

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.

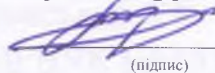
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Удосконалення системи запалювання головного суднового газового двигуна шляхом застосування форкамерно-факельного принципу.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-24з

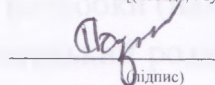
 **Бондар М.Д.**
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

К.Т.Н., доцент

(посада, науковий ступень, вчис звання)

 **Познанський А.С.**
(підпис)

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 Бондару Михайлу Дмитровичу

1. Тема роботи: «Удосконалення системи запалювання головного суднового газового двигуна шляхом застосування форкамерно-факельного принципу».

Керівник роботи к.т.н, доцент Познанський А.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року №88.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 08.12.2025 року.

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 8ЧН46/58 потужністю 9240 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).
Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ. 4. Оцінка праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

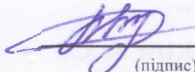
1. Загальне розміщення механізмів у машинному відділенні судна.
2. Система подачі газу у двигун.
3. Система подачі газового палива у двигун.
4. Система подачі газу у двигун.
5. Треступеневий газовий редуктор.
6. Консультанти роботи

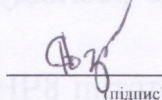
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання виконав

7. Дата видачі завдання «15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи
1	Вступ.	16.09.2025
2	Загальний розділ.	23.09.2025
3	Конструкторський розділ.	07.10.2025
4	Науковий розділ.	28.10.2025
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2025
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2025
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	08.12.2025

Студент  Бондар М.Д.
(підпис)

Керівник роботи  к.т.н, доцент Познанський А.С.
(підпис)

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати модернізації паливної системи середньообертового двигуна, для вантажного судна типу Ro-Ro «CLIPPER POINT». В якості базового був обраний двигун 8ЧН 46/58 потужністю 9240 кВт.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що одним з перспективних способів є використання газового палива. Це дозволяє покращити не тільки економічні, але і екологічні показники двигунів. Розрахунки робочого процесу двигуна підтвердили доцільність такої модернізації. Також були розглянуті основні проблеми переводу суднових двигунів на газове паливо. Була запропонована система подачі та впорскування газу у двигун.

У роботі проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи головних двигунів. Розглянуто заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту головних двигунів.

Магістерська робота виконана українською мовою на 88 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, робочий процес,

ABSTRACT

The master's thesis presents the results of the modernization of the fuel system of a medium-speed engine for the Ro-Ro cargo vessel “CLIPPER POINT”. As the base, an eight-cylinder, four-stroke turbocharged 46/58 engine with a power output of 9240 kW was selected.

The thesis includes calculations of the internal combustion engine's working cycle. The analysis showed that one of the most promising approaches is the use of gas fuel. This allows for improvements not only in the engine's economic performance but also in its environmental characteristics. The calculations of the engine's operating process confirmed the feasibility of such modernization. The main challenges of converting marine engines to gas fuel were also examined, and a gas supply and injection system for the engine was proposed.

The study analyzes hazardous and harmful factors that may occur during the operation, repair, and maintenance of the main engine fuel system. Safety measures during the maintenance and repair of the main engines are also discussed.

The master's thesis is written in Ukrainian and consists of 88 pages of explanatory and calculation materials. Ten sources were used in the research. The graphical section includes five A1-format drawings.

Keywords: internal combustion engine, working process, indicator diagram, gas fuel.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН46/58 НА ВАНТАЖНОМУ СУДНІ ТИПУ RO-RO «CLIPPER POINT»	10
1.1 Опис судна	10
1.2 Опис енергетичної установки	11
1.3 Опис конструкції головного двигуна	11
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ЧН 46/58	22
2.1 Методика розрахунку програми «Дизель – РК»	22
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу	29
2.3 Результати теплового розрахунку	33
2.4 Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ	36
РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 8ЧН 46/58 ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА	44
3.1 Постановка завдання	44
3.2 Специфіка робочого процесу сучасних ДВЗ під час роботи на газовому паливі	45
3.3 Конструктивні особливості газових двигунів	51
3.4 Проблеми переведення суднових двигунів на газове паливо та заходи по забезпеченню безпеки	55
3.5 Удосконалення системи запалювання головного суднового газового двигуна	59
3.6 Висновки розділу	68
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	70
4.1 Нормативно-правова та законодавча база з охорони праці на судах	70
4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи	

головних двигунів 8ЧН 46/58	72
4.3 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту головних двигунів 8ЧН 46/58	79
ВИСНОВКИ	81
ЛІТЕРАТУРА	82
ДОДАТКИ	83
1. Загальне розміщення механізмів у машинному відділенні судна Ф-А1	
2. Двигун 8ЧН 46/58 у розрізі Ф-А1	
3. Система подачі газового палива у двигун Ф-А1	
4. Форкамера Ф-А1	
5. Триступеневий газовий редуктор Ф-А1	

ВСТУП

Постійне зростання вимог до екологічних показників роботи суднових дизельних установок з одного боку і підвищення вартості палив з іншого, змушують розробників суднових дизельних двигунів шукати нетрадиційні підходи до вирішення проблеми скорочення шкідливих викидів і зниження експлуатаційних витрат на паливо [1, 9].

На сьогоднішній день більше 40% видобутої нафти переробляють в моторні палива. Близько 50% зазначеного палива витрачається на наземному, водному і повітряному транспорті, обладнаному двигунами внутрішнього згоряння. За існуючими оцінками в перспективі очікується дефіцит рідкого нафтового моторного палива. Наявні резерви підвищення економічності транспортних ДВЗ не можуть перекрити цей дефіцит тому, що очікуване підвищення експлуатаційної економічності ДВЗ за рахунок їх конструктивного вдосконалення складе не більше 20%, що вже недостатньо для покриття дефіциту.

Дефіцит рідкого нафтового моторного палива, а також високе забруднення повітря його продуктами викликали необхідність пошуку альтернативних палив. Єдиним економічно виправданим альтернативним паливом наразі визнано газове паливо, яке можна застосовувати в якості моторного палива без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки. Ресурси газового моторного палива набагато перебивають ресурси рідкого палива.

За своїми властивостями газове моторне паливо перевершує нафтові палива. При застосуванні його в двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям. Скоріш за все, з цієї причини перші ДВЗ робили для роботи саме на газу.

В якості джерел постачання газового моторного палива можна використовувати окремі малі місця добування газу, не включені в систему, а також родовища, що знаходяться на завершальній стадії експлуатації, включаючи й такі, використання яких для видобутку газу стало економічно нерациональним.

Реалізація перелічених передумов за рахунок газу дозволять здійснити перелом у забезпеченні транспорту паливом, зняти обмеження на розвиток морського господарства, що накладаються нестачею важкого і дизельного палива.

Мета даної магістерської роботи – розробити умови поліпшення паливної економічності головних двигунів вантажного судна шляхом використання газового палива.

Задачі що вирішуються у роботі:

1. Проведення комплексного аналізу використання горючих газів в якості палива для судових двигунів та визначення основних проблем переведення судових двигунів на газове паливо.
2. Розробка системи подачі газового палива.
3. Техніко-економічна оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт в машинному відділенні та екологічної безпеки судна [8].

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН46/58 НА ВАНТАЖНОМУ СУДНІ ТИПУ RO-RO «CLIPPER POINT»

1.1. Опис судна

Судно «CLIPPER POINT» (IMO 9350666) є першим в серії з чотирьох Ro-Ro поромів побудованих на судноверфі Huelva на півдні Іспанії на замовлення британського оператора Seatruck для роботи на лінії Heysham (Великобританія) – Warrenpoint (Північна Ірландія). При швидкості судна в 22 вузла скоротився час плавання в часто важких погодних умовах в Ірландському морі з дев'яти до шести з половиною годин. Основні параметри судна наведено в табл. 1.1. Загальний вигляд судна представлено на рис. 1.1.

Конструкція судна популярна серед сучасних поромів: основний корпус увінчаний рубкою попереду, яка передбачає розміщення екіпажу з 23 осіб і 12 пасажирів. Машинне відділення знаходиться прямо на кормі. Основний вантаж – контейнери, причепи та напівпричепи.

Таблиця 1.1. Основні параметри судна

Параметр	Значення
Довжина максимальна, м	142,00
Довжина між перпендикулярами, м	133,00
Ширина найбільша, м	23,00
Проектна осадка, м	5,20
Максимальна осадка, м	5,70
Дедвейт, т	5200
Швидкість судна, вуз	22



Рис. 1.1. Загальний вигляд судна «CLIPPER POINT».

1.2. Опис енергетичної установки

В якості головного на судні встановлено два чотиритактних дизеля з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) WÄRTSILÄ 8L46 – 8ЧН 46/58.

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 730 сСт при температурі до 50°C, а також палива типу RMG 380.

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

1.3. Опис конструкції головного двигуна

8ЧН 46/58 – чотиритактний середньообертовий двигун фірми WARTSILA (рис. 1.2), потужністю 9240 кВт. Частота обертання становить 500 хв⁻¹. Швидкість поршня – 9,7 м/с. Середній ефективний тиск – 2,7 МПа. Маса двигуна – 37 т. Діаметр циліндра – 460 мм, хід поршня – 580 мм. Витрата палива – 175 г/(кВт×год).

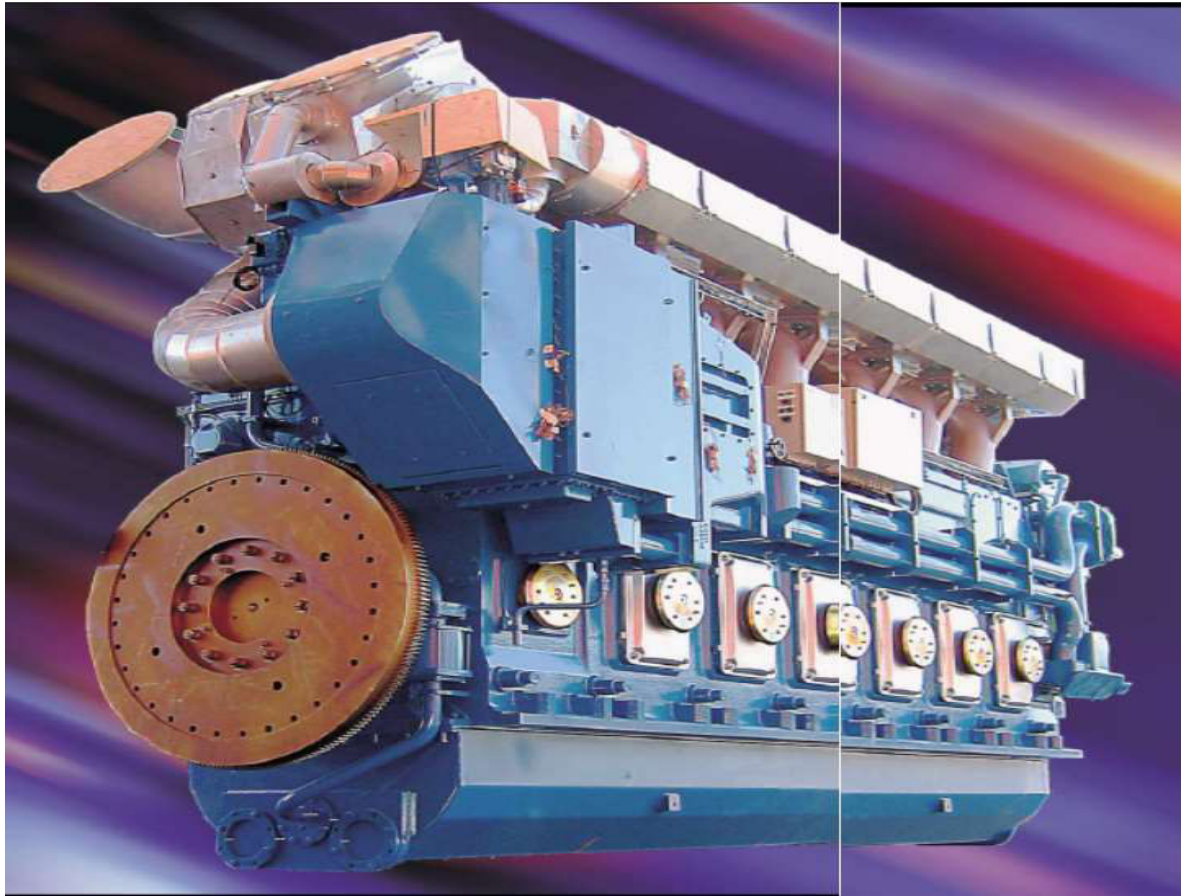


Рис. 1.2. Загальний вид двигуна 8ЧН46/58

Поршень (рис. 1.3) - складений з низьким коефіцієнтом тертя і спідницею з чавуну з кулястим графітом і сталевим денцем. Спеціальний канал охолодження розроблений забезпечувати ефективне охолодження і високу жорсткість для днища поршня. Конструкція може працювати з тисками вище 20 МПа. Загартована верхня кільцева канавка забезпечує тривалий термін служби.

Низький коефіцієнт тертя забезпечується системою змащення спідниці показуючи:

- добре розподілену чисту масляну плівку, яка виключає ризик стирання (задір) поршневого кільця і знижує швидкість зношування;
- маслоз'ємні кільця і канавки вільні від корозійних продуктів згоряння;
- гідравлічно затухаючі похилі рухи забезпечують масляний майданчик між гільзою і поршнем приводячи до зменшення шуму і зносу.

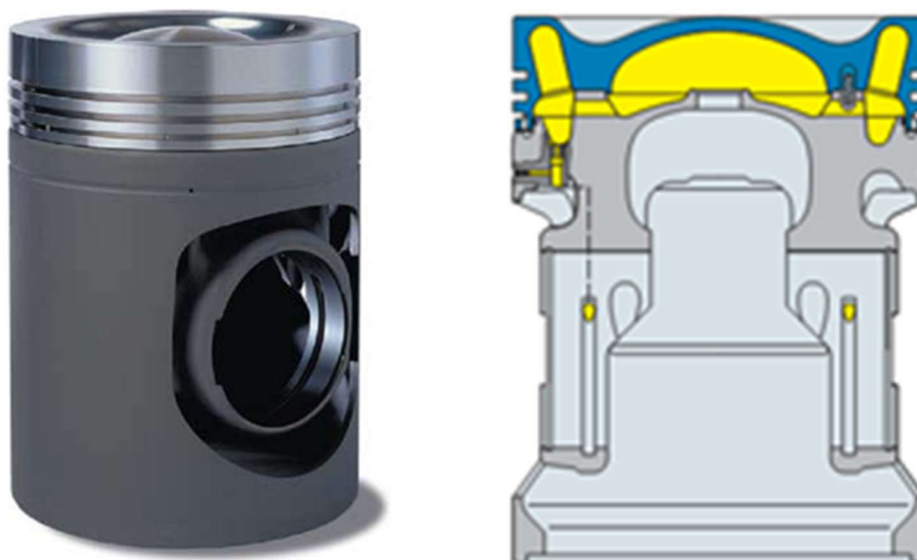


Рис. 1.3. Поршень

Конструкція *колінчастого валу* (рис. 1.4) дозволяє використовувати високий тиск згоряння і підтримувати стабільні навантаження на підшипник.

Колінчастий вал:

- кований у вигляді однієї деталі і повністю оброблений на верстаті;
- жорсткий завдяки помірному відношенню внутрішнього діаметра до ходу і великого пальця, і діаметрів шийок;
- вбудований з противагою на кожному плечі кривошипа;
- спроектований для повного відбору потужності, а також з рухомими опорами.

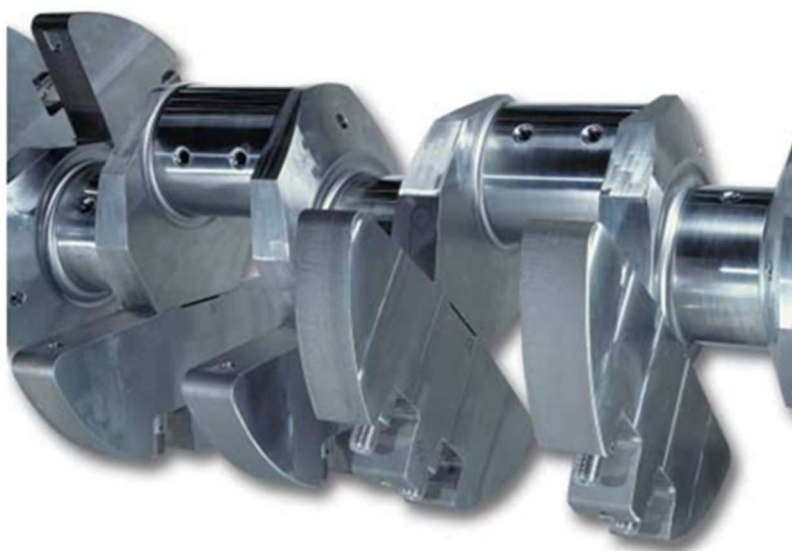


Рис. 1.4. Колінчастий вал

Шатун (рис. 1.5) морської конструкції складається з 3 частин, де сили згоряння розподілені по всій опорній поверхні і де відносний рух між сполученими поверхнями мінімальний.

Капітальний ремонт поршня можливий без зачіпання великого кінцевого підшипника, і підшипник може бути перевірений без демонтажу поршня.

Конструкція з трьох частин також скорочує величину капітального ремонту. Всі гайки затягнуті за допомогою гідравлічного інструменту.



Рис. 1.5. Шатун

Втулка циліндра і маслосборне кільце. Завдяки спеціальному дизайну з відносно високим ходом кільця деформації в циліндрі (рис. 1.6) дуже малі. Круглий внутрішній діаметр втулки разом з відмінним мастилом покращують умови для поршневих кілець і знижують знос. Щоб виключити полірування втулка забезпечується маслосборним кільцем у верхній частині. Мета цього кільця калібрувати осад карбону на вершині поршня до товщини досить малої щоб запобігти контакту між внутрішньою стінкою втулки і осадом на вершині поршня. Полірування внутрішнього отвору може призвести до локального зносу втулки і збільшує споживання мастила.



Рис. 1.6. Втулка циліндра

Епюра температур в втулці циліндра важлива не тільки під час тиску і деформації, але також має вирішальне значення для швидкості зношування втулки циліндра. Температура повинна залишатися вище точки роси сірчаної кислоти, щоб уникнути корозії, але в той же час залишатися досить низькою, щоб уникнути розшарування мастила.

