots 0,95$.) [20]

$$T_s = 472,33 - 0,92 \times (472,33 - 293,00) = 307,35 \text{ K}$$

вході у двигун [20]:

$$\rho_s = \frac{1000,0 \times 0,350}{0,287 \times 307,35} = 3,97 \text{ кг / м}^3$$

Втрата тиску у органах газорозподілу [20]:

$$\Delta p_{\text{вп}} = 10^{-5} \times \frac{3,97}{2} \times (1 + 0,03) \times 20^2 = 0,0082 \text{ МПа}$$

Тоді

$$p_a = p_s - \Delta p_{\text{вп}} = 0,35 - 0,0082 = 0,3418 \text{ МПа}$$

де p_a - тиск повітря у робочому циліндрі [20]

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r), характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння і визначається як відношення числа молей залишкових газів до числа молей свіжого заряду. Без урахування продувки і дозарядки циліндра коефіцієнт залишкових газів визначається за допомогою залежності [20]:

$$\gamma_r = \frac{(T_s + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\epsilon p_a - p_r)}$$

де T_r - температура залишкових газів, $T_r = 650 \text{ K}$ [20].

ΔT - степінь підігріву заряду на впуску, для дизелів з високим наддувом

$\Delta T = -10 \dots 10$ К. Приймаємо $\Delta T = 6$ К.

ε - степінь стискання заряду, для розглянутого дизеля, $\varepsilon = 11,6$

P_r - тиск залишкових газів. Для двигунів з високим наддувом приймаємо:

$$p_r = (0,75 \dots 0,98)p_s$$

$$p_r = 0,92 \times 0,35 = 0,32 \text{ МПа}$$

$$\gamma_r = \frac{(307 + 6) \times 0,32}{650 \times (11,6 \times 0,3418 - 0,32)} = 0,0427$$

Температура в кінці процесу впуску (T_a) залежить від температури повітря після компресора T_s , підігріву заряду ΔT , температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ [20]

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{307 + 6 + 0,0427 \times 650}{1 + 0,0427} = 327,12 \text{ К}$$

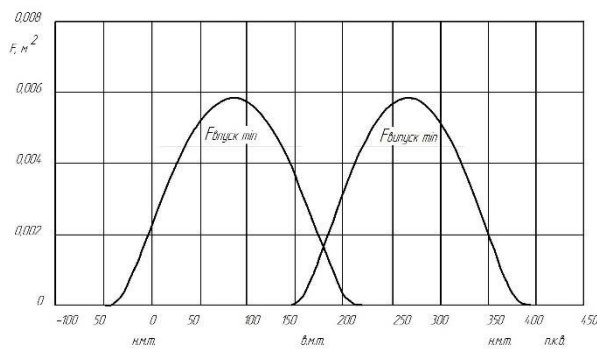
Коефіцієнт наповнення (η_v) є найважливішим показником якості процесів газообміну [11 - 20]:

$$\eta_v = \frac{T_s}{(T_s + \Delta T) \times (\varepsilon - 1)} \left(\frac{\varepsilon p_a}{p_s} - \frac{p_r}{p_s} \right) = \frac{307,35}{(307 + 6) \times (11,6 - 1)} \times \left(\frac{11,6 \times 0,3418}{0,35} - \frac{0,32}{0,35} \right) = 0,96$$

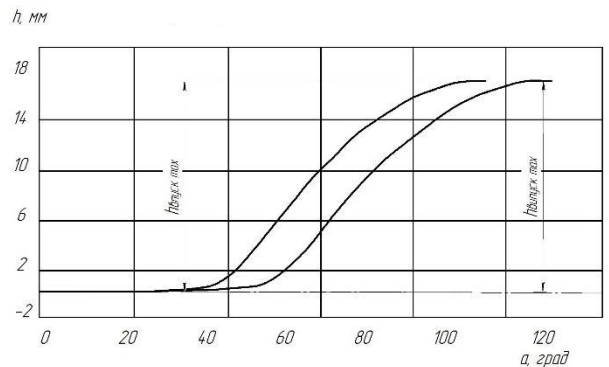
Результати, отримані в результаті проведеного розрахунку, загалом відповідають реальним показникам двигуна, що розглядається. Отриманий розрахунком профіль кулачкової шайби, як правило, відповідає профілю базового двигуна, розглянутого в проекті [20].

Для того, щоб оцінити ступінь профілю кулачкової шайби з точки зору безрезультатності, була проведена графічна обробка отриманої зміни координати руху штовхача під час роботи [20].