Склад матеріалу заснований на довгому досвіді зі спеціальним сплавом сірого чавуну, промислово розвиненого для відмінної зносостійкості і високої міцності.

Кришка циліндра (рис. 1.7) спроектована ґрунтуючись на надійному і легкому техобслуговуванні.

Спроектована як жорстка коробка для зниження периферичного тиску контакту між кришкою циліндра і гільзою циліндра.

Використовуються затискні болти для 4 кришок циліндра, що спрощує техобслуговування.



Рис. 1.7. Кришка циліндра

Не використовують кожух на клапани, це покращує надійність і забезпечує великі кордони для оптимізації характеристик течії у випускних клапанах. Ефективне охолодження водою сидл випускних клапанів.

Поршневі кільця. Особливості поршневих кілець (рис. 1.8):

- набір кілець з низьким тертям;
- спеціальні антикорозійні покриття для компресійних кілець;
- виміряні і профільовані для максимальної герметизації і балансу тиску.



Рис. 1.8. Поршневі кільця

Розподільний вал (рис. 1.9) побудований з одноциліндрових секцій із вбудованими кулачками. Секції розподільного валу з'єднуються за допомогою окремих опорних шийок, що робить можливим зняттям секції валу з боку відділення розподільного валу.

Штовхач клапана типу ролика штовхача, де профіль рамки злегка опуклий для хорошого розподілу навантаження.

Клапанний механізм включає в себе коромисла, які працюють на вилку, спрямовану пальцями.

Обидва впускних і випускних клапана отримують примусове обертання від Rotorcaps протягом кожного циклу відкриття. Це рівномірне обертання забезпечується для рівномірного розподілу температур і зносу клапанів і підтримує ущільнену поверхню вільною від опадів.

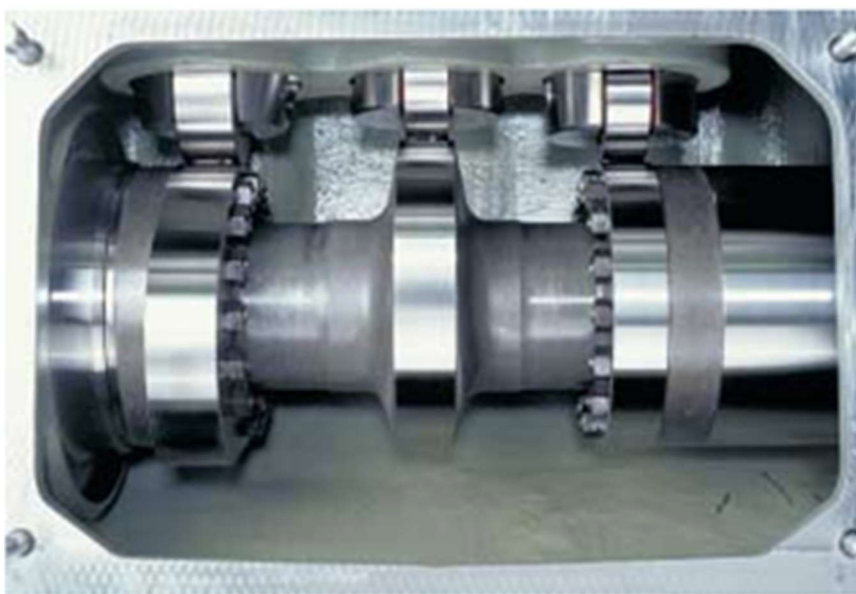


Рис. 1.9. Розподільний вал і клапанний механізм

Блок циліндрів (рис. 1.10) виготовлений з чавуну з кулястим графітом для того щоб досягти жорсткості і надійності конструкції необхідної для пружного кріплення.

Корінний підшипник підвісного типу з болтами, які гідравлічно затягуються.

Бічні болти додають жорсткості до корпусу корінного підшипника.

Рядний двигун оснащений загальним повітряним ресивером підвищеної жорсткості, простоти, чистоти.



Рис. 1.10. Блок циліндрів двигуна 8ЧН 46/58

Система турбонаддува. Двигун використовується з SPEX (єдиної вихлопної трубою) системою і з високим ККД турбонагнітача (рис. 1.11).

Ця система являє собою систему вихлопних газів, яка поєднує в собі переваги імпульсного і постійного тиску наддуву.

На відміну від системи постійного тиску ефект виштовхування від вихлопних газів забезпечить кращу продуктивність турбіни на часткових навантаженнях.

Система SPEX практично вільна від перешкод. Це означає дуже малі відхилення у продувці між циліндрами і тому навіть в температурі вихлопних газів.

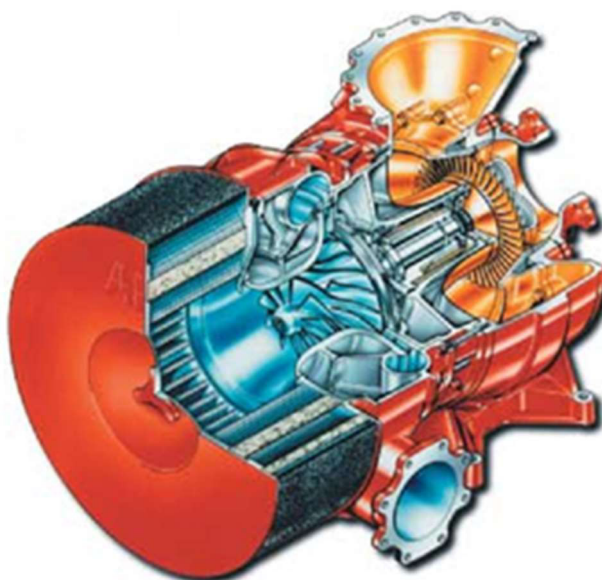


Рис. 1.11. Турбокомпресор

Вбудована модульна система вихлопних газів досить міцна, щоб працювати з відносно високими тисками і рівнями пульсації.

Турбоагнітатч має максимально доступний ККД. Він оснащений підшипниками ковзання без охолоджуючої води.

Турбоагнітатч оснащений пристроями для очищення турбінної та компресорної частини.

Скидний затвор вихлопу і перепуск повітря використовується для отримання певних вимог на робочому діапазоні навантажувальних характеристик і часткових навантажень.

Паливна система двигуна Wärtsilä 46 доступна зі звичайним уприскуванням палива або з системою впорскування COMMON RAIL для забезпечення бездимного при низькому навантаженні.

Вся паливна система вкладається в повністю вкритому відсіку для максимальної безпеки. Всі витіки з форсунок, насосів і труб збираються в закриту систему.

Складові частини форсунки-насоса виконані жорсткою і без спотворень, для високих тисків уприскування.

Постійний тиск перепускного клапана в нагнітальному насосі виключає ризик кавітаційного зношування шляхом підтримання залишкового тиску, який знаходиться на безпечному рівні на всьому операційному полі.

Осушене і запаяне відділення між насосом і кулачком запобігає протікання палива і змішування з мастилом.

Відкалібровані насоси замінні. Форсунка розроблена з малою теплопоглинальною поверхнею, зверненою до простору горіння.

Поряд з ефективною теплопередачею в охолоджуючу воду це усуває необхідність мати систему контролю температури для окремої форсунки.

Система охолодження прісною водою складається з системи високої і низької температури (рис. 1.12).

Охолоджуюча вода високої температури працює безперервно з високою ступеню температур, щоб зробити температурні відхилення в складових частинах циліндра малими наскільки це можливо, щоб запобігти від корозії не завдяки сильному охолодженню.

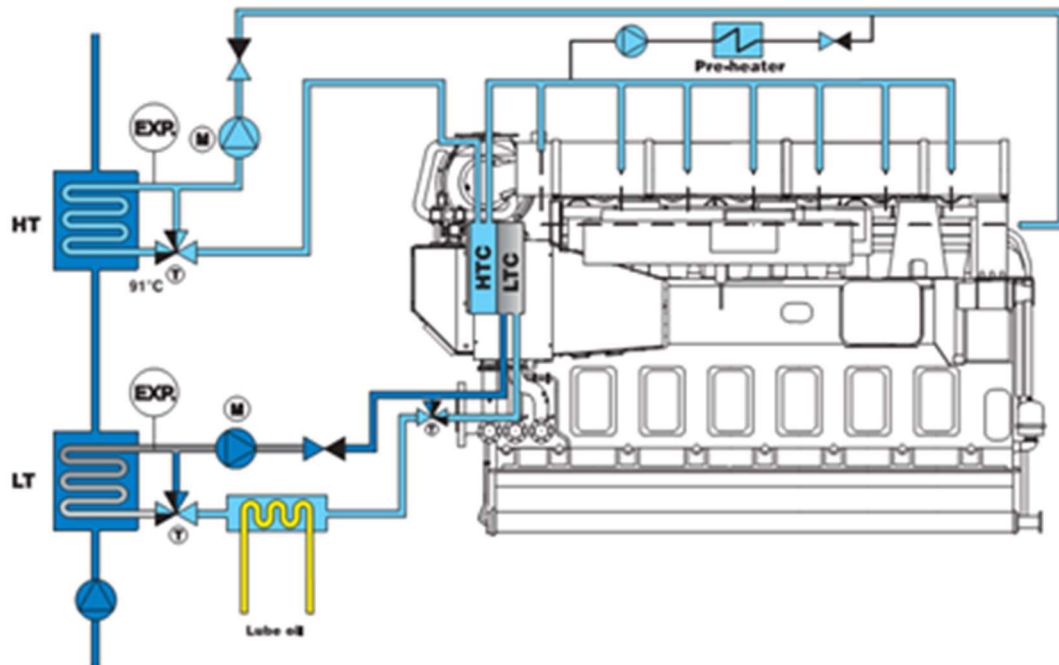


Рис. 1.12. Система охолодження двигуна WÄRTSILÄ серії L46

Для придбання максимальної регенерації тепла охолоджувач наддувочного повітря розділяє на високі і низькі температурні секції.

Приводні насоси двигуна можуть бути надані в якості опції для морського використання. Для електростанцій це стандарт.

Система змащення двигуна (рис. 1.13) представляє собою сухий піддон картера. Мастило обробляють зовні двигуна безперервним поділом. На шляху до двигуна масло проходить через охолоджувач масла, повністю автоматизованим потоку через блок циліндрів і запобіжним фільтром для повного захисту.

Для підробітки, були вжиті заходи для монтажу спеціальних переробних фільтрів в картері двигуна перед кожним корінним підшипником.

Приводні від двигуна насоси мастила можуть забезпечуватися як опція для морських двигунів, для двигунів електростанцій це стандарт.

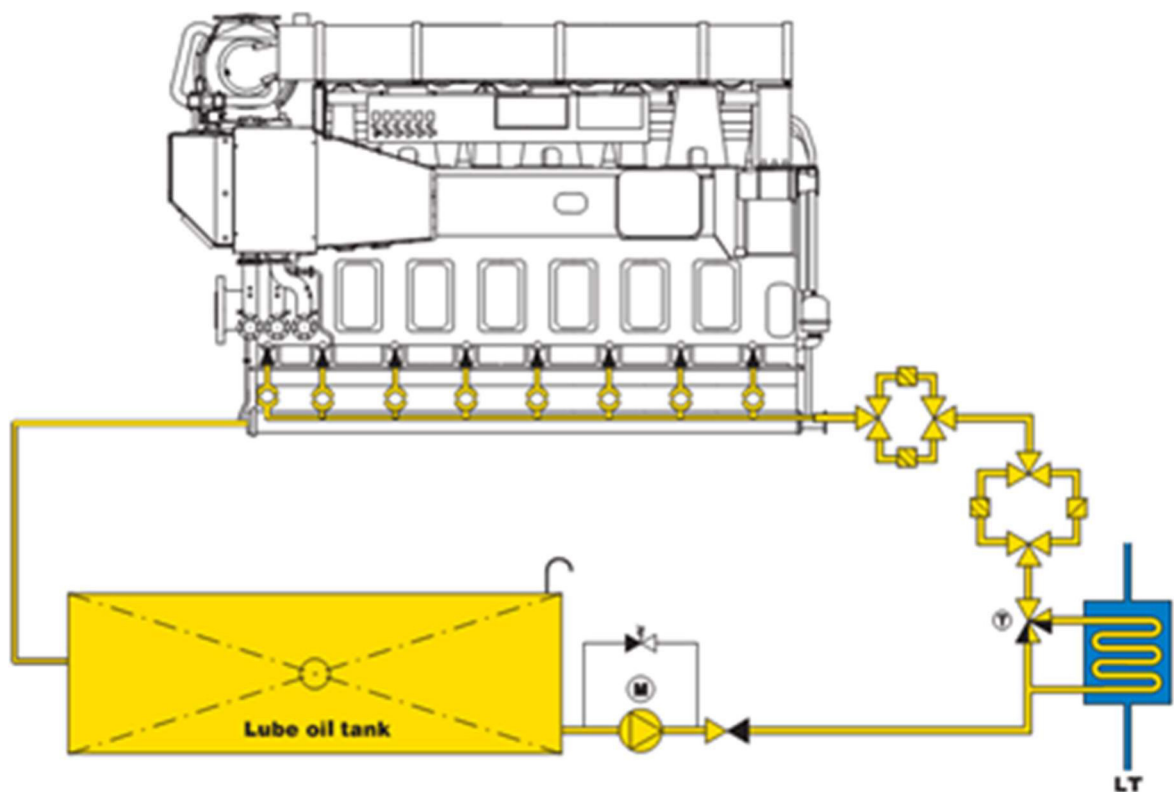


Рис. 1.13. Система змащення двигуна WÄRTSILÄ серії L46

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ЧН 46/58

2.1. Методика розрахунку програми «Дизель – РК»

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, розроблений групою спеціалістів з МГТУ ім. Баумана призначений для математичного моделювання та комп'ютерної оптимізації робочих процесів двох і чотиритактних ДВЗ.

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє:

- проводити математичне моделювання робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння, як дизельних, так і бензинових і газових з іскровим запалюванням і форкамерою, використовуючи при цьому різні моделі згоряння - від найпростішої моделі І. І. Вібе, до сучасних, побудованих на розрахунку тривимірного руху паливних струменів в завихреному заряді камери згоряння дизеля;

- здійснювати розрахунок різних режимів роботи, включаючи швидкісну, навантажувальну, висотну та інші характеристики двох - і чотиритактних ДВЗ, з різними схемами підключення колекторів, перетворювачів імпульсів, турбін, компресорів і охолоджувачів надувочного повітря; облік агрегатів наддуву здійснюється різними способами, включаючи узгодження їх характеристик (можливий оптимальний підбір проточних частин турбін та компресорів до поршневого ДВЗ);

- розраховувати поля універсальних характеристик турбін та компресорів за розмірами їх проточних частин (під час довиборів системи спеціальними програмами газодинамічного розрахунку турбін та компресорів, що не входять у комплект базової поставки);

- прогнозувати потужності, економічні та екологічні показники двигуна при проведенні різних конструктивних заходів, пов'язаних з модернізацією паливної апаратури, форми камери згоряння, організацією закрутки заряду, вибором фаз газорозподілу і системи наддуву;

- вирішувати багатofакторні завдання оптимізації робочого процесу, використовуючи для цього як метод сканування (для двовимірних задач), так і

методи нелінійного програмування (для n -мірних завдань), бібліотека програми містить 14 методів оптимального пошуку;

– дослідити робочий процес КДВЗ з не кривошипно-шатунним механізмом (закон руху поршня може бути довільним).

Завдяки оригінальному алгоритму визначення параметрів газу в циліндрі та колекторі, з системи різницевих рівнянь збереження маси і енергії, а також рівняння стану, математична модель ДВС, закладена в програмний комплекс, перевершує за швидкістю дії кращі аналоги в 5 разів. Використання сучасних моделей тепловиділення, газообміну і теплообміну в поєднанні з високою швидкістю дії дозволяє ставити і вирішувати різноманітні дослідні та оптимізаційні завдання, пов'язані з доведенням або форсуванням двох - і чотиритактних ДВЗ різності розмірності і швидкохідності.

Комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє розраховувати тепловиділення, емісію диму і NO_x з урахуванням особливостей конструкції паливної апаратури, властивостей палива, дрібності розпилювання, форми характеристики впорскування, спрямованості і динаміки паливних струменів, взаємодії струменів з повітряним вихором і зі стінками КЗ. Причому враховуються умови розвитку пристінкових паливних потоків від кожного струменя в умовах конкретної камери згоряння.

Комплекс ДИЗЕЛЬ-РК має спеціальну програму візуалізації процесу сумішоутворення, яка дає можливість крок за кроком по ходу часу простежити отримане розрахунком рух паливних струменів і пристінкових потоків в камері згоряння з реєстрацією кількості палива, що потрапило на кришку циліндра, на дзеркало, на поршень, а також залишився в ущільненому ядрі струменя і в розрідженій оболонці. Використання цієї програми дозволяє оптимізувати орієнтацію паливних струменів в камері згоряння.

При розрахунку газообміну протікання газу в каналах розглядається як нестационарне, моделюється взаємний вплив циліндрів один на одного з урахуванням конструкції перетворювача імпульсів. Враховується залежність властивостей газів від складу і температури [3].

Програмний комплекс має зручний користувацький інтерфейс, виконаний відповідно до вимог загальноприйнятого міжнародного стандарту на користувацький інтерфейс. Розвинені сервісні можливості оболонки програмного комплексу полегшують завдання вхідних даних в режимі діалогу, здійснюють їх автоматичний контроль, дозволяють відображати результати розрахунків не тільки в табличній формі, але і у вигляді плоских та об'ємних графіків, а також ізоліній.

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК доступний широкому колу користувачів. Він дозволяє автономно працювати віддаленим користувачам, використовуючи комунікаційні можливості ІНТЕРНЕТУ. Для передачі даних використовується електронна пошта.

Програмний комплекс пройшов перевірку при дослідженні десятків типів двигунів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва: ПО Коломенський завод, Володимирський тракторний завод, ХЗТМ ім. Малишева, ВО «БМЗ», ВО Південдизельмаш, Mercedes, MTU, MAN, ЛОМ (Прага). У тій чи іншій конфігурації комплекс використовується більше ніж на половині з перерахованих підприємств.

Обмеження, що накладаються на область застосування програми, обумовлені використанням алгоритмів для розрахунку процесів газообміну.

При розрахунку процесу газообміну використовується підхід з розглядом одного «середньостатистичного» циліндра, тому програма не дозволяє моделювати і досліджувати нерівномірність наповнення й очищення циліндрів в залежності від їх розташування по довжині колекторів. Нестационарна течія газу моделюється тільки в каналах, з'єднуючих циліндри з колекторами, в самих же колекторах протягом розглядається як квазістационарне, тому програма не дозволяє моделювати динамічні ефекти, підбирати довжини трубопроводів для налаштування впуску і випуску.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК належить до класу «термодинамічних» програм: циліндри і колектори двигуна розглядаються як відкриті термодинамічні системи (ЗТД), що обмінюються між собою масою та енергією. Перебіг газу в

каналах, що з'єднують ЗТД розглядається як нестационарне. Розрахункова схема поршневого двигуна представлена на рис. 2.1.

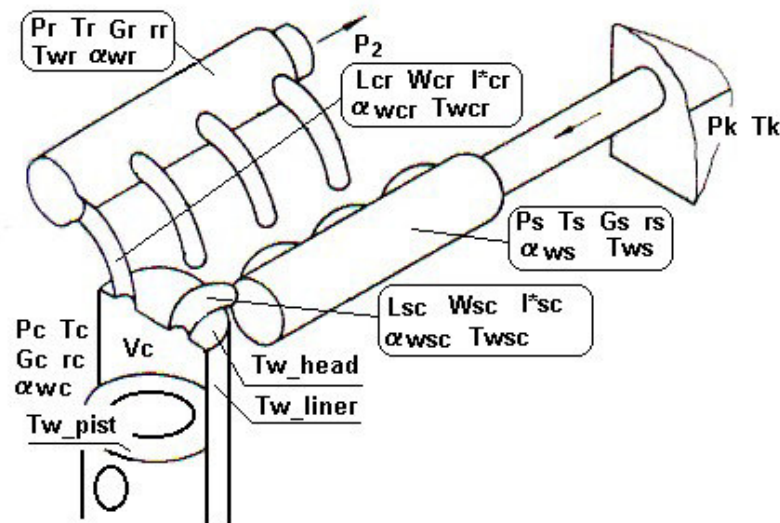


Рис. 2.1. Розрахункова схема поршневого двигуна: P – тиск; T – температура; G – маса, r – склад робочого тіла, W – швидкість, I^* – ентальпія, L – довжина, V – об'єм, α_w – коефіцієнт тепловіддачі, c – циліндр, k – компресор, s – впускний колектор, r – випускний колектор, w – стінка, 2 – умови за турбіною

Параметри газу в циліндрах і колекторах двигуна визначаються шляхом покрокового рішення системи різницевих рівнянь збереження енергії, маси, а також рівняння стану, записаних для відкритих термодинамічних систем. Враховується залежність властивостей робочого тіла від складу і температури.

Сумішоутворення і згоряння в дизелях розраховуються за методом професора Разлейцева Н.Ф. Метод, надалі доопрацьований Кулешовим А.С., враховує особливості характеристики впорскування і дрібність розпилювання, динаміку розвитку паливних струменів, взаємодія струменів з повітряним вихором і стінками, а також орієнтацію струменів в камері згоряння. Причому враховуються умови розвитку кожної паливної струменя і освічених струменями пристінкових потоків, а також їх взаємодію між собою. Розроблений Разлейцевим метод дозволяє розраховувати емісію сажі і твердих частинок в залежності від умов сумішоутворення і згоряння. Можливості програми

дозволяють оптимальним чином підібрати конфігурацію камери згоряння, орієнтацію паливних струменів, діаметри і кількість соплових отворів, інтенсивність закрутки заряду, характеристику приску. Для рішення задач оптимізації ДИЗЕЛЬ-РК має вбудовані процедури багато параметричної оптимізації, що включає 14 методів нелінійного пошуку екстремуму, а також процедури одномірного та двомірного пошуку – «сканування». Додаток, у якого є можливість проводити автоматизовану оптимізацію значно збільшує ефективність чисельного дослідження і відкриває ефективні шляхи поліпшення двигунів.

Коли проблема дослідження з'єднується із завданням пошуку оптимальної комбінації декількох параметрів двигуна, таких як ступінь стиснення, випередження уприскування, діаметр, число і напрямки отворів у форсунки, форма камери згоряння, фази газорозподілу, параметри наддуву і т.д., то це часто дуже складна проблема, тому що є багато незалежних параметрів і спланувати експеримент важко. Дуже ефективний засіб для вирішення цієї проблеми багатопараметричної оптимізації, коли пошук оптимальної комбінації параметрів цілком покладається на формальні процедури нелінійного програмування, а в завдання дослідника входить тільки формулювання мети та обмежень, а також аналіз результатів пошуку. Процедура оптимізації з одного боку використовує математичну модель двигуна спільно з незалежними змінними (параметрами, що оптимізуються) з функцією цілі, і з обмеженнями з іншого боку. Завдяки високій швидкості рахунку ядра ДИЗЕЛЬ-РК, можливе проведення досліджень пов'язаних з оптимізацією без великих витрат.

Облік агрегатів наддуву здійснюється трьома різними способами:

- параметри турбін та компресорів задаються в явному вигляді;
- тиск наддування й тиск перед турбіною розраховуються виходячи з відомих значень перепадів тиску і ККД;
- параметри турбін та компресорів обчислюються методом узгодження їх характеристик з поршнеvim двигуном.

Методика спільного розрахунку поршневого ДВЗ і агрегатів наддуву на різних режимах дозволяє прогнозувати швидкісні, навантажувальні, висотні та інші характеристики комбінованих двигунів. Можливий підбір агрегатів наддуву для забезпечення необхідних характеристик КДВЗ. Принципова схема поршневого двигуна представлена на рис. 2.2.

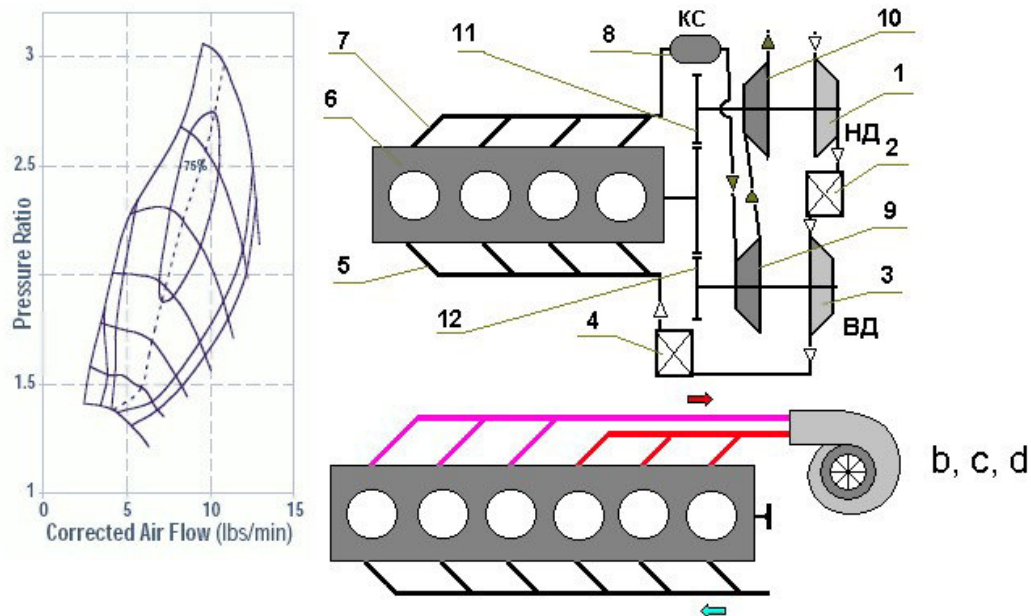


Рис. 2.2. Принципова схема поршневого двигуна

У програмі ДИЗЕЛЬ-РК розрахунок процесу згоряння в ДВЗ з передкамерою проводиться за іншою схемою, ніж розрахунок згоряння в звичайному іскровому ДВЗ. У зв'язку з тим, що згоряння в циліндрі передкамерного ДВЗ ініціюється струменем палаючого газу, що виривається з каналу передкамери, заряд в циліндрі інтенсивно перемішується. Це дозволяє використовувати однозонної модель циліндра і передкамери, розглядаючи циліндр і передкамеру як дві термодинамічні системи обмінюються масою та енергією. Для кожної з цих відкритих термодинамічних систем вирішуються рівняння балансу маси і енергії, а також рівняння стану та концентрації. Розрахунок параметрів газу (тиску, температури, концентрації) в форкамери проводиться протягом усього робочого циклу з урахуванням перетікань з

з'єднувальному каналу в процесі газообміну, стиснення та розширення. Враховується теплообмін перетікає газу зі стінками каналу.

Параметри газу в форкамери розраховуються за однозонної моделі з використанням функції тепловиділення І. І. Вібе. Параметри формули Вібе m_v і Fi_z :

- тривалість згоряння в форкамери Fi_z ;
- показник згоряння в форкамери m_v ;

можуть бути задані як в явному вигляді для даного режиму роботи двигуна, так і для номінального режиму роботи.

Швидкість газу (а також витрата), спрямована в передкамеру має позитивне значення. Флуктуації швидкості газу з'являються при розрахунку робочого процесу (рис. 2.3.) Мають місце завдяки, або занадто малому обсягу передкамери, або занадто великому діаметру каналу, що з'єднує передкамеру і циліндр.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК містить дві моделі утворення оксидів азоту.

Перша – 18 компонентна модель проф. В. А. Звонова. В основі методики розрахунку лежить наступне:

- утворення оксидів азоту в зоні продуктів згоряння відбувається по ланцюговому механізму, основні реакції якого описуються схемою Зельдовича;
- для визначення температур заряду використовується зонна модель;
- на кожному кроці здійснюється розрахунок рівноважного складу в зоні продуктів згорання для 18 компонентів;
- розрахунок утворення оксидів азоту проводиться за кінетичного рівняння.

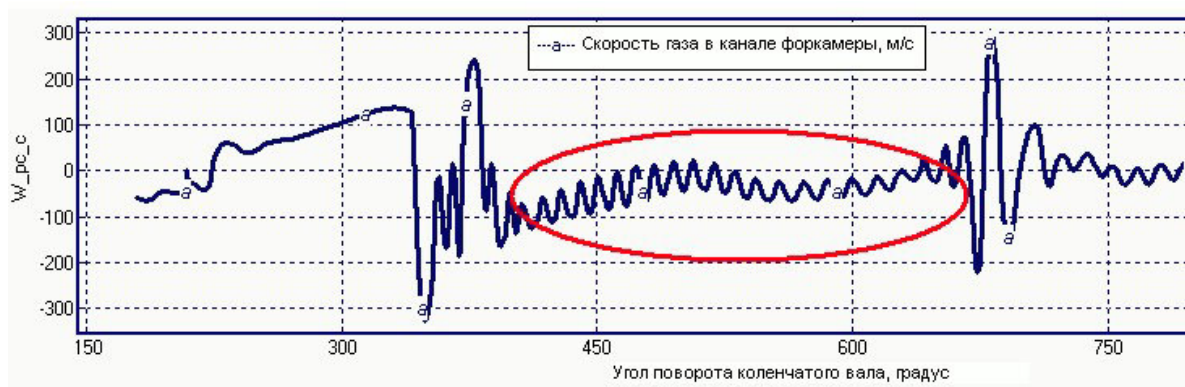


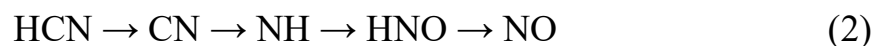
Рис. 2.3 – Флуктуації швидкості і витрати газу в каналі, що з'єднує передкамеру і циліндр двигуна, через занадто малого обсягу передкамери

Друга – детальний кінетичний механізм. Відомий як "швидкі" NO, має великий ефект при низьких температурах згоряння (при багаторазовому впорскуванні, в дизелях з гомогенним згорянням (HCCI), при подачі диметилефіру в дизелях і т.д.) [2].

Реакція утворення "швидких" NO складається з:



потім HCN переходить в NO_x з деякою затримкою, за наступною схемою:



Поточна концентрація радикалів CH (1) розраховується з використанням "детального кінетичного механізму" процесу згоряння.

Детальний кінетичний механізм складається з двох частин:

- кінетика руйнування першій молекул палива, що включає 40 реакцій, що складаються з 10 речовин;

- детальний кінетичний механізм окислення метану та утворення NO, що складається з 199 реакцій і 33 речовин.

2.2. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу

Більшість вхідних даних, необхідних для моделювання робочого циклу беремо з опису двигуна. Ті дані, які не наведені в описі приймаємо згідно з рекомендаціями для цього типу машин [5, 10].

Циліндро-поршнева група

Описуються основні характеристики і деталі двигуна: механізм перетворення поступального руху поршня на обертальний рух валу, діаметр циліндра і хід поршня, ступінь стиснення і номінальна частота обертання, тип системи охолодження; дані, необхідні для розрахунку втрат на тертя та ін.

Діаметр циліндра D . Приймається $D = 460$ мм.

Хід поршня S . Приймається $S = 580$ мм.

Ступінь стиснення ξ . Приймається $\xi = 15$.

Число циліндрів i . Приймається $i = 8$.

Номінальна частота обертання валу n . Приймаються $n = 500$.

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна λ . Приймаються $\lambda = 0,236$.

Обчислення середньої температури поршня

Обчислення відбувається залежно від співвідношення властивостей матеріалів поршня і кришки циліндра. Коефіцієнт пропорційності в цьому випадку задається програмою на основі закладеного в програму експериментального матеріалу.

Матеріал поршня. Приймається сталь.

Визначення температури головки (кришки) циліндра шляхом вирішення задачі теплопровідності багатошарової стінки.

Матеріал кришки циліндра. Приймається сталь.

Середня товщина стінки вогневої поверхні δ . Приймаються $\delta = 23,8$.

Емпіричні коефіцієнти A, B . Механічні втрати в двигуні внутрішнього згоряння розраховуються як середній тиск тертя P_{fr} , яке залежить від швидкісного режиму і навантаження:

$$P_{fr} = A \cdot C_m + B \cdot p;$$

де: A, B - емпіричні коефіцієнти;

C_m - середня швидкість поршня, [м/с];

p - середній тиск у циліндрі, [бар]. Рекомендовані значення:

- чотиритактні двигуни: $A = 0,06 \dots 0,12$; $B = 0,06 \dots 0,11$;

Приймаються $A = 0,08$; $B = 0,09$.

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінок робочого об'єму розраховуються за формулою Г. Вошні.

$$\alpha_w = 110 \frac{P^{0.8} W^{0.8}}{T^{0.53} D^{0.2}};$$

де P, T - тиск (МПа) і температура (К) газу в циліндрі;

D - діаметр циліндра;

Коефіцієнт у формулі тепловіддачі (порядковий множник) вибирається в таких межах:

115 - 135 для швидкохідних дизелів,

105 - 110 для середньооборотних дизелів,

85 - 105 для малооборотних дизелів,

140 - 200 для бензинових ДВС без наддуву,

120 - 160 для газових і бензинових ДВЗ з наддувом

Приймаються 160.

Паливна апаратура, камера згоряння

Параметри необхідні для розрахунку процесу згоряння.

Місце подачі основного паливного газу. Беремо в впускний колектор.

Кут випередження запалювання θ . Приймаються $\theta = 10 \dots 25$ градуси повороту кривошипа до ВМТ.

Тривалість згоряння (на номіналі), φ_z . Приймаються $\varphi_z = 35$ градусів повороту кривошипу.

Показник згоряння (на номіналі), m_v . Приймаються $m_v = 2,8$.

Наддув

Здійснюється вибір схеми наддуву і завдання даних для розрахунку агрегатів повітропостачання ДВС: турбін, компресорів, охолоджувачів наддувочного повітря.

Спосіб розрахунку турбіни. Вибираємо розрахунок за інтегральними параметрами на даному режимі. Цей спосіб розрахунку не вимагає спеціальних даних про характеристики турбін.

Спосіб обчислення параметрів газу перед турбіною. Обчислити з умови балансу турбіни і компресора.

ККД агрегату наддуву. Приймаються 0,645.

Спосіб розрахунку компресора. Вибраємо розрахунок за інтегральними параметрами на даному режимі.

Способом обчислення параметрів повітря після компресора. Обчислити з умови балансу турбіни і компресора.

Тиск наддуву (після охолоджувача) P_k . Приймаються $P_k = 3,9$ бар.

Термічна ефективність ОНП задається константою.

Температура охолоджувальної рідини ОНП T_{cool} .

Приймається $T_{cool} = 288$ К.

Термічна ефективність ОНП. Приймається 0,75.

Втрати тиску в ОНП ΔP . Приймаються $\Delta P = 0,05$ бар.

Паливо

Розрахунок проводиться для палива «Gas Methane», взятого зі списку палив [4]:

$C = 0,777$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,223$ кг - кількість водню;

– нижча теплота згоряння палива $Q_n = 49,9$ (МДж / кг);

– теплоємність палива, взяти при температурі форсунки

$C_p = 2226$ (кДж/кгК);

– молекулярна маса 16,6.

Режими роботи

Розраховується номінальний режим роботи. На цьому режимі:

– частота обертання колінчатого валу $n = 500$;

– коефіцієнт надлишку повітря при згорянні α . Приймаються $\alpha = 1,6 \dots 2,5$.

– кут випередження запалення $\theta = 10 \dots 25$ град. до ВМТ;

– тиск навколишнього середовища $P_o = 1$ бар;

– температура навколишнього середовища $T_o = 288$ К

– втрати тиску у впускному колекторі 0,02 бар;

- втрати тиску у вихлопній системі 0,04 бар;
- адіабатний ККД компресора $\eta = 0,834$;
- ККД агрегату наддуву $\eta = 0,753$;
- початок подачі палива 340 град;
- тривалість подачі газу у форкамеру 40 град.