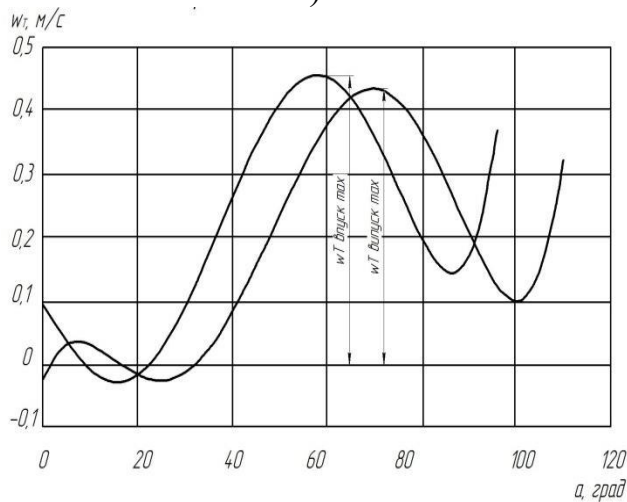
За результатами розрахунків не враховуються пружні деформації щодо клапанного механізму, побудовані схеми підйому (переміщення), швидкості та прискорення штовхача при русі вздовж безударного кулачка залежно від кута повороту розподільного вала (рис. 3.10) [20].



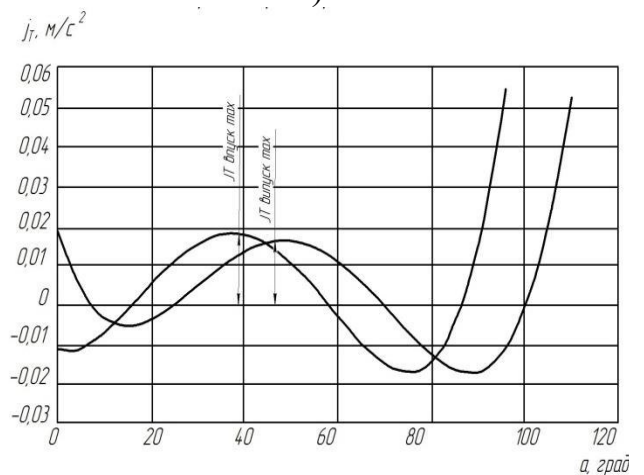
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2.13 – Діаграми повного часу клапана при роботі з безударним кулачком (а) переміщення (під'йому) штовхача (б), швидкості (в) і прискорення (г) руху штовхача в системі безударного кулачка

Висновок. Отримані значення швидкості і прискорення не перевищують допустимих значень і в повному обсязі задовольняють вимогам для безударних кулачків судових двигунів. Завдання до магістерської роботи виконано.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці

4.1.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах. Закон України «Про охорону праці» гарантує реалізацію конституційного права працівників на безпечні умови праці та регулює взаємовідносини між роботодавцем і працівником у сфері безпеки, гігієни праці та виробничого середовища. Документ установлює єдині вимоги й порядок організації охорони праці в Україні [21, 22].

Нормативно-технічну базу з охорони праці під час роботи у машинно-котельному відділенні судна становлять: Правила технічної експлуатації суднових енергоустановок; Правила технічної експлуатації суднових електроустановок; Правила улаштування і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів і ємностей під тиском; Правила улаштування та безпечної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згорання; Правила техніки безпеки при експлуатації суднового тепломеханічного й електричного обладнання.

Охорону праці також регламентують міжнародні акти: ІМО 2011 - документ, що суттєво посилює вимоги до атмосферних викидів; МАРПОЛ 2006 - конвенція щодо запобігання забрудненню моря суднами; СОЛАС-74 - конвенція про охорону людського життя на морі, яка встановлює мінімальні стандарти конструкції, обладнання та експлуатації суден.

Додатково застосовуються МКУБ (ISM Code), ПДНВ (STCW-95/98), а також інструкції, розроблені роботодавцем для конкретного судна чи підприємства.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні.

На людину в процесі його діяльності можуть впливати різні небезпечні й шкідливі фактори. Судно в комплексі з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

Таблиця 4.1 - Потенційні небезпеки й шкідливі фактори на судні [22]

Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів
1. Фізичні виробничі фактори:
1.1. Шкідливі: - шум; - вібрація; - наявність електромагнітних полів; - підвищена загазованість; - підвищене виділення тепла; - підвищена вологість.
1.2. Небезпечні: - небезпека вибуху; - небезпека виникнення пожежі; - небезпека ураження електрострумом; - відкрито рухаються й обертаються частини машин.
2. Хімічні виробничі фактори:
2.1. Шкідливі:
- подразнюючі речовини: кислоти, луги, розчинники, кислі гази.
2.2. Небезпечні: - канцерогенні речовини: сполуки алюмінію, бензин, гас, 3,4-бенз(α)пирен (міститься у вихлопних газах двигунів).
3. Біологічні виробничі фактори:
3.1. Небезпечні: - бактерії.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори під час експлуатації валогенераторної установки на судні формуються обладнанням, об'єктом обробки та умовами праці. Основними джерелами ризиків є електричні машини та системи автоматичного керування [21, 22]. Живлення електродвигунів трифазним струмом 380 В і систем автоматики — однофазним 220 В створює

загрозу ураження електричним струмом. Електричні машини генерують вібрацію, яка за тривалого впливу може спричинити віброхворобу. За нормами обладнання повинно працювати при вібрації 3...50 Гц із амплітудою до 1 мм, а шумові рівні мають відповідати 92...108 дБ [21, 22].