2.3. Результати теплового розрахунку

----- ПОТУЖНІСНІ ТА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ -----

500.00 - n - Частота обертання колінчастого валу, [хв-1]
 9240. - Ne - Потужність, [кВт]
 26.701 - Pe - Середній ефективний тиск, [бар]
 0.35173E+06 - Me - Крутний момент, [Нм]
 12.247 - qc - Циклова подача палива, [г]
 3306.6 - G_Me_кг/год - Масова витрата подаваного газу, [кг/год]
 4788.4 - G_Me_м3/год - Об'ємна витрата подаваного газу, [м³/год]
 0.21 - ge - Питома ефективна витрата палива, [м³/(кВт·год)]
 0.44554 - Eta_e - Ефективний ККД
 21.918 - Pi - Середній індикаторний тиск, [бар]
 0.48747 - Eta_i - Індикаторний ККД
 2.5382 - Pтр - Тиск тертя, [бар]
 0.91399 - Eta_mех - Механічний ККД

----- ПАРАМЕТРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА -----

1.0000 - Po* - Тиск загальмованого потоку, [бар]
 288.00 - To* - Температура загальмованого потоку, [K]
 1.0417 - Po_т - Статичний тиск за турбіною, [бар]
 0.99000 - Po_вх* - Тиск загальмованого потоку за фільтром, [бар]

----- НАДУВ І ГАЗООБМІН -----

3.9000 - Pк - Тиск перед впускним колектором, [бар]
 316.00 - Tk - Температура перед впускним колектором, [K]
 32.898 - Gair - Витрата повітря (+EGR) через циліндри двигуна, [кг/с]
 0.64811 - ККД_тк - ККД агрегату наддуву
 2.2505 - Pt* - Середній тиск перед турбіною, [бар]
 1060.4 - Tt* - Середня температура перед турбіною, [K]
 34.214 - Ggas - Витрата відпрацьованих газів через циліндри двигуна, [кг/с]
 2.1304 - Alfa_sum - Коефіцієнт надлишку повітря сумарний
 0.65290 - Pnx - Середній тиск насосних ходів, [бар]
 0.86987 - Eta_v - Коефіцієнт наповнення
 0.01249 - Gamma_r - Коефіцієнт залишкових газів
 1.0013 - Fi - Коефіцієнт продувки
 0.0000 - G_зак.% - % закиду відпрацьованих газів у впускний колектор
 0.0000 - G_втрат.% - % витоків через поршневі кільця

----- ВПУСКНИЙ КОЛЕКТОР -----

3.7344 - Ps - Середній тиск у впускному колекторі, [бар]
 335.24 - Ts - Середня температура у впускному колекторі, [K]
 385.17 - Tws - Середня температура стінки впускного колектору, [K]
 253.86 - Alfa_ws - Коефіцієнт теплообміну у впускному колекторі,
 [Вт/(м²·K)]
 580.68 - Alfa_wsc - Коефіцієнт теплообміну у клапанному каналі,
 [Вт/(м²·K)]

----- ВИПУСКНИЙ КОЛЕКТОР -----

1.2395 - Pr - Середній статичний тиск відпрацьованих газів, [бар]
 917.24 - Tr - Середня статична температура відпрацьованих газів, [K]
 632.55 - Wr - Середня швидкість газу, [м/с]
 19.243 - Sh - Число Струхала: $Sh = a \cdot \tau / L$ (повинно бути $Sh > 8$)
 873.98 - Twr - Середня температура стінки випускного колектору, [K]
 626.63 - Alfa_wr - Коефіцієнт теплообміну у випускному колекторі,
 [Вт/(м²·K)]
 4154.3 - Alfa_wcr - Коефіцієнт теплообміну у клапанному каналі,
 [Вт/(м²·K)]

----- ФОРКАМЕРА -----

565.70 - V_pc - Об'єм форкамери, [см³]
 10.000 - Дкан_pc - Діаметр з'єднувального каналу форкамери, [мм]
 340.00 - Н.под_pc - Початок подачі газу у форкамеру, [град. до ВМТ]
 40.000 - Дл.под_pc - Тривалість подачі газу у форкамеру, [град]
 0.12000 - gc.отн_pc - Частка газу, що подається у форкамеру
 396.79 - G_Me_кг/год - Масова витрата подаваного газу, [кг/год]
 0.89706 - Alfa_pc - Коефіцієнт надлишку повітря у форкамері
 24.000 - Fi_z_pc - Тривалість горіння у форкамері за Вібе, [град]
 4.0000 - m_v_pc - Показник горіння у форкамері за Вібе

----- ЗГОРЯННЯ -----

2.1500 - Alfa - Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні
 170.74 - Pz - Максимальний тиск циклу, [бар]
 1783.5 - Tz - Максимальна температура циклу, [K]
 22.000 - Fi_pz - Кут максимального тиску, [град. до ВМТ]
 29.000 - Fi_tz - Кут максимальної температури, [град. до ВМТ]
 3.6081 - dP/dFi - Макс. швидкість наростання тиску, [бар/град]
 15.000 - Teta_op - Запередження впорскування/запалювання, [град. до ВМТ]
 16.000 - Fi_zатр - Період затримки запалювання у циліндрі, [град]
 50.000 - Fi_горін - Тривалість згоряння, [град. п.к.в.]
 2.8000 - m_v - Показник згоряння у циліндрі за Вібе
 197.29 - Октан.чсл - Мінімальне октанове число палива - межа детонації

----- ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ -----

0.08152 - NO, г/кВт·год - Викиди NOx у перерахунку на NO, [г/(кВт·год)]
 (Zeldovich)
 0.0000 - SO2 - Викиди SO2, [г/кВт·год]

----- ВНУТРІШНЬО-ЦИЛІНДРОВІ ПАРАМЕТРИ -----

-

4.1382 - Pa - Тиск початку стиснення, [бар]
381.45 - Ta - Температура початку стиснення, [K]
150.51 - Pc - Тиск кінця стиснення, [бар]
949.28 - Tc - Температура кінця стиснення, [K]
12.818 - Pb - Тиск початку випуску, [бар]
1076.5 - Tb - Температура початку випуску, [K]

----- ПАРАМЕТРИ ТЕПЛООБМІНУ ЦИЛІНДРА -----

907.50 - T_{ср} - Середня еквівалентна температура циклу, [K]
804.97 - Alfa_w - Середній коефіцієнт теплообміну від газу до стінки, [Вт/(м²·K)]
743.10 - Tw_{поршн} - Середня температура днища поршня, [K]
420.00 - Tw_{втулк} - Середня температура робочої поверхні втулки, [K]
543.65 - Tw_{кришк} - Середня температура робочої поверхні кришки, [K]
385.40 - Tw_{охл} - Середня температура з боку охолодження кришки циліндра, [K]
398.16 - Tкип. - Температура кипіння в системі рідинного охолодження, [K]
11615. - Alf_{w_охл} - Середній коефіцієнт теплообміну [Вт/(м²·K)] від стінки кришки циліндра до охолоджуючого середовища
59831. - q_{кришки} - Тепловий потік у кришку циліндра, [Дж/с]
27034. - q_{поршня} - Тепловий потік у поршень, [Дж/с]
0.10076E+06 - q_{цилинд} - Тепловий потік у втулку циліндра, [Дж/с]

----- ПАРАМЕТРИ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ РОБОЧИЙ ПРОЦЕС -----

14.000 - Ступ.сжат - Ступінь стиснення (для ПДП при обох поршнях у ВМТ)
50.000 - Поч.вип - Початок випуску, [град. до НМТ] (Впускний вал)
10.000 - Кін.вип - Кінець випуску, [град. після НМТ] (Впускний вал)
26.000 - Поч.впуск - Початок впуску, [град. до НМТ] (Впускний вал)
34.000 - Кін.впуск - Кінець впуску, [град. після НМТ] (Впускний вал)

----- ПАРАМЕТРИ КОМПРЕСОРА ступеня високого тиску -----

6413.0 - N_{квд} - Потужність компресора ВД, [кВт]
0.72000 - ККД_{квд} - Адіабатичний ККД компресора ВД
32.898 - G_{квд} - Витрата повітря через компресор ВД, [кг/с]
563.94 - Gпр_{квд} - Витрата повітря приведена через КВД
32.668 - Gcor_{квд} - Витрата повітря через КВД скоригована, [кг/с]
3.9899 - П_{квд} - Ступінь підвищення тиску в компресорі ВД
0.99000 - Po_{квд} - Повний тиск на вході в КВД, [бар]
288.00 - To_{квд} - Температура загальмованого потоку на вході в КВД, [K]
3.9500 - Pк*"квд - Повний тиск за компресором ВД, [бар]
481.96 - Tk*"квд - Температура загальмованого потоку за компресором ВД, [K]
0.85564 - Ecool_{вд} - Термічна ефективність ОНВ ВД
288.00 - Tcool_{вд} - Температура охолоджуючого агента в ОНП ВД, [K]
3.9000 - Pк_{квд} - Тиск наддуву за КВД, [бар]
316.00 - Tk_{квд} - Температура наддувочного повітря за КВД, [K]

----- ПАРАМЕТРИ ТУРБІНИ ступеня високого тиску -----

6383.8 - N_{твд} - Потужність ТВД з урахуванням мех. ККД, [кВт]

0.91318 - ККД_твд - Внутрішній ККД турбіни ВД
 0.98100 - ККДм_твд - Механічний ККД турбіни ВД
 34.214 - G_твд - Витрата газу через ТВД, [кг/с]
 495.06 - Gпр_твд - Витрата газу через ТВД приведена
 2.1609 - П_твд - Ступінь пониження тиску в турбіні ВД
 18.806 - В_твд - Відносна робота ТВД
 2.2505 - Рт_твд - Повний тиск перед турбіною ВД, [бар]
 1060.4 - Тт_твд - Температура загальмованого потоку на вході в ТВД, [К]
 1.0415 - Ро_твд - Протитиск за турбіною ВД, [бар]
 890.53 - То_твд - Температура газу за турбіною ВД, [К].

2.4. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила [6]:

$$P_{руш} = P_r + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.4).

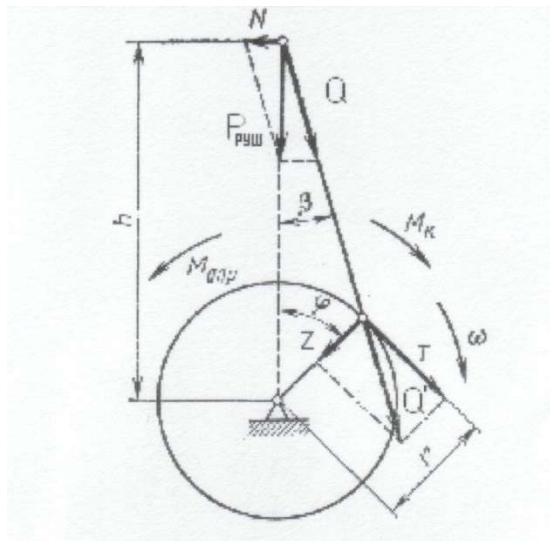


Рис. 2.4. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У табл. 2.1 представлені параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми *Excel* і представлений в табл. 2.2 – 2.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.5 – 3.7.

На рис. 2.5 P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.6 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 2.7 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.1. Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,46
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	17,074
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,389
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,44
Тиск залишкових газів	МПа	P_{Γ}	0,6
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,236
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	425
Радіус кривошипа	м	r	0,29
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,284
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,653
Кількість циліндрів		i	8

Таблиця 2.2. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,4400	-2,5118	-2,0718	0,0000	-2,0718	0,0000
10	0,4400	-2,4520	-2,0120	-0,0825	-1,9671	-0,4306
20	0,4400	-2,2770	-1,8370	-0,1486	-1,6754	-0,7679
30	0,4400	-1,9997	-1,5597	-0,1849	-1,2583	-0,9400
40	0,4400	-1,6400	-1,2000	-0,1834	-0,8013	-0,9119
50	0,4400	-1,2230	-0,7830	-0,1431	-0,3937	-0,6918
60	0,4400	-0,7763	-0,3363	-0,0697	-0,1078	-0,3261
70	0,4400	-0,3277	0,1123	0,0253	0,0146	0,1142
80	0,4400	0,0978	0,5378	0,1273	-0,0320	0,5517
90	0,4400	0,4796	0,9196	0,2211	-0,2211	0,9196
100	0,4400	0,8035	1,2435	0,2943	-0,5058	1,1735
110	0,4400	1,0624	1,5024	0,3388	-0,8322	1,2960
120	0,4400	1,2559	1,6959	0,3515	-1,1524	1,2929
130	0,4400	1,3895	1,8295	0,3344	-1,4322	1,1865
140	0,4400	1,4734	1,9134	0,2925	-1,6538	1,0059

150	0,4400	1,5201	1,9601	0,2324	-1,8137	0,7788
160	0,4400	1,5422	1,9822	0,1603	-1,9175	0,5273
170	0,4400	1,5506	1,9906	0,0816	-1,9746	0,2653
180	0,3890	1,5526	1,9416	0,0000	-1,9416	0,0000
190	0,3919	1,5506	1,9425	-0,0797	-1,9268	-0,2589
200	0,4008	1,5422	1,9430	-0,1572	-1,8796	-0,5169
210	0,4164	1,5201	1,9365	-0,2296	-1,7918	-0,7694
220	0,4399	1,4734	1,9134	-0,2925	-1,6537	-1,0058
230	0,4734	1,3895	1,8630	-0,3405	-1,4583	-1,2082
240	0,5200	1,2559	1,7759	-0,3681	-1,2067	-1,3539
250	0,5844	1,0624	1,6468	-0,3713	-0,9121	-1,4205
260	0,6739	0,8035	1,4775	-0,3497	-0,6010	-1,3943
270	0,8006	0,4796	1,2802	-0,3079	-0,3079	-1,2802
280	0,9839	0,0978	1,0817	-0,2560	-0,0643	-1,1097
290	1,2572	-0,3277	0,9296	-0,2096	0,1210	-0,9452
300	1,6802	-0,7763	0,9039	-0,1874	0,2897	-0,8765
310	2,3626	-1,2230	1,1397	-0,2083	0,5730	-1,0069
320	3,5108	-1,6400	1,8708	-0,2860	1,2493	-1,4216
330	5,4919	-1,9997	3,4922	-0,4140	2,8173	-2,1046
340	8,7821	-2,2770	6,5051	-0,5262	5,9328	-2,7193
350	13,1134	-2,4520	10,6614	-0,4372	10,4236	-2,2819
360	15,5099	-2,5118	12,9982	0,0000	12,9982	0,0000
370	17,0740	-2,4520	14,6220	0,5996	14,2958	3,1295
380	17,0740	-2,2770	14,7970	1,1970	13,4952	6,1857
390	12,2242	-1,9997	10,2245	1,2121	8,2486	6,1620
400	8,0149	-1,6400	6,3749	0,9745	4,2570	4,8442
410	5,5159	-1,2230	4,2930	0,7847	2,1584	3,7930
420	3,9990	-0,7763	3,2227	0,6680	1,0329	3,1249
430	3,0418	-0,3277	2,7142	0,6120	0,3532	2,7598
440	2,4138	0,0978	2,5115	0,5945	-0,1493	2,5766
450	1,9872	0,4796	2,4668	0,5932	-0,5932	2,4668
460	1,6892	0,8035	2,4927	0,5900	-1,0139	2,3524
470	1,4765	1,0624	2,5389	0,5725	-1,4063	2,1900
480	1,3225	1,2559	2,5784	0,5344	-1,7520	1,9657
490	1,2105	1,3895	2,6000	0,4752	-2,0353	1,6863
500	1,1295	1,4734	2,6030	0,3979	-2,2498	1,3683
510	1,0724	1,5201	2,5925	0,3073	-2,3989	1,0301

520	1,0345	1,5422	2,5767	0,2084	-2,4926	0,6854
530	1,0128	1,5506	2,5634	0,1051	-2,5427	0,3416
540	1,0058	1,5526	2,5583	0,0000	-2,5583	0,0000
550	0,6000	1,5506	2,1506	-0,0882	-2,1333	-0,2866
560	0,6000	1,5422	2,1422	-0,1733	-2,0723	-0,5698
570	0,6000	1,5201	2,1201	-0,2513	-1,9617	-0,8424
580	0,6000	1,4734	2,0734	-0,3170	-1,7921	-1,0900
590	0,6000	1,3895	1,9895	-0,3637	-1,5574	-1,2903
600	0,6000	1,2559	1,8559	-0,3847	-1,2611	-1,4149
610	0,6000	1,0624	1,6624	-0,3748	-0,9208	-1,4340
620	0,6000	0,8035	1,4035	-0,3322	-0,5709	-1,3245
630	0,6000	0,4796	1,0796	-0,2596	-0,2596	-1,0796
640	0,6000	0,0978	0,6978	-0,1652	-0,0415	-0,7159
650	0,6000	-0,3277	0,2723	-0,0614	0,0354	-0,2769
660	0,6000	-0,7763	-0,1763	0,0365	-0,0565	0,1709
670	0,6000	-1,2230	-0,6230	0,1139	-0,3132	0,5504
680	0,6000	-1,6400	-1,0400	0,1590	-0,6945	0,7903
690	0,6000	-1,9997	-1,3997	0,1659	-1,1292	0,8436
700	0,6000	-2,2770	-1,6770	0,1357	-1,5295	0,7010
710	0,6000	-2,4520	-1,8520	0,0759	-1,8106	0,3964
720	0,4400	-2,5118	-2,0718	0,0000	-2,0718	0,0000

Таблиця 2.3. Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклинки		φ_3°	90				
φ°	T_E								T_E	T_{cp}
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	0,920	0,000	-1,280	0,000	2,467	0,000	-1,080	1,027	2,573
10	-0,431	1,174	-0,259	-1,110	3,130	2,352	-0,287	-0,716	3,854	2,573
20	-0,768	1,296	-0,517	-0,945	6,186	2,190	-0,570	-0,277	6,595	2,573
30	-0,940	1,293	-0,769	-0,876	6,162	1,966	-0,842	0,171	6,163	2,573
40	-0,912	1,187	-1,006	-1,007	4,844	1,686	-1,090	0,550	4,253	2,573
50	-0,692	1,006	-1,208	-1,422	3,793	1,368	-1,290	0,790	2,346	2,573
60	-0,326	0,779	-1,354	-2,105	3,125	1,030	-1,415	0,844	0,578	2,573
70	0,114	0,527	-1,420	-2,719	2,760	0,685	-1,434	0,701	-0,786	2,573
80	0,552	0,265	-1,394	-2,282	2,577	0,342	-1,325	0,396	-0,869	2,573
90	0,920	0,000	-1,280	0,000	2,467	0,000	-1,080	0,000	1,027	2,573
									23,160	