Для підтримання нормального мікроклімату застосовують вентиляцію й опалення. Комфортними вважаються умови за температури 18...22 °С, вологості 40...60% і освітленості робочого місця не менше 200 лк. Робоча зона має забезпечувати можливість роботи сидячи і стоячи, а кут зору не повинен перевищувати 120°. Використання математичного моделювання дозволяє оптимізувати режими роботи установки та зменшити вплив негативних факторів на персонал [21, 22].

До шкідливих факторів також належать запиленість і загазованість. Найчастіше у повітрі МКВ присутні вуглеводні та сірчисті сполуки, концентрації яких не повинні перевищувати гранично допустимі. Захист забезпечується вентиляцією та засобами індивідуального захисту, включаючи фільтрувальні маски [21, 22].

Підвищені або знижені температури призводять відповідно до перегрівання або переохолодження працівника, що знижує працездатність і підвищує ризик травматизму. Тому передбачено вентиляцію з підігрівом або охолодженням, а температура поверхонь огорожувальних конструкцій не повинна бути нижчою за температуру повітря більш ніж на 6 °С та нижчою за точку роси. Щодо освітлення — його нерівномірність і сильні тіні спричиняють швидке стомлення органів зору. Відповідно до ГОСТ 2506-81, освітленість у МКВ має становити не менше 20 лк на палубі, 75 лк на шкалах приладів і 20 лк на сідцях; при аварійному освітленні допускається не менше 25% робочої норми, а на трапах — не менше 5 лк [21, 22].

Пожежна безпека на судні базується на швидкому доставленні вогнегасного засобу до місця займання, що забезпечується стаціонарними системами пожежогасіння. Найпоширенішим засобом є вуглекислотне гасіння: CO₂ застосовують методом об'ємного заповнення приміщень, що дає

можливість ефективно гасити пожежі у важкодоступних місцях. Балони з CO₂ (об'ємом 40 л і масою заряду близько 25 кг) встановлюють групами подалі від житлових приміщень, оскільки при концентрації понад 22% у повітрі газ є смертельно небезпечним. Під час виходу з балона вуглекислота різко розширюється, переходить частково у твердий стан і, витісняючи кисень, припиняє горіння [21, 22].

4.1.3 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні

Вибір виду вентиляції залежить від типу й призначення судна, району його плавання, а також від потужності суднової енергетичної установки. Тип вентиляції й кратність повітрообміну залежать від призначення приміщень, що обслуговуються вентиляцією, і визначаються часом перебування в них людей, а також рівнем загазованості й надлишкових тепловиділень [21, 22].

Кратність повітрообміну n показує, скільки разів переміняється повітря в приміщенні за одну годину і визначається за рівнянням [21, 22]:

$$n = L/V,$$

де L — обсяг подаваного в приміщення або видаленого з нього повітря, м³/год;

V — об'єм робочого приміщення, $V = 19000$ м³ [21, 22].

Подача повітря розраховується за виразом [21, 22]:

$$L = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T),$$

де $Q_{\text{заг}}$ — сумарні явні тепловиділення від обладнання, що знаходиться в машинному відділенні, Вт;

c — питома теплоємність повітря, Дж/(кг·К), $c = 1,01 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К);

γ – густина повітря, при 20 °С і нормальному атмосферному тиску

$$\gamma = 1,3 \text{ кг/м}^3 \text{ [21, 22];}$$

ΔT – допустима різниця повітря між зовнішнім повітрям та повітрям у машинному відділенні, $\Delta T_{\text{літо}} = 12^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{зима}} = 27^\circ\text{C}$ [21, 22].

Кількість тепла, що потрапляє до машинного відділення від головного двигуна розрахуємо за виразом [21, 22]:

$$Q_T = K_T \cdot N_e \cdot B \cdot q_e,$$

де K_T – коефіцієнт, що враховує кількість тепла, що виділяється дизелем .

При водо-водяній системі охолодження $K_T = 0,02$. В залежності від моделей двигуна, необхідна кількість відведеного тепла може досягати до 5 % від тепла, що підводиться паливом [21, 22];

N_e – ефективна потужність дизеля, кВт, $N_e = 10680$ кВт; [21, 22]

B – нижча теплота згоряння, $B = 42500$ кДж/кг [21, 22];

g_e – питома витрата палива, кг/(кВт·год), $g_e = 0,164$ кг/(кВт·год) [21, 22].