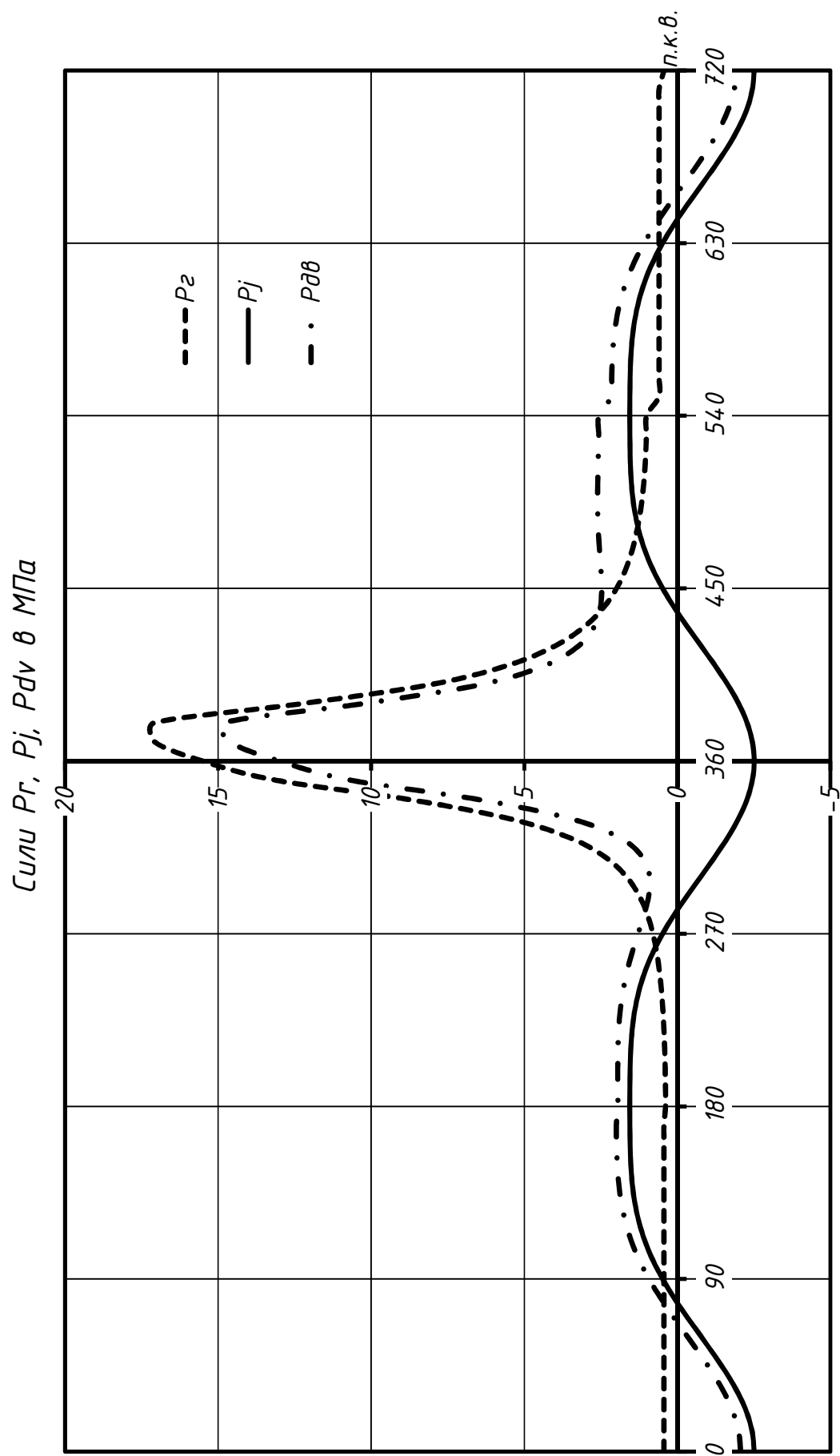


Рис. 2.5. Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Сили N , Z , T в МПа.

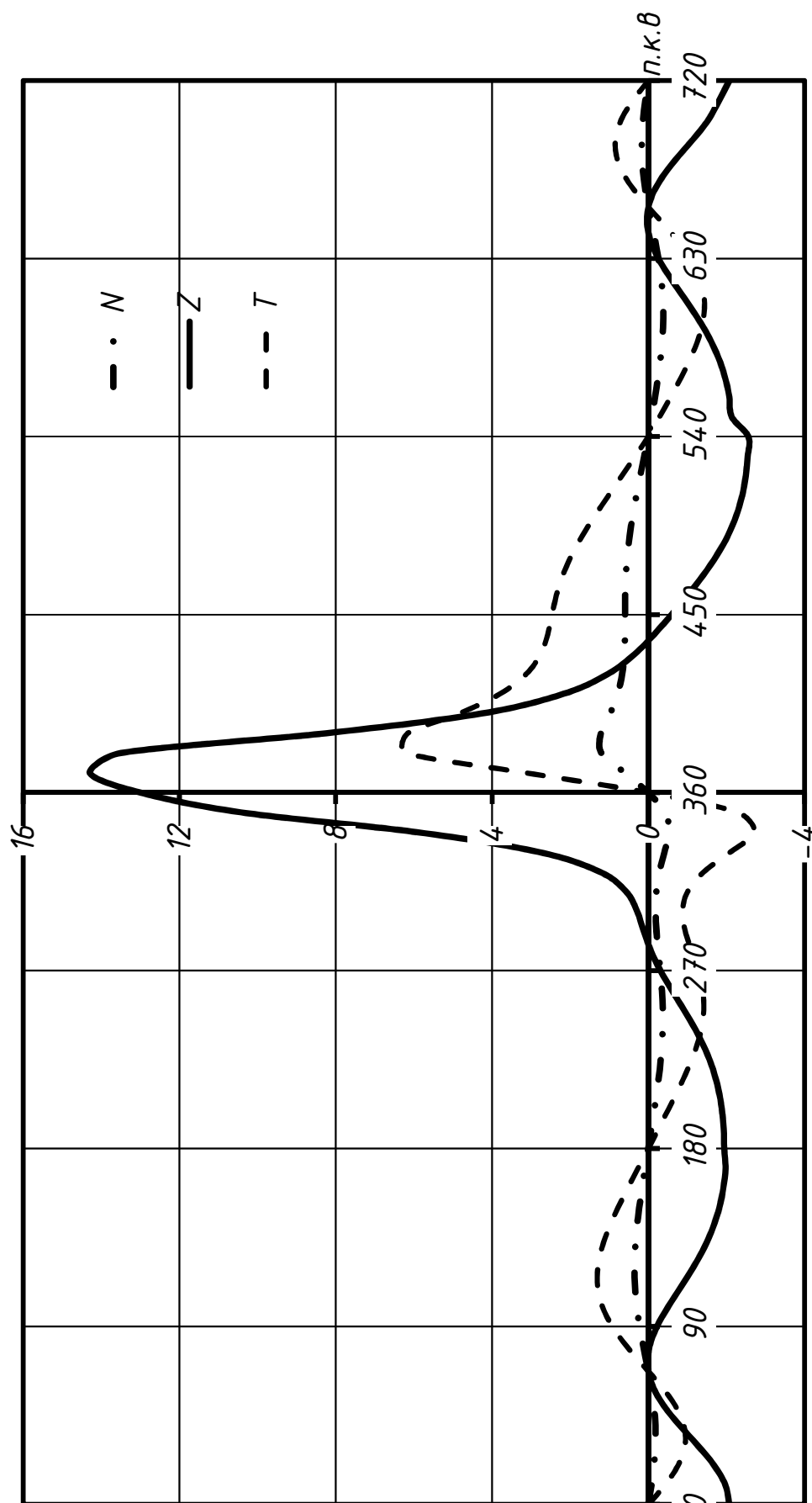


Рис. 2.6. Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

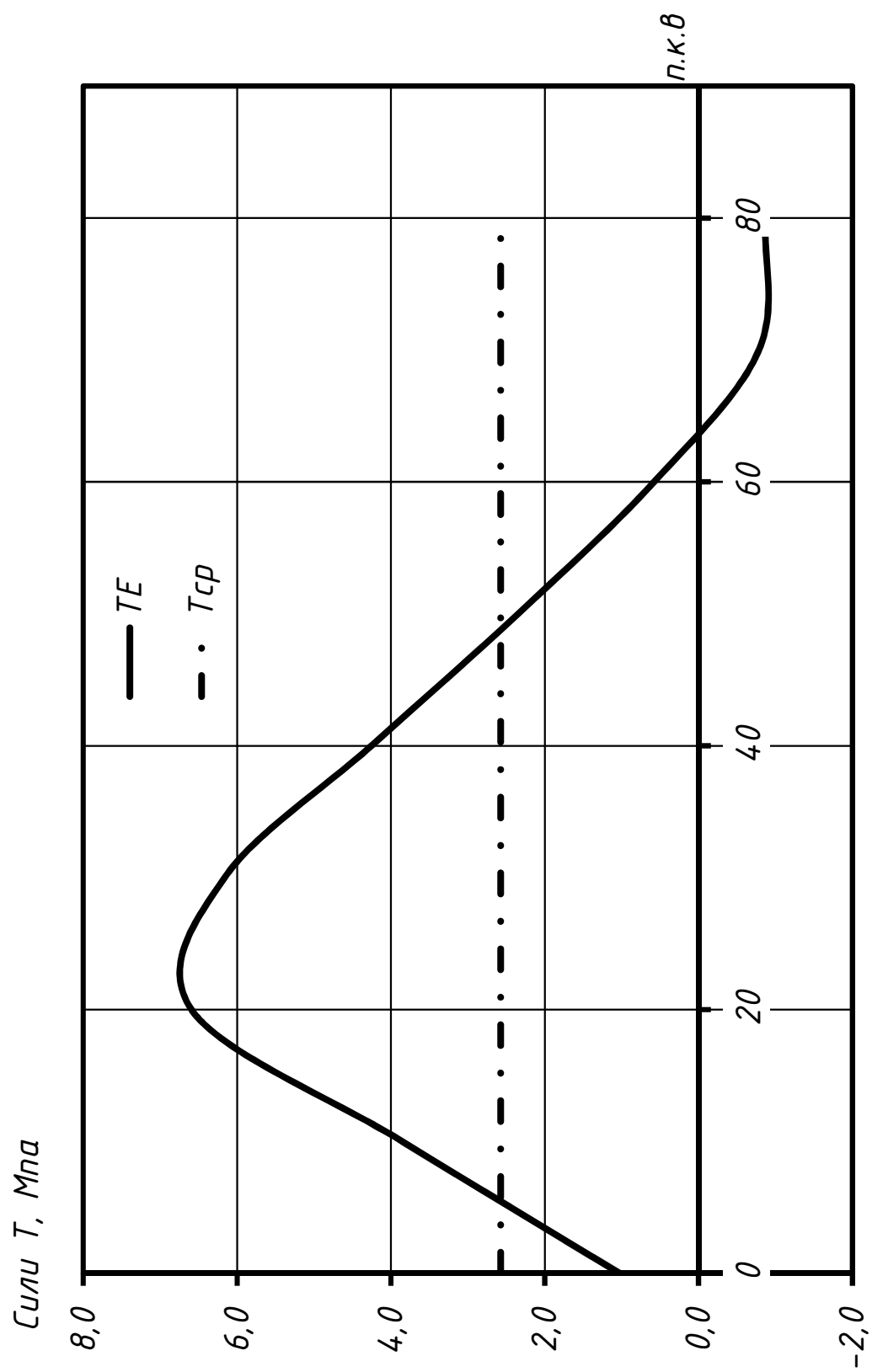


Рис. 2.7. Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 8ЧН 46/58 ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

3.1. Постановка завдання

Останнім часом усе більш широкого поширення набувають газові двигуни (двигуни, що працюють на газовому паливі) і газорідинні (двохпаливні) двигуни, що працюють на газовому і дизельному паливах. Це пояснюється рядом переваг газоподібного палива в порівнянні з рідким. Хороші антидетонаційні якості газових палив, сприятливі умови сумішоутворення, широкі межі займання в сумішах з повітрям забезпечують високі техніко-економічні показники двигунів.

По питомій потужності і паливній економічності кращі сучасні газові і газорідинні двигуни близькі до рідинних, а по токсичності ВГ і зносу мають значні переваги перед ними [7].

Вживані газові і газорідинні двигуни відрізняються великою різноманітністю способів організації робочих процесів і конструкцій, але їх можна підрозділяти за типом вживаного газового палива, особливостями організації процесів сумішоутворення, займання і згорання, а також за принципом регулювання цих двигунів.

Газові двигуни розрізняють за типом організації процесу займання газоподібного палива. Їх зазвичай створюють на базі серійний двигунів, що працюють на рідкому паливі.

Створені газові двигуни з внутрішнім сумішоутворенням і форкамерно-факельним запаленням. Всі вони працюють на стислому газі. Пізніше були створені двигуни з системами паливоподачі зрідженого газу. У цих системах зріджений газ спочатку перетворювався в газоподібний стан, а потім змішувався з повітрям в газоповітряному змішувачі, встановленому у впускному трубопроводі, тобто організовувалося зовнішнє сумішоутворення (у пристроях змішувачів, схожих за принципом роботи з карбюраторами, забезпечуючи тими ж засобами необхідний склад суміші на всіх режимах).

При цьому були розроблені системи паливоподачі з кількісним, якісним і змішаним регулюванням газових двигунів.

Займання газоподібного палива в камері згорання (КЗ) дизеля можливо від додаткової свічки запалення (форкамерно-факельне запалення) за рахунок теплоти стискування газоповітряної суміші і від запальної дози дизельного палива.

Газові двигуни з форкамерно-факельним запаленням є значно складнішими, ніж двигуни із зовнішнім сумішоутворенням, і в даний час не знайшли широкого вживання.

Безпосереднє використання газоподібних палив в дизелях без додаткової свічки запалення можливо лише при мірі стискування 22 і вище, що обумовлене високою температурою самозаймання цих палив. Тому переважного поширення набули газодизелі, в яких в кінці такту стискування газоповітряної суміші здійснюється уприскування дози дизельного палива. Причому запальна доза залежить від особливостей газодизеля (його розмірності, рівня форсування, властивостей газоподібного палива) і може вагатися в широких межах (від 5 до 50%).

При конвертації дизеля в газодизель потрібне мінімальне переобладнання двигуна, що полягає в установці газоповітряного змішувача у впускний трубопровід з системою регулювання подачі газу при зміні режиму (якісне регулювання) навантаження і деякої конструктивної модернізації регулювальника подачі запальної дози дизельного палива [8e].

Газодизелі з подачею запальної дози дизельного палива розроблені для суднових, дизель-генераторних і транспортних установок, для використання на газоперекачуючих станціях.

3.2. Специфіка робочого процесу сучасних ДВЗ під час роботи на газовому паливі

Поршневі газові ДВЗ розрізняють за трьома основними ознаками: методом запалення робочої суміші, способом сумішоутворення і тактності.

Різниця за методом запалення робочої суміші є найважливішою, оскільки вона обумовлює особливості перебігу робочого процесу двигуна і впливає на основні параметри та показники. За методом займання розрізняють газові двигуни трьох типів: з іскровим, форкамеро - факельного запалювання і запалюванням від запальної дози дизельного палива (газодизельний процес).

Для газових двигунів не знайшов поки застосування метод займання від стиснення як у дизельних двигунів, хоча спроби здійснення такого процесу робилися. Основним обмежуючим фактором при проведенні циклу із запалюванням від стиснення на газовому паливі є висока температура займання природного газу (650...700 °C), що значно перевищує температуру займання дизельних палив (320...380 °C).

Іншою важливою ознакою є спосіб утворення робочої суміші: зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Ця ознака значною мірою визначає конструктивне виконання і параметри двигуна. Зовнішнє сумішоутворення найбільшого поширення набуло на автомобільних і стаціонарних двигунах з малими діаметрами циліндра і незначним надувом. Внутрішнє сумішоутворення застосовують у двигунах з великими діаметрами циліндрів, протяжними повітряними ресиверами і там, де можливо конструктивне розміщення газовпускного клапана.

Третя ознака - це тактність двигуна. Природно, що двох - або чотиритактний двигун визначає тип робочого процесу, однак при розгляді тенденцій розвитку стану газових двигунів ця ознака в аналізі не є основною.

За основною ознакою (способом займання) газові двигуни відносяться до двигунів з примусовим займання. Робочі ж процеси цих двигунів істотно різняться. У першу чергу це пов'язано з заміною іскри у газових двигунах на займання факелом газу у форкамеро - факельних або факелом запального дизельного палива у газодизеля.

Примусове запалювання передбачає створення в циліндрі до моменту початку згоряння підготовленої до займання робочої суміші (осередків згоряння). При іскровому запалюванні таким вогнищем служить обсяг,

прилеглий до міжелектродного простору свічки запалювання. Форкамеро - факельне запалювання передбачає примусове створення вогнища факельного типу за рахунок попереднього спалювання невеликого об'єму газоповітряної суміші в спеціальній форкамері. У двигунах з газодизельним процесом згоряння полум'я утворює в об'ємі, охопленому факелом (факелами) вприскнутого дизельного палива. Як показують дослідження, витрата енергії для запалення (енергія іскри) при ГМТ значно більше, ніж при інших видах пального. Це призвело до того, що в практиці конструювання газових поршневих двигунів знайшли широке застосування ефективні джерела запалювання.

Найважливішим елементом системи запалювання сучасних форсованих газових двигунів є свіча. При наддуві і високому ступені стиснення умови роботи свічки запалювання значно ускладнюються, особливо тоді, коли необхідно забезпечити тривалу надійну безперервну роботу. На роботу свічки запалювання впливають:

- умови в камері згоряння в момент іскроутворення (температура, тиск, склад суміші в зоні іскри);
- теплові якості і конструкція свічки;
- характеристика іскрового розряду;
- умови тепловідведення від свічки;
- розташування свічки в камері згоряння;
- міжелектродний зазор.

Всі ці умови тісно пов'язані з параметрами роботи двигунів. Для забезпечення надійності свічки запалювання дуже важливий добрий від неї тепловідвід. Досвід експлуатації показав, що для забезпечення нормальної роботи температура прокладки під свічкою запалення повинна бути 120...130 °С. Деякі сучасні конструкції двигунів передбачають спеціальне охолодження свічок.

Важливим, особливо у високо форсованих газових двигунах, є підбір міжелектродного зазору. Його в цьому випадку доцільно зменшувати до меж, що допускаються умовами пуску. Цим не тільки можна збільшити термін служби

свічки, а й зменшити схильність до детонації і самоспалахування. У деяких високо форсованих двигунах міжелектродний зазор дорівнює 0,15 мм.

До другого типу двигунів, що відрізняються за типом займання, відносяться двигуни з **форкамеро - факельним запалюванням**. Раніше вже відзначалися основні переваги такого типу двигунів: робота на збіднених сумішах і можливість наближення ступеня стиснення до дизельної. Форкамерно – факельне запалювання розроблено як засіб підвищення ефективності економічності двигунів із запалюванням від іскри. Одна з основних труднощів при здійсненні форкамеро - факельного запалювання при роботі на бензині - ускладнення системи живлення і сумішоутворення, пов'язане з необхідністю подачі малих доз палива і повітря в строгому дозуванні. Застосування природного газу значно спрощує ці системи.

На рис. 3.1, наведена типова схема живлення форкамери газом двотактних двигунів. Основним елементом схеми служить газовий клапан, через який подається додаткова порція газу, яка продуває форкамеру від залишкових газів і збагачує суміш в форкамері. По своєму виконанню клапан може бути автоматичним або приводним. Головне завдання домогтися у форкамері до моменту подачі іскри суміші належного складу.

Інша особливість при здійсненні форкамеро - факельного запалювання в газових двигунах – підбір оптимальних геометричних параметрів безпосередньо форкамери. Зазвичай об'єм форкамери становить 2...6% об'єму основної камери згоряння. Відношення об'єму форкамери V_{ϕ} до площі каналу f_c , з'єднуючого форкамеру з основною камерою у існуючих газових двигунів становить 15...70 %.

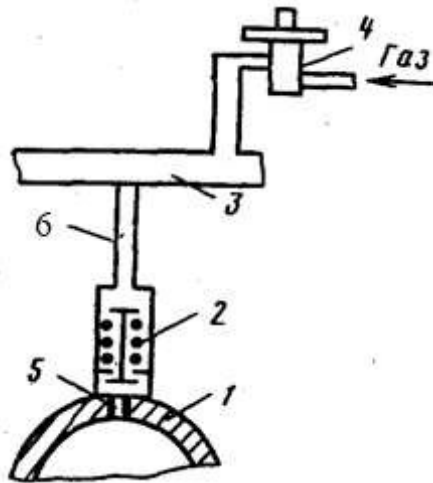


Рис. 3.1 – Схема живлення газом двотактного двигуна: 1 – форкамера; 2 – автоматичний клапан; 3 – колектор форкамерного газу; 4 – редуктор; 5 – жиклер; 6 – трубка

Це важливе відношення уточнюють у кожному випадку окремо. Воно визначає з одного боку далекобійність факела, а з іншого забезпечення надійної продувки форкамери. Так збільшення відношення V_{ϕ}/f_c веде до значного збільшення далекобійності. Зменшення ж відносини V_{ϕ}/f_c призводить до «розмитого» факела, погано запалює суміш.

Для попередження передчасного займання і детонаційного згоряння форкамери необхідно з достатньою інтенсивністю охолоджувати або з системи охолодження двигуна, або як в стаціонарних газових двигунах, за допомогою індивідуального контуру охолодження форкамер. З цією ж метою доцільно газ з автоматичного клапана спрямовувати на електроди свічок запалювання. Форкамері звичайно надають форму, що сприяє не лише гарній продувці самої форкамери, а й видалення залишкових газів із зони свічок запалювання.

Газодизельний цикл характеризується звичайними залежностями між параметрами, однак внаслідок використання двох видів палива ці залежності мають деяку відмінність.

Одним з важливих питань переходу дизельних двигунів на газодизельний процес є визначення ступеня стиску паливної суміші у двигуні. Вирішальну роль в цьому питанні відіграють максимальний тиск згорання в циліндрі та пов'язані

з ними навантаження на кривошипно - шатунний механізм, а також питання детонації. Спільним для газодизельних двигунів є деяке зниження ступеня стиснення в порівнянні з дизельним прототипом. Зазвичай ступень стиснення таких двигунів не нижче 11...12,5, що забезпечує пуск на одному рідкому паливі. Більш високі ступені стиснення реалізуються в більш швидкохідних двигунах. Більш висока ступінь стискування газодизеля робить їх більш економічними, ніж газові двигуни. Якщо для дизелів ступінь стиснення вибирають по можливості більшою з метою досягнення досить високої температури кінця стиснення для надійного самозаймання палива, підвищення к. п. д. і зменшення періоду затримки самозаймання, то при роботі на газі велика ступінь стиснення і пов'язана з цим висока температура сприяють значному зростанню швидкості згоряння, що може призводити до детонації або «жорсткої» роботі двигуна. Детонація виникає, якщо має місце самоспалахування газоповітряної суміші від сильно нагрітих деталей, гарячих відкладень або залишкових продуктів згоряння з високою температурою. Питома потужність при цьому падає, але питома витрата теплоти збільшується.

Основна складність у відпрацюванні газодизельного процесу - це поєднання суперечливих вимог: з одного боку слід обмежувати ступінь стиснення для уникнення детонації, з іншого - ступінь стиску повинна бути достатньою для створення полум'я запального палива. Розв'язання цієї суперечності ускладняється для двигунів з наддувом, у яких при максимальній потужності, тобто при повному наддуві створюються найбільш сприятливі умови для виникнення детонації, і в той же час на низьких навантаженнях, коли надув незначний, суттєво ускладнюються умови займання.

Крім того, газодизельний процес ускладнює регулювання навантаження. Часто якісне регулювання, що має місце в дизелях без турбонаддува, обмежено при газодизельному процесі межами ефективного збіднення, які, хоча і зменшені у газодизеля у бік бідних сумішей в порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням, все ж таки не дозволяють знижувати потужність нижче 25...30% від номінальної. При більш низьких навантаженнях робота двигуна за

газодизельним процесом виявляється неможливою і подальша зміна потужності здійснюється зміною подачі дизельного палива.

За способом утворення робочої суміші розрізняють двигуни, що мають зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Зовнішнє сумішоутворення отримало широке поширення на автомобільних і стаціонарних безнаддувних двигунах внаслідок простоти пристроїв для сумішоутворення. Змішувач в таких випадках як правило виконують у формі сопла Вентурі, вбудованого в повітряний тракт. Газ надходить до змішувачів під тиском, можливо близьким до атмосферного з тим, щоб запобігти витoku газу в зовнішнє середовище і проникнення повітря в газопровід. Проте гарна здатність газового палива до сумішоутворення визначила широке застосування внутрішнього сумішоутворення, особливо в великорозмірних двигунах та двигунах з наддувом. При такій системі газ і повітря подаються в циліндри двигуна роздільно. Змішання ж відбувається всередині кожного циліндра.

Найбільш раціонально застосування внутрішнього сумішоутворення при двотактному циклі, тому що це дозволяє уникнути, втрат газу при продувці. Але і у чотиритактних двигунах з наддувом і значним перекриттям клапанів така схема часто є найбільш доцільною. У даному випадку газ подається на початку стиснення після закінчення дозарядки (тобто закриття випускних клапанів). При цьому не потрібно великих рівнів тиску газу. Цей тиск звичайно не перевищує тиск мережі клапанів.

3.3. Конструктивні особливості газових двигунів

Особливістю конструкції газових двигунів суднового та тепловозного призначення є система газоподачі, запалення і регулювання. У систему газоподачі входять в якості основних елементів редуктори та регулятори тиску газу, газові змішувачі та дозуючі пристрої на повітря і газ, газовипускні клапани, а також їх привід, колектори або ресивери газу. Всі ці елементи в основному мають системи як з внутрішнім, так і з зовнішнім сумішоутворенням.

У випадку, якщо система газового двигуна працює не від постійного джерела тиску, або працюючи від магістралі вимагає регулювання тиску газу при зміні частоти обертання або потужності двигуна, в схемах газоподачі застосовують пристрої, що забезпечують або просто зниження тиску до необхідного (редуктора), або, поряд зі зміною тиску в залежності від режиму роботи двигуна ще зміна кількості подаваного газу (редуктор - регулятор). У першому випадку застосовують як правило редуктори, що серійно випускаються промисловістю в залежності від необхідної витрати для конкретного двигуна або групи двигунів.

У разі необхідності зміни тиску газу за визначеним законом застосовують автоматичні редуктори - регулятори тиску газу, які або встановлюють на вхідному трубопроводі газу до двигуна, або на трубопроводі того виду газу, який вимагає таких регулювань. Редуктор-регулятор тиску (рис. 3.2) газу складається з редукційного клапана 1 і керуючої діафрагми 3, пов'язаної штоком 2 з клапаном, а також двох дисків 4 і 5. Діафрагма, щільно затиснута з периферії, утворює дві порожнини.

Верхня з'єднується з атмосферою (може з керуючим тиском). Нижня порожнина зображується малою діафрагмою від газоподаючої порожнини, але з'єднується трубкою 8 з газовідвідною порожниною.

При працюючому двигуні тиск газу в порожнинах діафрагми дорівнює атмосферному і редукційний клапан закритий пружиною 9. При пуску двигуна в нижній порожнині утворюється розрідження і клапан 1 відкривається. При зростанні тиску в газовідхідній порожнині внаслідок невідповідності між кількістю газу, що споживаються двигуном і кількістю, що поступає через редукційний клапан, діафрагма, прогинається вгору, закриває клапан, і кількість газу, що надходить зменшується.

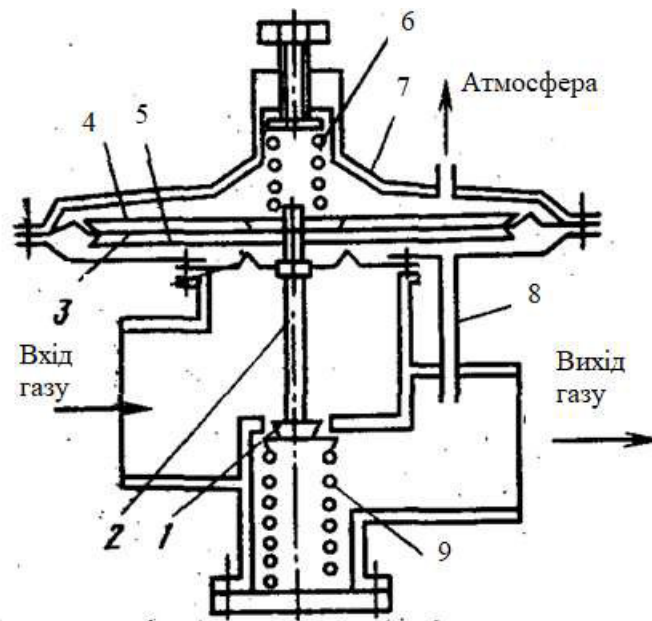


Рис. 3.2. Регулятор тиску газу: 1 – редукційний клапан; 2 – шток; 3 – керуюча діафрагма; 4, 5 – диски; 6, 9 – пружина; 7 – корпус; 8 – трубка

Змішувальні пристрої застосовують у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. Змішувач може бути загальним для всього двигуна або індивідуальним для кожного циліндра. Другий тип частіше зустрічається у двигунах, що мають відносно великі розміри циліндра. При використанні одного сумішеутворювача для живлення багаточиліндрового двигуна важко зберегти однакове наповнення циліндрів через різницю опору на впуску, а також однаковий склад суміші.

Навантаження по циліндрах в цьому випадку розподіляється нерівномірно. Крім того, це може викликати, при неполадках в системі газорозподілу, небезпеку вибухів. Тому змішувачі, загальні для всього двигуна, звичайно застосовують у двигунах невеликої потужності і мають достатньо короткі впускні колектори. Такого роду змішувачі встановлюють на автомобільних газових двигунах.

Змішувачі можуть бути виконані у вигляді особливих клапанів або у вигляді особливих пристосувань, розташованих у безпосередній близькості від головок циліндрів двигуна і з'єднані короткими трубопроводами з впускним каналом голівки. Найбільш раціональним слід визнати пристрій газозмішуючого

клапану, проте цей пристрій ускладнює конвертацію двигуна, вимагаючи або доопрацювання головки, або розроблення спеціального газозмішуючого клапану. Змішувальний клапан повинен забезпечити не тільки максимальне наповнення циліндра, але і створити найкращі умови для перемішування повітря і газу.

У клапані-змішувачі (рис. 3.3) газ і повітря змішуються над головкою впускного клапана 1, який приводиться в дію звичайним способом за допомогою коромисла та штанги з штовхачем від кулачка розподільного валу. На стрижні впускного клапана посаджений газовий клапан 2, віджимається вгору пружиною 3 та перекриває отвір для проходу газу. При натисканні коромисла на стрижень впускного клапана він починає відкриватися і в циліндр поступає спочатку тільки повітря.

При подальшому відкритті клапана стопорне кільце 4 відкриває газовий клапан, і в циліндр надходить суміш газу та повітря, що утворюється безпосередньо перед впускним клапаном. Запізнення відкриття газового клапана визначається зазором між уступом і газовим клапаном. Цей зазор дозволяє встановити фази відкриття так, щоб виключити можливість зворотного спалаху. Повітря, що надходить на початку впуску, забезпечує продувку циліндра.

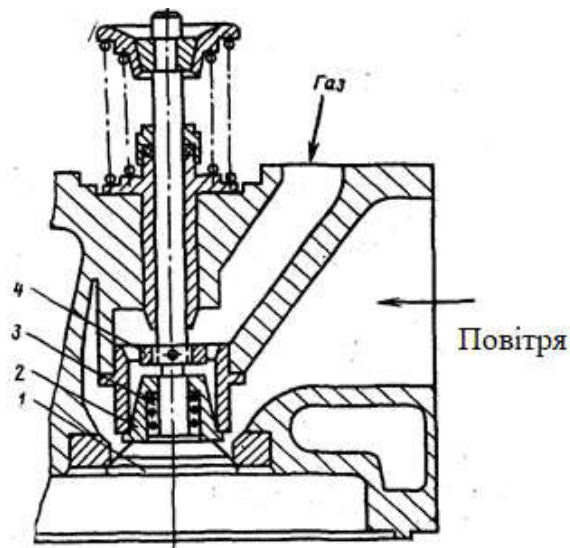


Рис. 3.3. Клапан - змішувач: 1 – впускний клапан; 2 – газовий клапан; 3 – пружина; 4 – стопорне кільце

Потужність у газових двигунах регулюють за допомогою дросельних заслінок або золотникових дозаторів, що встановлюються на підвідних газових і повітряних трубопроводах. Потужність інколи регулюють зміною часу - перетину впускного клапана і відповідно кількості, що надходить в циліндр суміші. Регулювання кількості свіжої суміші зміною ходу клапана-змішувача складніше, ніж дросельними заслінками. Регулятор в цьому випадку повинен обов'язково мати сервомотор для подолання значних зусиль. Крім того, зміна ходу клапана вносить ряд істотних труднощів у схему керування газового двигуна. До переваг такої схеми належить відсутність горючої суміші між регулюючими органами і циліндром двигуна. У разі регулювання дросельними заслінками або дозаторами між ними і циліндром залишається нерегульований обсяг газу і повітря, що створює певну інерційність і викликає запізнювання дії регулятора при зміні робочих режимів двигунів. Це дуже важливо у випадку використання газового двигуна, як силової частини мотор-генератора.

3.4. Проблеми переведення суднових двигунів на газове паливо та заходи по забезпеченню безпеки

Доцільність використання природного газу як моторне паливо в районах, пов'язаних з видобутком і транспортуванням газу, ніколи не бралася під сумнів. Сучасний етап розвитку економіки лише вніс ряд коректив до цієї проблеми. Що ж до дизелів, які складають енергетичну основу водного транспорту, то їх переклад на газ гальмується рядом чинників.

Виникаючі проблеми можна розділити на три тісно зв'язані групи. Перша - питання зберігання газу. В даний час зберігання природного газу на судні найпростіше здійснюється в стислому вигляді. Балони з армованого пластика забезпечують порівняно хороші показники за питомим обсягом і масою системи зберігання. Проте для двигунів високої потужності, що мають значну тривалість автономного плавання, перспективним є криогенний спосіб зберігання. Перший варіант вже успішно проходить дослідну експлуатацію на судах СЗРП, по другому розроблена технічна документація для судів типа «Метеор».

Друга, надзвичайно важлива для суднових установок проблема - безпека експлуатації. В цьому відношенні накопичений чималий світовий і вітчизняний досвід, що показує, що токсична небезпека при використанні природного газу мінімальна, а пожаро- і вибухобезпечність можуть бути зведені до мінімуму за допомогою ряду конструктивних і організаційних заходів.

Нарешті, третя група питань пов'язана безпосередньо з роботою моторної установки. До них відносяться організація робочого процесу, паливоподачі і регулювання.

При переведенні на газове паливо дизельного двигуна найбільш очевидним варіантом організації робочого процесу є газодизельний. При цьому можна зберегти незмінними основні параметри й регулювання базового двигуна, обмежившись створенням системи подачі газу в двигун і зміною системи регулювання потужності. За таким принципом здійснений, зокрема, переклад на газ двигунів ЗДб теплоходу «Нева-1», що знаходиться в дослідній експлуатації. При цьому навіть така нескладна схема забезпечує зниження витрат на паливо майже удвічі при значному поліпшенні показників димності та токсичності відпрацьованих газів (зниження димності в 5...10 разів, NO_x – на 20%). Проте ці показники значно поступаються тим, які досягаються в досконаліших газодизельних системах. В основі цього - значно вища, ніж це мінімально необхідно, величина запальної порції дизельного палива.

Згідно з літературними даними, сучасні газодизельні двигуни стійко працюють при дозі палива, відповідною 6...8% від номінального підведення теплоти. Спеціальні заходи (форкамерне займання) дозволяють понизити цю дозу до 3...5%. У останньому випадку потрібна, проте, істотна переробка двигуна. У згаданих вище дослідних двигунах ця величина складає 15...20%, причому на малих навантаженнях подача дизельного палива повинна підвищуватися.