Тоді [21, 22]:

$$Q_T = 0,02 \cdot 42500 \cdot 10680 \cdot 0,164 = 1488792 \text{ кДж/год.}$$

Кількість витяжного повітря з МО підраховується як різниця приточного повітря й повітря, споживане працюючими головними двигунами (якщо двигуни забирають повітря з МВ) [21, 22]:

$$L'_e = L_b - L_d, \text{ м}^3/\text{год}$$

Кількість повітря, споживаного двигунами [21, 22]:

$$L_d = 14,6 \cdot g_e \cdot \alpha \cdot N_e, \text{ м}^3/\text{год}$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 2,4$.

$$\text{Тоді } L_{\text{д}} = 14,6 \cdot 0,164 \cdot 2,4 \cdot 10680 = 61373 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Підставляємо отримані значення і проводимо розрахунок:

$$L_{\text{літо}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 1488792 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 12) \approx 94490,48 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$L_{\text{зима}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 1488792 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 27) \approx 41995,77 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Підставляємо отримані значення та проводимо розрахунок:

$$\text{– для літа } L'_{\text{л}} = 94490,48 - 61373 = 33117,48 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$\text{– для зими } L'_{\text{з}} = 41995,77 - 61373 = -19377,23 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Розрахункова кратність вентиляції машинного відділення становить для літа [21, 22]

$$n_{\text{літо}} = L_{\text{літо}} / V = 33117,48 / 6500 \approx 5,1 \text{ год}^{-1}.$$

Судно обладнане вентиляційною системою для машинного відділення, яка забезпечує розум праці [21, 22].

Цей розрахунок виконаний з метою визначення необхідної кількості циркулюючого підвищення в машинному сегрегованому згідно санітарно загальному гігієнічному умові даної циркуляції циркулюючого повітря достатньо, щоб підтримувати метеорологічні показники в режимі 100 власних параметрів вентиляції на оптимальному рівні вентиляції у разі наявності брудного пальника, це буде нормалізовано протягом літнього сезону. Для підтримки основних параметрів пиття в MCV, посудина має припливну вентиляційну систему та палаючу піч [21, 22].

Для підтримки нормальної температури передбачається наявність вентиляції за допомогою кухонного комбайна і хорошої поїлки. Для гарного самооцінки людей температура робочих не мала важливе значення. Щоб

уникнути їх впливу, температура повинна бути не нижче температури, дозволеної в приміщенні, і не нижче точки роси [21, 22].

4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Сучасне судно містить значну кількість горючих матеріалів і електрообладнання, тому виконання вимог пожежної безпеки та вміння боротися з пожежею є обов'язковими для всього екіпажу [21, 22]. Капітан відповідає за формування на судні культури співпраці, що сприяє запобіганню пожежам. На борту має діяти «Програма попередження пожежі», яка охоплює навчання, регулярні перевірки, технічне обслуговування обладнання та оцінювання дій персоналу [21, 22].

Місця для паління визначаються капітаном і обладнуються відповідно до правил, у тому числі з урахуванням вимог портових служб. Використання нагрівальних і побутових електроприладів дозволяється лише під контролем призначених відповідальних осіб. Будь-які роботи з механізмами та електроінструментами виконуються з дозволу відповідальних осіб і за відома вахтової служби, а інструмент після роботи має зберігатися у штатних місцях [21, 22].

Легкозаймисті рідини та матеріали необхідно зберігати у спеціально відведених приміщеннях. Відходи та обтиральні матеріали після використання збираються в окремі місткості та утилізуються згідно з установленим порядком. Роботи з відкритим вогнем (зварювання, різання металу) дозволяються лише за письмовим дозволом капітана та під контролем старшого механіка [21, 22].

Системи виявлення й гасіння пожеж повинні постійно перебувати у справному стані, а їхня готовність контролюється вахтовою та дозорною службами. Кожен член екіпажу, а особливо командний склад, повинен знати правила користування протипожежним обладнанням, властивості вогнегасних речовин, типи пожеж та характер небезпечних факторів (полум'я, теплота, дим, токсичні продукти горіння), а також уміти користуватися засобами

індивідуального захисту та знати розташування вентиляційних закриттів [21, 22].

Метою боротьби з пожежею на судні є порятунок людей, локалізація вогню, запобігання вибухам і розповсюдженню небезпечних факторів, та гасіння полум'я з одночасним збереженням остійності судна [21, 22]. Тактика включає оголошення пожежної тривоги, уточнення місця й характеру займання, визначення порядку евакуації та дій щодо ліквідації пожежі. Розвідка аварійного району проводиться лише за відсутності ризику швидкого поширення полум'я, а її склад та оснащення визначаються командиром аварійної партії [21, 22].

Час є критично важливим фактором: затримка в реагуванні майже завжди призводить до розвитку пожежі, матеріальних втрат і загибелі людей. Тому капітан може коригувати порядок збору аварійної партії та направляти першого готового пожежника до місця займання. Вибір засобів і способів гасіння залежить від типу горючого матеріалу, характеру загоряння та доступних ресурсів, і має бути спрямований на максимально швидку ліквідацію пожежі [21, 22].