Розтягнуте згорання основного (газового) палива приводить до погіршення показників економічності та токсичності. Зменшити тривалість поширення полум'я в газодизелі можна, зменшивши довжину пробігу фронту полум'я за

рахунок перенесення джерела займання від центру камери згорання до її периферії, для чого необхідно збільшити далекобійність паливного струменя. Проте паливна апаратура дизелів, яка зазвичай використовується для подачі запальної порції, налаштовується на номінальний режим з таким розрахунком, щоб далекобійність паливного струменя відповідала розміру камери згорання. Із зменшенням подачі тиск уприскування, а в той же час і далекобійність струменя, падає. Одночасно спостерігаються такі явища, як нестабільність подачі від циклу до циклу і нерівномірність її розподілу по циліндрах.

Таким чином, першочерговим завданням при організації газодизельного процесу є забезпечення ефективного уприскування при малих подачах.

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

Природний газ і, зокрема, його основний компонент (CH_4) є досить безпечним. Природний газ за нормальних умов практично в два рази легше за повітря, тому при витоках він швидко спрямовується вгору та розсівається в повітряному середовищі. Та і швидкість поширення полум'я в суміші, що містить 10% метану, складає всього 35 см/с, що менше, ніж в інших видів палива, і ця швидкість зменшується з наближенням до верхнього або нижнього концентраційним межах займання (ВКПВ і НКПВ відповідно), а температура займання збільшується.

Досить високий поріг НКПВ, необхідний для утворення горючої суміші, полегшує виявлення витоків за допомогою приладів-сигналізаторів і представляє обслуговуючому персоналу деякий час для виявлення та ліквідації небезпечної ситуації. Боротьба з вогнищем займання метану в замкнутому об'ємі також не викликає великих труднощів, оскільки додавання в метаноповітряну суміш 25% вуглекислого газу або 40% азоту роблять її взагалі нездібною горіти. Будь-які негорючі газоподібні, рідкі і тверді розчинники знижують температуру полум'я, швидкість його поширення і швидкість протікання хімічної реакції окислення палива. Тому для гасіння природного газу рекомендується застосовувати інертні

гази, дрібнорозпилену воду та пісок. Високоєфективні також полум'ягасники з пористих матеріалів (кульки, сітки, рифлена стрічка й тому подібне), які знижують температуру фронту полум'я нижче за температуру займання.

Усередині трубопроводів і газової арматури, що працюють під тиском, у зв'язку з досить вузькими концентраційними межами займання метаноповітряних сумішей, утворення пожежовибухонебезпечних сумішей практично виключено. Проте при заповненні системи газом можливе короткочасне існування сумішей у вибухонебезпечних концентраціях. Небезпека посилюється наявністю плівки змащувальних мастил. Тому в цілях безпеки первинне заповнення систем газом слід виробляти після продування системи інертним газом, наприклад, азотом.

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

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

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

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

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

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

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

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

8. З метою виключення попадання газу в машинне відділення при можливих витоках в зоні розташування газових трубопроводів газодизеля рекомендується установка кожуха з організацією відсмоктування повітря або організація інтенсивної вентиляції з відсіченням подачі газу при її відключенні.

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

3.5. Удосконалення системи запалювання головного суднового газового двигуна

Аналіз результатів експериментальних досліджень і дослідно-промислових випробувань газодизелів різних модифікацій показує, що основний недолік таких машин – це необхідність мати і витратити одночасно два види палива. На відміну від двохпаливного двигуна з іскровим запалюванням для роботи на газовому паливі потрібно обов'язково споживати дизельне паливо. Тому більш доцільна концепція двохпаливного дизельно-газового двигуна, здатного працювати на кожному виді палива окремо.

Такий двигун повинен бути оснащений як дизельною паливною апаратурою, так і системою подачі газу спільно з системою іскрового запалювання. Для реалізації цієї концепції необхідно вирішити завдання захисту дизельних форсунок від впливу горючих газів в період роботи двигуна на газовому паливі. Дослідження показують, що ця проблема може бути вирішена рециркуляцією дизельного палива по форсунках без організації уприскування, який допускається здійснювати при відключенні подачі газу.

На відміну від газодизельних, дизельно-газові двигуни допускають поперемінну роботу як на дизельному, так і на газовому паливі, в той час як газодизель завжди вимагає дизельного палива і не може працювати на чисто газовому циклу.

У даній магістерській роботі пропонується модернізувати базовий дизель на дизельно-газовий двигун, який дозволяє шляхом простої заміни системи паливоподачі і підключенням системи запалювання (в умовах експлуатації приблизно за 36 год) переводити двигун на роботу з газового або дизельного циклу. Це властивість швидкого конвертування відповідає вимогам де необхідна робота на двох видах палив. При цьому забезпечується перехід з одного виду палива на інший за допомогою уніфікованих комплектів дизельної та газової паливної апаратури з взаємозамінними основними вузлами, а також системою запалювання, якій забезпечений двигун. При переході з дизельного палива на газоподібне, замість дизельної форсунки встановлюється взаємозамінна форкамера об'ємом $V_{\phi} = 20 \dots 35\%$ від обсягу камери згоряння, що призводить до зниження ступеня стиснення до рівня, що забезпечує бездетонаційне згорання газоподібного палива.

Форкамера (рис. 3.4), яка встановлюється на місце форсунки в кришці циліндра *11* двигуна, при цьому остання містить канал *10* для відводу палива через форсунку і порожнину охолодження *12*, складається з корпусу *2* з робочою порожниною *3*, розпилювачем *1* і вирізом *9*, свічки запалювання *5*, вузла форкамерного клапана *4*, свердлення *6* корпусу форкамери *2*, дроселя *7* та фільтруючої сітки *8*.

Принцип роботи пропонованої форкамери аналогічний традиційним конструкціям. Відмінність полягає в тому, що вузол форкамерного клапана *4*, який встановлений в свердленні *6* корпусу форкамери *2*, в зоні, що омивається рідиною порожнини охолодження *13* кришки циліндра *11*, що забезпечує його задовільний температурний стан і високу працездатність. Фільтруюча сітка *8* має комірки меншого розміру, ніж розмір отвору в дроселі *7*, що виключає засмічення дроселя при роботі. Корпус форкамери *2* виконаний з матеріалу з високою теплопровідністю, що дозволяє забезпечити інтенсивне відведення тепла із зони установки свічки запалювання *5* і вузла форкамерного клапана *4*, а також знижує теплонапруженість розпилювача *1*. Підвищена міцність матеріалу корпусу форкамери *2* забезпечує багаторазову заміну свічки запалювання *5* без

пошкодження різьблення корпусу 9 форкамери 2. Паливний газ з магістралі подачі форкамерного газу (не показаний) надходить в канал 10 кришки циліндра 11, призначений для відводу палива через форсунку палива в дизелі, далі газ надходить в виріз 9 корпусу форкамери 2, проходить через фільтруючу сітку 8, дросель 7, свердлення 6, далі через вузол форкамерного клапана 4 і надходить у робочу порожнину 3. В якості магістралі подачі форкамерного газу може бути використаний колектор збору просочившогося палива через форсунки дизеля.

Потужний факел, що викидається з форкамери, дозволяє отримати стійкий робочий процес навіть на режимах холостого ходу і малих навантаженнях.

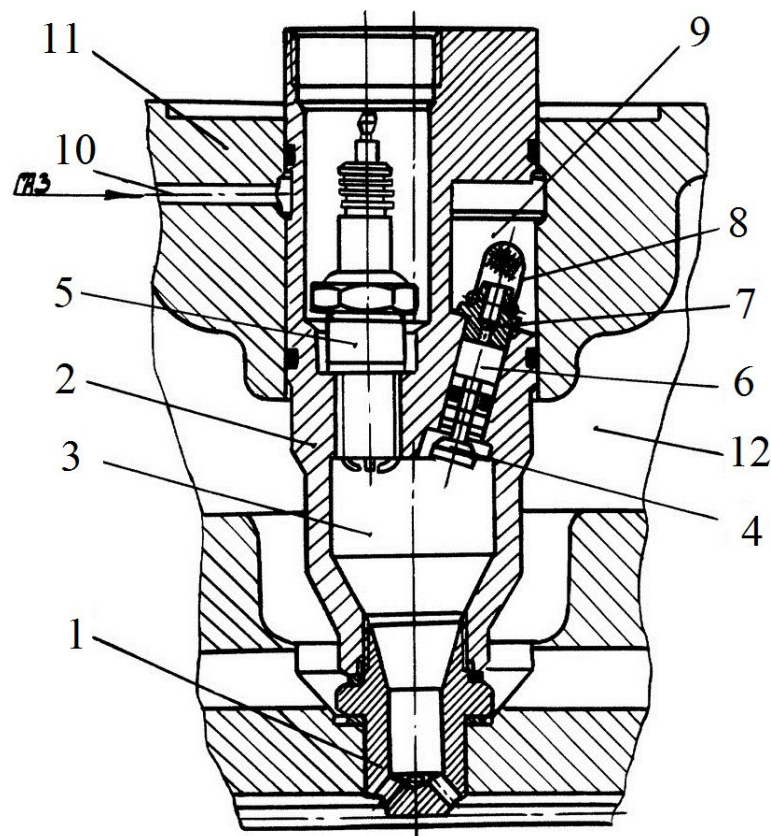


Рис. 3.4. Форкамера: 1 – розпилювач; 2 – корпус; 3 – робоча порожнина;
4 – вузол форкамерного клапана; 5 – свічки запалювання;
6 – свердлення в корпусі; 7 – дросель; 8 – фільтруюча сітка; 9 – виріз корпусу;
10 – канал; 11 – кришки циліндра

Принципова схема системи паливоподачі, регулювання та запуску газового двигуна 8ЧН 46/58 представлена на рис. 3.5.

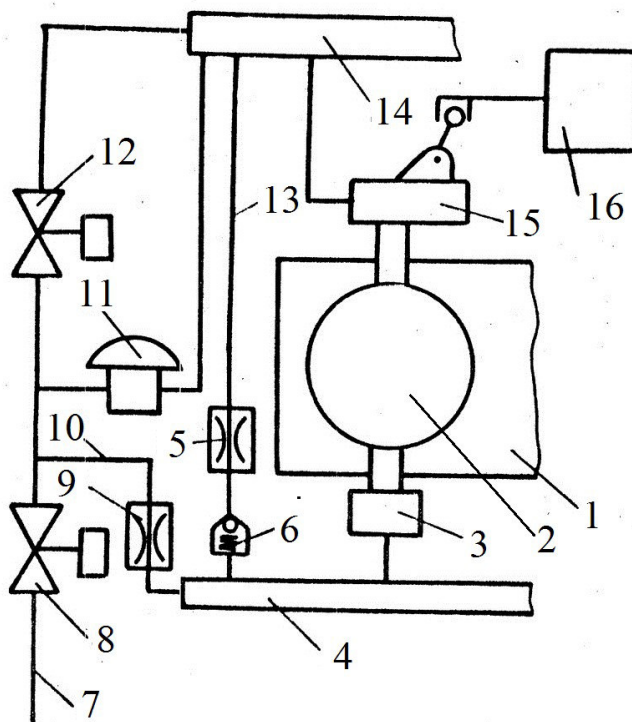


Рис. 3.5. Система подачі газового палива у двигун: 1 – двигун; 2 – робочі циліндри; 3 – форкамерами; 4 – колектор форкамерно газу; 5, 9 – дросель; 6 – зворотний клапан; 7 – газова магістраль; 8 – колектор циліндрового газу; 10 – пускова магістраль форкамерно газу; 11 – редуктор-регулятор циліндрового газу; 12 – допоміжний газовий вентиль; 13 – робочу магістраль форкамерно газу; 14 – колектор циліндрового газу; 15 – дозатор; 16 – регулятор швидкості

Газовий двигун з запропонованою системою подачі газового палива містить двигун 1, робочі циліндри 2 з форкамерами 3 і дозаторами 15, з'єднаними з регулятором швидкості 16, головний газовий вентиль 8, редуктор-регулятор циліндрового газу 11, допоміжний газовий вентиль 12, колектор циліндрового газу 8, колектор форкамерно газу 4, газову магістраль 7, пускову магістраль форкамерно газу 10 з дроселем 9, робочу магістраль форкамерно газу 13 з дроселем 5 і зворотним клапаном 6.

Система працює наступним чином: при пуску двигуна 1 включається головний газовий вентиль 8 і газ із газової магістралі 7 надходить через редуктор-

регулятор *11* у колектор циліндрового газу *14* і далі через дозатори *15* в циліндри *2*. У цей час допоміжний газовий клапан *12* закритий, а регулятор *16* переміщує дозатори *15* в положення повного відкриття. Одночасно газ проходить через пускову магістраль форкамерного газу *10* і дросель *9* і забезпечує необхідний для запуску тиск форкамерного газу в колекторі *4*. Зворотний клапан *6* перешкоджає перетіканню газу з колектора форкамерного газу *4* в колектор циліндрового газу *14*. Після запуску двигуна *1* і виходу на режим мінімальної чистоти обертання колінчастого валу включається в роботу регулятор швидкості *16* і прикриває дозатори *15*, після чого підвищується тиск в колекторі циліндрового газу *14*, далі включається допоміжний газовий клапан *12* і тиск газу в колекторі циліндрового газу *14* порівнюється з тиском в магістралі *7*.

У цей час газ, проходячи через робочу магістраль форкамерного газу *13*, дросель *5* і зворотний клапан *6*, надходить в колектор форкамерного газу *4* і забезпечує необхідний для роботи на всіх режимах тиск.

Пускова магістраль *10* форкамерного газу містить дросель *0,8* мм і підтримує під час пуску в колекторі форкамерного газу *4* тиск *0,07* МПа. Під час запуску тиск циліндрового газу має величину *0,003* МПа. Після запуску двигуна *1* і відкриття допоміжного газового клапана *12* газ в колектор форкамерного газу *4* подається додатково через магістраль *13* і дросель *5* *1,8* мм і створює тиск *0,15...0,21* МПа, що забезпечить нормальну роботу двигуна на всіх робочих режимах.

Величина тиску форкамерного газу в зазначених межах підтримується автоматично, так як зі збільшенням навантаження збільшується опір форкамерних клапанів.

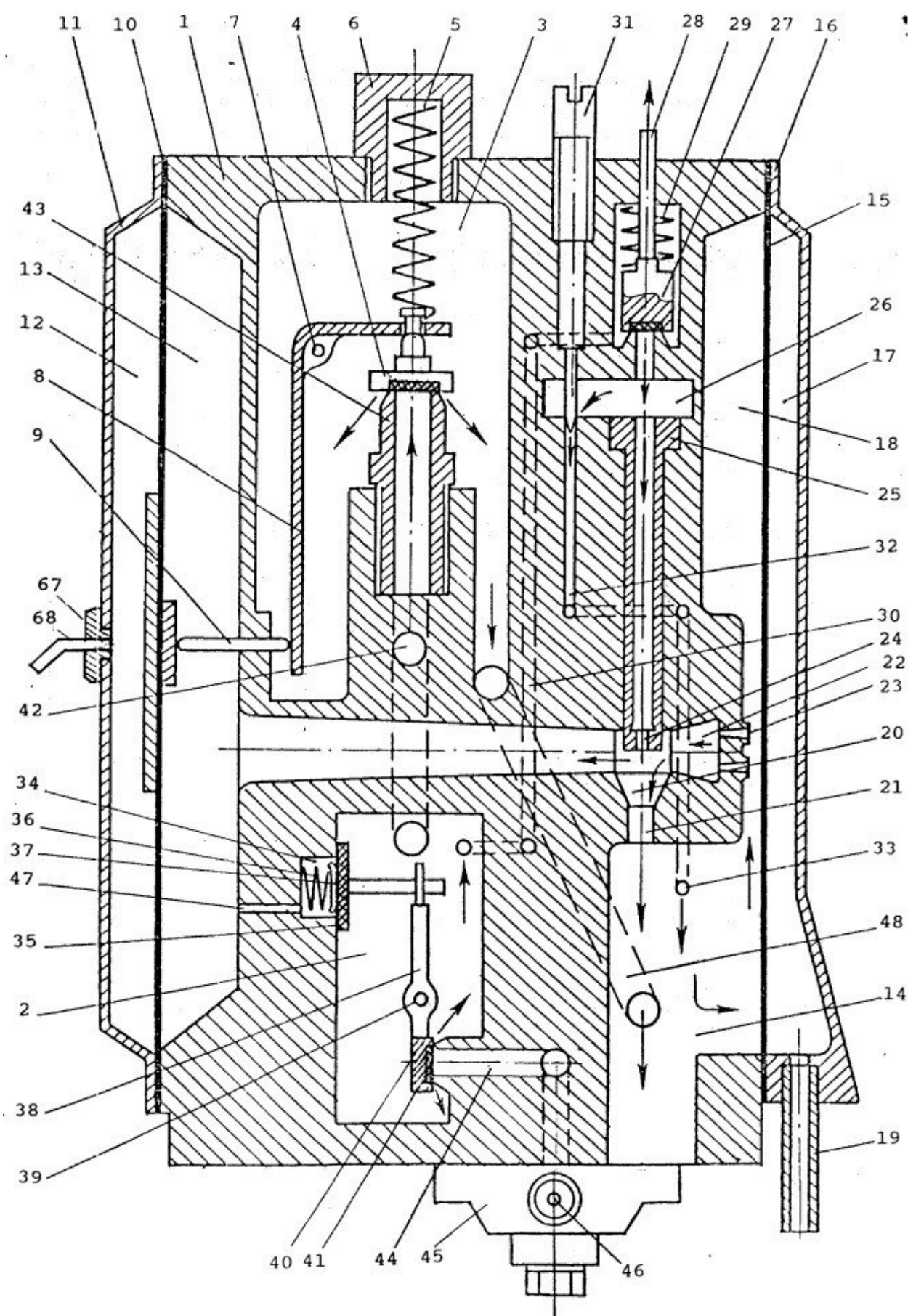
Головний газовий редуктор є триступеневим (рис. 3.6) і містить корпус *1* з порожнинами *2* і *3* середнього і низького тиску відповідно, з розміщеним між ними першим регулюючим елементом *4*, навантаженим пружиною *5*, розміщеної в регулювальній втулці *6*, і пов'язаним через обертаючийся на вісі *7* важіль *8* і шток *9* з керуючою мембраною *10*, що утворює з корпусом *1* і його кришкою *11* першу командну і першу робочу порожнини *12* і *13* відповідно. У вихідній

порожнині 14 встановлена друга мембрана 15, яка утворює з кришкою 16 другу командну і робочу порожнини 17 і 18 відповідно. Друга командна порожнина 17 через штуцер 19 повідомлена з впускним трубопроводом двигуна (на рис. 3.6 не позначений).