Висновки. У даному розділі розглянуті шкідливі і небезпечні фактори, що діють у машинних приміщеннях судна, параметри мікроклімату у цих приміщеннях, дії екіпажу із запобігання вказаних факторів і дотримання діючих норм, а також проведено розрахунок системи приточно-витяжної вентиляції.

ВИСНОВКИ

Було виконано обґрунтування можливості вдосконалення витратних характеристик газоповітряних трактів систем газообміну забезпечення безаварійності механізму газорозподілу головного двигуна. Серед них: проаналізовані основні положення в частині вдосконалення витратних характеристик газоповітряних трактів систем газообміну 4-тактних поршневих двигунів внутрішнього згоряння; вплив геометричних, насосних, режимних та наддувних параметрів на витратні характеристики газоповітряних трактів систем газообміну 4-тактних ПДВЗ; методи поліпшення витратних характеристик газоповітряних трактів і зниження насосних втрат в 4 – тактних ПДВЗ з клапанним механізмом газорозподілу та визначення та дослідження витратних характеристик газоповітряних трактів 4-тактних ПДВЗ з клапанним МГР; виконано обґрунтування працездатності, доцільності і можливості використання безаварійного МГР для комбінованого ПДВЗ.

Розроблені шляхи забезпечення безаварійності механізму газорозподілу головного двигуна МАК 6М43С морського судна. З урахуванням особливостей будови енергетичної установки морського судна розроблені практичні передумови і обґрунтування модернізації механізму газорозподілу головного двигуна в частині забезпечення безаварійності. Виконано розрахункове дослідження можливості модернізації газорозподільного механізму головного суднового двигуна в напрямку забезпечення безаварійної роботи. Проведений розрахунок теплових процесів двигуна і виконане профілювання газорозподільної шайби відповідають реальним показникам розглянутого двигуна. Отриманий розрахунковим шляхом профіль кулачкової шайби також відповідає профілю базового двигуна розглянутого в проекті. Виконані заходи дозволять зробити роботу суднового двигуна більш надійною, що в свою чергу призведе до скорочення витрат на обслуговування.

Розглянуті заходи з охорони праці і безпеки у надзвичайних ситуаціях.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

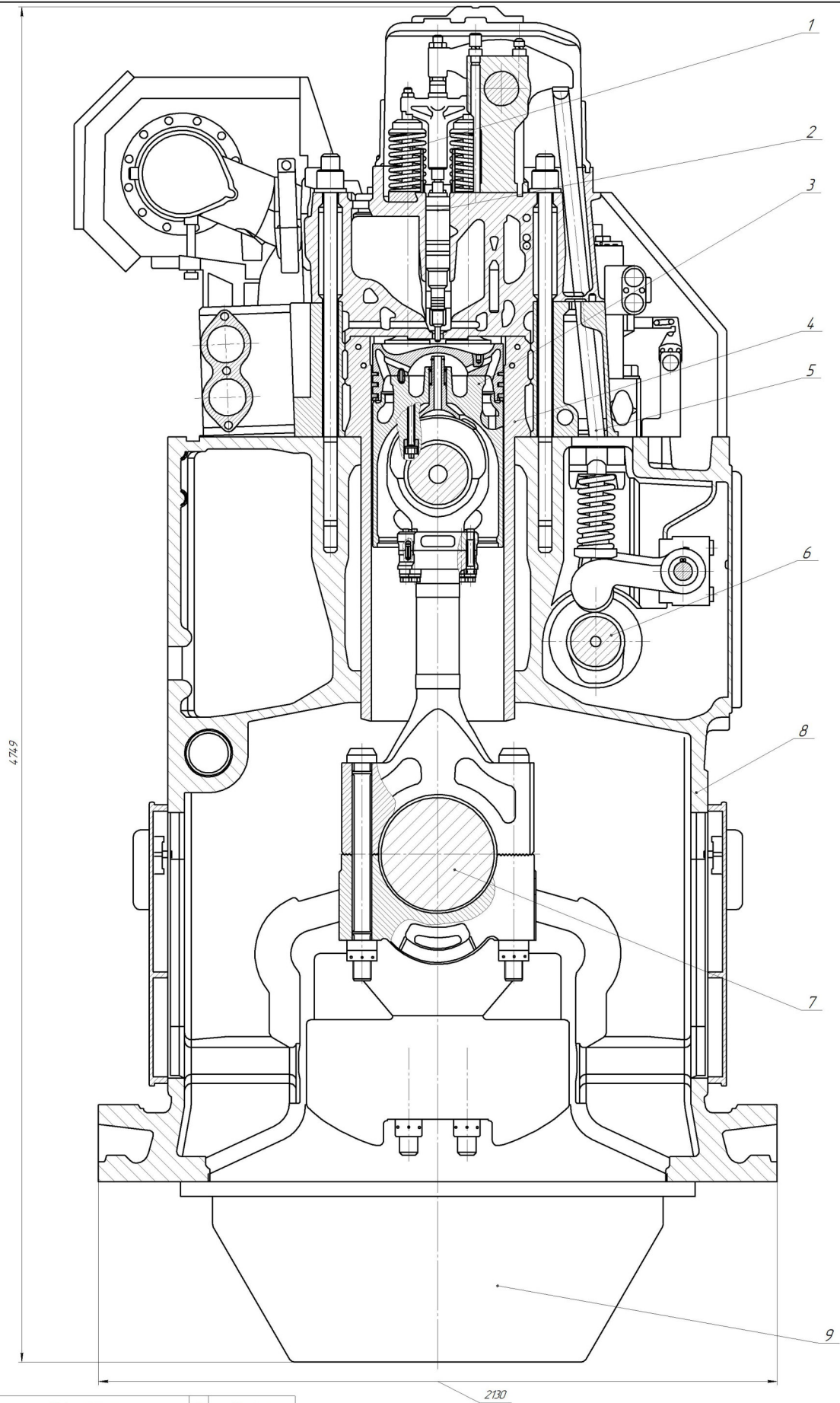
1. Balakin V.I. Improving the efficiency of diesel engines is one of the most important areas for improving the country's fuel and energy complex /V.I. Balakin//Engine building. - 1981. - No. 5. - P. 3-4.
2. Bunov V.M. Study of gas dynamics of an experimental valve timing mechanism /V.M. Bunov // Cars, tractors and engines: t. Chelyabinsk Polytechnic Institute. - Chelyabinsk, 1976. - Issue 174. - P. 134-138
3. Vasiliev-Yuzhin R.M. Gas exchange in a four-stroke diesel /R.M. Vasiliev-Yuzhin //Engine building. - 1979. - No. 2. - P. 3-5.
4. Vasiliev L.A. Features of determining the coefficients of consumption of valve timing organs / L.A. Vasiliev, V.M. Milyutin. - In the book. Issues of improving the operation of diesel engines under unsteady conditions and at high boost. - Khabarovsk, 1978. - P. 92-100
5. Vikhert M.M. Estimated indicators of intake systems of high-speed diesel engines / M.M. Vikhert, M.A. Litinsky // Automobile industry. - 1975.-№ 9.-P. 8-11
6. Grishin Yu.A. Analytical calculation of outflow through the exhaust valve / Yu.A. Grishin // Interuniversity collection of scientific papers. M.: MSTU "MAMI". - Issue XVII. -2001.-№ 3-p. 135-139
7. Grishin Yu.A. Principles of profiling exhaust channels and exhaust pipes of internal combustion engines // Yu.A. Grishin, A.A. Mandzhgaladze // News of universities.-№9.-1982.-pp.95-98.
8. Grishin Yu.A. Reduction of gas-dynamic losses at the outlet in order to improve the efficiency of a diesel engine /Yu.A. Grishin, Yu.L. Maslov, A.M. Savenkov // Bulletin of mechanical engineering.- 1984.- № 6.- pp.47-49.
9. Dobrovolsky V.V. Methodology for designing an optimal air supply system for an internal combustion engine /V.V. Dobrovolsky // Engine building.- 1981 .-№ 6.- pp.20-23
10. Draganov B.Kh. Design of intake and exhaust channels of internal combustion engines /B.Kh. Draganov.- Kyiv: Vishcha Shkola, 1987.- 175 p.

11. Dyachenko V.G. Theory of internal combustion engines. Textbook / V.G.Dyachenko - translation from Ukrainian. - Kharkov: KhNDAU, 2009. - 500 p.
12. Dyachenko V.G. Gas exchange in internal combustion engines: Textbook. manual / V.G.Dyachenko - K.: UMK VO, 1989. - 204 p.
13. Ivin V.I. Profiling of diesel intake channels / V.I. Ivin, L.V. Grekhov // Issues of improving the operation of diesel engines in unsteady modes and at high boost. - Khabarovsk, 1978.-P. 64-72
14. Ivin V.I. Structure of flows in exhaust channels of internal combustion engines /V.I. Ivin, L.V. Grekhov // Engine building. - 1981. - No. 8. - P. 8-10.
15. Orlin A.S. Internal combustion engines: Theory of piston and combined engines. /D.N. Vyubov, N.A. Ivaschenko, V.I. Ivin et al.; Ed. A.S. Orlin, M.G. Kruglov. - M.: Mechanical engineering, 1983. - 372 p.
16. https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/shipid:229623/mmsi:244457000/imo:9367073/vessel:MORGENSTOND_II.
17. Engine operating instructions. Type M43C. – 2005 - 1713 с.
18. <https://www.vesselfinder.com/ru/vessels/MORGENSTOND-II-IMO-9367073-MMSI-244457000>. 05.03.2018 – 5 с.
19. Razavi S.E. The effect of valve lift on in-cylinder flow, performance and emission in a turbocharged DI diesel engine / Razavi S.E. // The journal of engine research. Vol. 18, 2010, p 3-11
20. Білоусов Є.В. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. Розрахунок теплових, кінематичних, динамічних і міцнісних двигунів внутрішнього згоряння. Методичний посібник з виконання курсового проекту. – Херсон: Видавництво ХДМІ – 2008. – 138 с.
21. Юдицький Ф.П. Захист довкілля під час експлуатації судів.- Л.: Суднобудування, 1978. – 85 с.
22. Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
23. Модернізація паливної системи дизеля / Самарін О.Є., Худяков І.В., Пшеничний М.С., Стукал В. О., Філоненко Б.В., Фролов І.С. - Наукові праці

Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасне автомобілебудування, транспорт і дорожня інфраструктура» (MAITRI 2025), 30-31.10.2025 р., Харків, ХНАДУ, 2025.

24. Удосконалення конструкції паливної системи дизеля / Самарін О.Є., Худяков І.В. , Пшеничний М.С., Стукал В. О., Філоненко Б.В., Фролов І.С. - Наукові праці XII Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми», яка проводилася НУК (м. Миколаїв) 5-7.11.2025 року, Миколаїв, НУК, 2025.

Додатки



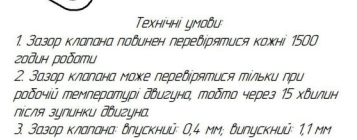
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Клапан	12	
2	Паливна форсунка	6	
3	Поршень	6	
4	Циліндрова втулка	6	
5	Штабачка кармисла	12	
6	Розподільний вал	6	
7	Колінчастий вал	1	
8	Блок-картер	1	
9	Піддон картера	1	

Технічна характеристика:

Кількість циліндрів, од	6
Потужність двигуна	6000
Витрата палива при 500 хв ⁻¹ , г/кВт	178
Діаметр циліндра, мм	430
Хід поршня, мм	610
Витрата масла на наплення циліндрів, г/(кВт · год)	0,9...1,4

ПННІ НУК 1316124.15.01			
Головний двигун МАК 6М43С			
Вис.	Діст.	Маса	Розмір
Н	Н	Н	Н
Лист	Листів	1	
Копіювати			
Формат А1			

ПІННІ НУК 1316124.15.02

ПННІ НУК 131.61.24.15.02

7)	Компонування деталей газорозподільного механізму у залізці циліндра суднового двигуна Мак 6М43С	Лист	Маса	Масовість
		Н		150
		Лист	Листів	?
	Клас роботи	Почисел А?		

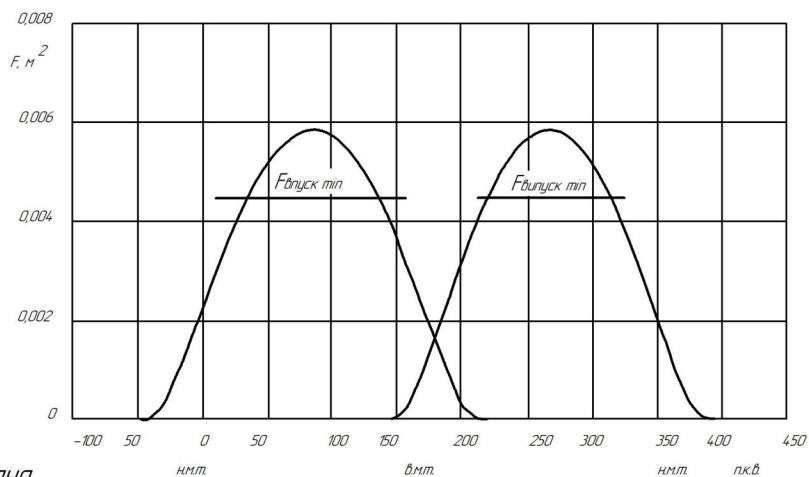
The polar plot shows the function $f(z) = \frac{1}{1+z^2}$ evaluated on the unit circle $z = e^{i\theta}$. The radial coordinate represents the magnitude of the function, and the angular coordinate represents the argument. The curve is symmetric about the real axis, with a maximum value of 0.5 at $\theta = 0$ and $\theta = \pi$, and a minimum value of 0 at $\theta = \pi/2$ and $\theta = 3\pi/2$.

Графік залежності швидкості відкриття та ходу клапану від кута обертання. Швидкість відкриття (лінійний графік) досягає максимуму при куті 26,0 град. Хід клапану (крива) досягає максимуму при куті 46,8 град.

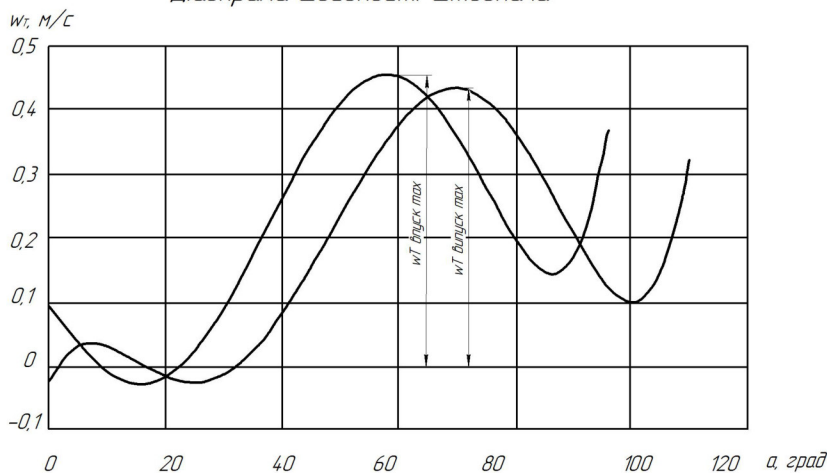
Кут обертання, град	Швидкість відкриття, м/с	Хід клапану, м
0,0	0,0	0,00
5,2	1,4	0,005
10,4	3,0	0,01
15,6	4,6	0,015
20,8	6,2	0,025
26,0	7,8	0,04
31,2	6,2	0,055
36,4	4,6	0,065
41,6	3,0	0,07
46,8	1,4	0,075
52,0	0,0	0,075

						ПНН НУК 1316.124.15.03			
Акт	Акт	№ докум.	Полн	Датум	Профілювання кулачкової шайби				
Розроб	ФІЗИКАВИС 6.5								
Дізн	ГОЛУБНИХ ЮМ								
Техпр	ГОЛУБНИХ ЮМ								
Надпр	ГОЛУБНИХ ЮМ								
Знак	ЧЕРТОВИЙ Л				Лист		Листов		1
Копія оригіналу					Формат А1				

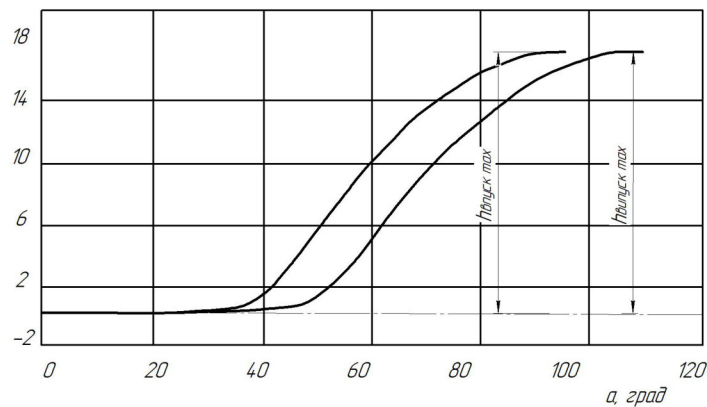
Діаграма повного часу-перерізу клапана при роботі з безударним кулачком



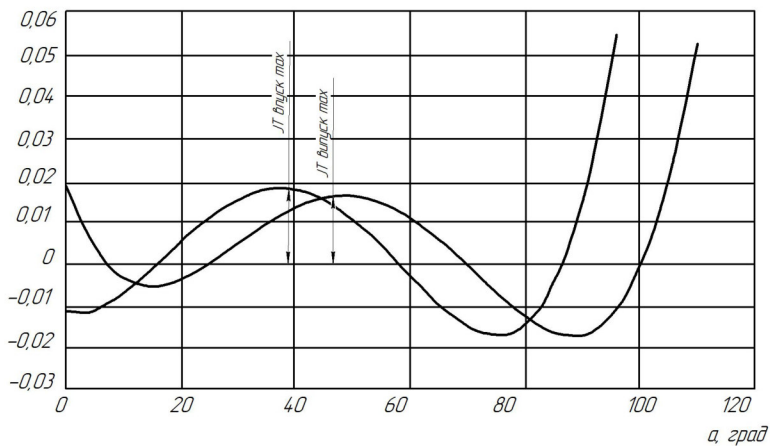
Діаграма швидкості штовхача



Діаграма переміщення (підйому) штовхача



Діаграма прискорення штовхача



ПНН НУЖ 1316.124.15.04			
Результати проведених розрахунків			
Висл.	Лист	№ докум.	Лист
Розроб.	Головний кон.	Лист	Лист
Проєкт.	Головний кон.	Лист	Лист
Констр.	Головний кон.	Лист	Лист
Монтаж.	Головний кон.	Лист	Лист
Відр.	Головний кон.	Лист	Лист