Додатковий регулюючий елемент виконаний у вигляді усіченого конуса 20, сполученого меншою основою з циліндричним каналом 21, з'єднаними з вихідною порожниною 14, а більшою основою - з робочим каналом 22, з'єднаними через жиклери 23 з вихідною порожниною 14, з робочою порожниною 13 і через жиклер 24, розміщений співвісно другого регулюючого органу - сопла 25 з проміжною камерою 26. Остання через пусковий клапан 27 з ущільнювачем і пристроєм управління 28, навантаженим пружиною 29, з'єднана через канал 30 з порожниною 2 середнього тиску. Одночасно з цим проміжна камера 26 через регульований за допомогою гвинта 31 канал 32 з вихідним соплом 33 з'єднана з вихідною порожниною 14.

Другий регулюючий елемент містить сопло 25, з'єднане через жиклер з робочим каналом 22 з проміжною камерою 26, з'єднаної через пусковий клапан 27 з пристроєм управління 28 і порожниною 2 середнього тиску.

Компенсаційна система містить додаткову порожнину 34, виконану в корпусі 1 і містить мембрану 35, навантажену конічної пружиною 36 і кінематично зв'язаної через шток 37 і двуплечий важіль 38, що обертається на осі 39, з запірним елементом 40 з ущільнювачем 41.



a

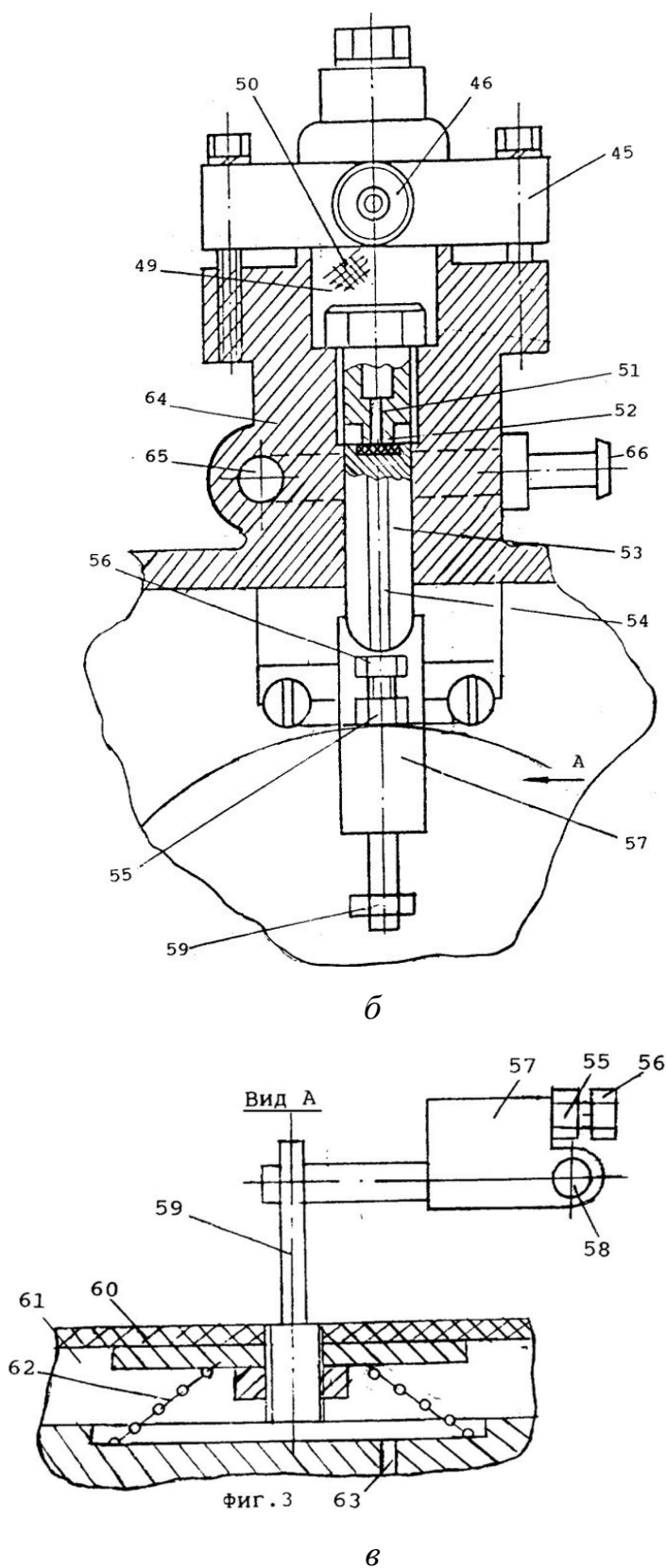


Рис. 3.6. Треступеневий головний газовий редуктор:

а – принципова схема треступеневого редуктора; *б* – порожнина високого тиску редуктора; *в* – вузол управління запірним елементом порожнини високого тиску, вид по стрілці А (повернуто)

Порожнина 2 середнього тиску через канал 42, розміщений в сидлі 42, з порожниною низького тиску 3, а через канал 44 повідомлений з порожниною високого тиску, розміщеної в корпусі 45 ступені високого тиску, забезпеченому вхідним каналом 46. Додаткова порожнину 34 з'єднана з робочою порожниною 13 за допомогою з'єднувального каналу 47. порожнина 3 повідомлена з вихідною порожниною 14 за допомогою каналу 48. Порожнина високого тиску містить вихідну порожнину 49 з фільтром 50, впускний канал 51 з сидлом 52, шток 53 з бічними зрізами 54, що утворюють канали для проходу газу, і ущільнювачем.

Шток 53 кінематично зв'язаний через регулювальний гвинт 55 з гайкою 56 з важелем 57, що обертається на осі 58 і зв'язаним через серезку 59 з мембраною 60, розміщеної в атмосферній порожнині 61 і навантаженої конічною пружиною 62. Порожнина 61 повідомлена з атмосферою за допомогою каналу 63. У корпусі 64 виконана кільцева порожнина 65, повідомлена з системою охолодження двигуна за допомогою штуцера 66.

Пілотний пристрій 67 через штуцер 68 повідомлений з першою командною порожниною 12.

Редуктор працює наступним чином: стиснений природний газ під високим тиском через вхідний канал 46, пройшовши фільтр 50 очистки газу, надходить в вихідну порожнину 50 високого тиску. Далі очищений газ з порожнини 50 проходить по впускному каналу 51 і віджимає ущільнювач від сидла 52 з утворенням порожнини змінного обсягу, з якої газ по зрізах 54 штока надходить в надмембранну порожнину, величина тиску в якій підтримується в межах 1...1,1 МПа. Надалі газ з надмембранної порожнини по каналу 44 надходить в порожнину середнього тиску 2. При нормальній роботі двигуна в вихідній порожнині 14 створюється деяке розрідження, яке по робочому каналу 22 передається в робочу порожнину 13 і шляхом деформації мембрани 10 викликає пропорційне відкриття клапана першого регулювального елемента. Витікаючий під тиском газ з запірного елемента 40 створює певний тиск в порожнині 2, що передається через сполучний канал 47 в першу робочу порожнину 13 і впливає на керуючу мембрану 10. В результаті відбувається прикриття першого

запірного елемента 4 під дією пружини 5. Таким чином відбувається узгоджена подача газу в залежності від величини його тиску в порожнині 3 і режиму роботи двигуна.

На режимах пуску газ по каналу 30 через відкритий пусковий вентиль 27 надходить в проміжну камеру 26. Надалі впливає з сопла 25 газ через жиклер 24 надходить по робочому каналу 22 в робочу порожнину 13 і впливає на керуючу мембрану 10.

Потік газу, що виходить з жиклера 24, ділиться в співвідношенні 2:1 між першою робочою 13 і вихідний 14 порожнинами відповідно. Деформація мембрани 15 відбувається в результаті різниці тисків у вихідний 14 і другої робочої 17 порожнинах, які відповідають тискам у впускному тракті до і після дросельної заслінки. У цьому випадку створюються сприятливі умови для подачі газу при раптовому перевантаженню двигуна, забезпечуючи додаткову подачу газу пропорційну цьому перевантаженню, а після її припинення відновлення нормальної роботи системи подачі газу. Наявність на торцевій стінці робочого каналу 22 жиклера 23 виключає деформацію другої мембрани 15, що підвищує надійність її роботи.

На режимах розгону газ з порожнини 2 середнього тиску через сполучний канал 47 під невеликим надлишковим тиском надходить в першу робочу порожнину 13, а потім через робочий канал 22 і конус 20 в вихідну порожнину 14 редуктора. Наявність компенсаційної системи забезпечує підвищення швидкодії системи подачі палива. Пілотна система забезпечує зниження витрати газу в разі підвищення гідравлічного опору повітряного фільтра.

Таким чином, описаний триступеневий редуктор має більш високу швидкодію і надійність роботи в порівнянні з існуючими аналогами.

3.6. Висновки розділу

Таким чином, в результаті зробленого аналізу використання газоподібного палива визначені основні властивості застосовуваних газів і особливості конструкції газових двигунів. Також було з'ясовано, що єдиним економічно

виправданим паливом в даний час є природний газ, який можна застосовувати без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу – промислової підготовки.

Визначено, що для двигуна 8ЧН46/58 найефективнішою буде форкамеро-факельне запалювання, яке характеризується роботою на збіднених сумішах і можливістю наближення ступеня стиснення до дизельної.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Нормативно-правова та законодавча база з охорони праці на судах

Міжнародна морська організація ІМО (International maritime organization, ІМО) - спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй. Основним напрямком діяльності є забезпечення механізму міжурядового співробітництва у вирішенні питань торговельного мореплавання: забезпечення безпеки на морі, запобігання забруднення з суден та боротьба з ним; спрощення формальностей; надання технічної допомоги.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р., СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) містить консолідований текст Конвенції СОЛАС-74. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден.

Україна - учасник Конвенції. Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р. є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден. Перший варіант був створений в 1914 р., другий і подальші у 1929, 1948, 1960 роках, відповідно. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання судів. Згідно Конвенції, кожне судно підлягає огляду з боку посадових осіб уряду або визнаною ним Організацією. Огляду, зокрема, підлягають корпус і механізми судна, рятувальні засоби і постачання суден, їх радіоустановки і станції радіолокацій. Судно та його устаткування повинні підтримуватися в стані, що відповідає вимогам Конвенції і що гарантує придатність для виходу в море без небезпеки для судна або людей, що знаходяться на борту.

Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден. Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО.

Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні.

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

1. Правила технічної експлуатації суднового електрообладнання;
2. Правила техніки безпеки на суднах морського та річкового флоту України.
3. Правила технічної експлуатації морських і річкових суден (Суднові конструкції та суднові технічні засоби. Газові турбоагрегати. Котли парові та водогрійні. Електрообладнання. Допоміжні суднові технічні засоби).

ПДМНВ-78/95 (International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охороні праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДМНВ.

Розділ А-VI/1. Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу А-VI/1 Кодексу ПДМНВ-95 обов'язкова ознайомлювальна підготовка:

- уміння спілкуватися (знання мови, маркування на суднах);
- знання, що робити при падінні людини за борт;
- знання, що робити при виявленні пожежі або диму;
- знання, що робити при сигналі про пожежу або залишенні судна;
- знання місць збору й посадки, шляхів евакуації;
- уміння використовувати рятувальні жилети й знання місць їхнього зберігання;
- уміння оголосити тривогу й використовувати вогнегасники;
- уміння надати невідкладну медичну допомогу при нещасному випадку;
- уміння відкривати й закривати протипожежні й водонепроникні двері й закриття;

МКУБ – Міжнародний Кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню (International Safety Management Code, ISM Code). метою даного Кодексу полягає в забезпеченні міжнародного стандарту по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню. Включений в СОЛАС-74 в 1994 р. МКУБ є застережливим документом, направленим на те, щоб відхилення від стандартів, які можуть так чи інакше вплинути на безпеку на морі, були заздалегідь виявлені й зроблені дії, які попередять їх розвиток. Відповідно до Кодексу, кожна компанія має розробляти, запроваджувати й підтримувати системи управління безпекою (СУБ). У МКУБ наводять рекомендації компаніям забезпечити належну кваліфікацію капітана, комплектування судна кваліфікованими, такими, що мають відповідні сертифікати й придатними в медичному відношенні моряками відповідно до національних і міжнародних вимог.

У СУБ, вживаною на судах, повинно бути вказано, що капітан має надзвичайні повноваження, відповідальність і свободу дій відносно рішень, які він вважає якнайкращими на користь забезпечення безпеки пасажирів, екіпажу, судна, вантажу і попередження забруднення навколишнього середовища. Відсутність Сертифікату по МКУБ автоматично переводить компанію в розряд аутсайдерів. Вона випадає з міжнародного судноплавства, не підтвердивши якість своїх послуг і відповідність стандартам безпеки.

4.2. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи головних двигунів 8ЧН 46/58

Судно у цілому в зв'язку з наявністю на ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на умови праці на судні.

Особливо небезпечним ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори:

Небезпечні:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- небезпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки;
- небезпека вибуху;
- небезпека виникнення пожежі

Шкідливі:

- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- недостатня освітленість
- порушення метеумов в машинно котельному відділенні;
- підвищений рівень вібрації.

Небезпечні фактори в машинному відділенні

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактору полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони. В відповідності з ГОСТ 24166-80 ці параметри витримуються.

Електричний струм. На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів. Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки. За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії

електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізованих токоведучих частин електроустаткування; поява напруги на нетокведучих металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин, верстатів і ін.) в результаті пробую ізовації, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізовації токоведучих частин, своєчасно не виявлене унаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки.

Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення; використання низької напруги; вживання подвійної ізовації ГОСТ 12.1.030 – 81. ССБТ.

Небезпека вибуху. Під час роботи ДВЗ, рульової машини, гідронасосів та при проведенні ремонтних робіт можливе виділення значної кількості масляного туману, який при значній концентрації може спричинити небезпеку вибуху. Вибух представляє велику небезпеку для членів екіпажу, тому кожен з них повинен знати властивість речовин та механізм виникнення і розвиток процесу горіння та вибуху. У якості джерела ініціювання можуть бути нагріті тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій та механічної дії, іскри від удару і тертя, ударні хвилі. Компресорні установки належать до виробничого обладнання, яке при порушенні норм монтажу і експлуатації може створювати велику небезпеку. Вибух компресорної установки супроводжується, як правило, значними руйнуваннями і людськими жертвами. Тому екіпаж судна має чітко і своєчасно виконувати свої обов'язки, та притримуватись техніки безпеки. Нормативні вимоги до вибуху регулюються ГОСТ 12.1.044 .

Небезпека виникнення пожежі. Утворення пожеж на суднах має свою специфіку внаслідок архітектурно-конструктивних і технологічних особливостей будівництва, та істотно відрізняється від пожеж у будівлях і спорудах. При пожежі на суднах частіше спостерігаються явища, що

характеризують високу швидкість поширення небезпечних факторів пожежі та зумовлюють винятковість і складність евакуації людей. Під час пожежі на суднах спостерігається швидша теплопередача від осередку пожежі в суміжні приміщення, ніж у будівлях, унаслідок високої теплопровідності металевих конструкцій або руйнування в процесі нагрівання конструкцій із легких сплавів (пластмас). Переважно пожежа виникає в одному з приміщень (каюті, салоні, коморі) і деякий час розвивається непомітно.

Найчастіше пожежа на суднах виникає у житлових і службових приміщеннях, а також у машинних відділеннях через необережне користування вогнем, несправність обладнання, порушення правил технічної експлуатації енергетичних установок та протипожежних вимог. Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями УкрНДПБ МНС України нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007. Правила пожежної безпеки для суден, затверджений наказом МНС України від 29.03.2007 за № 191 та зареєстрований в Міністерстві юстиції України 16.04.2007 за № 373/13640. Міжнародний кодекс з систем пожежної безпеки (ІМО, MSC 98 (73)); Особлива потреба в таких Правилах визначена в процесі досліджень, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки.

Шкідливі фактори в машинному відділенні

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій машино котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 121012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м². Навколо працюючих механізмів у МВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газопроводів.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ. На території з підвищеним рівнем шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугового шуму на робочих місцях регламентується ГОСТ 12.1.003-83.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань. Для захисту від впливу електромагнітних полів, створених антенами, генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів

індивідуального захисту - комбінезони і халати з металізованої тканини. Рівні припустимого електромагнітного опромінення визначені ДСТ 121006-76 «Електромагнітні поля радіо частот». Загальні вимоги безпеки . Як уже було зазначено, судно належить до нового покоління, на усіх небезпечних зонах були передбачені відповідні етапи захисту від електромагнітних випромінювань.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК) , спричиняють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання. Вуглекислий газ в концентрації більше 1 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи.

Захист від підвищеної запиленості і загазованості – вентиляція, а також газо та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні регламентується ДСТУ 12.1.005 – 88. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях є ДСТУ 2456 –94 .

Температура повітря, вологість, швидкість повітря.

Серед шкідливих факторів, яким протидіє вентиляція можна виділити: температура, вологість та швидкість повітря і підвищена запиленість та загазованість робочої зони виробничих приміщень, які повинні оцінюватися відповідно до вимог санітарних правил і норм СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Нормативними документами, що регламентують параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень, є ГОСТ 12.1.005-88 та ДСН 3.3.6.042-99. В основу принципів нормування цих параметрів покладено диференційну

оцінку оптимальних та допустимих метеорологічних умов у залежності від категорії робіт, періоду року та виду робочих місць.

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для підтримки гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь огорожуваних приміщень. Вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C і не менше крапки роси. Нормування параметрів мікроклімату полягає у встановленні їх оптимальних або допустимих величин стосовно конкретних виробничих умов. Воно проводиться з урахуванням таких характеристик: ступеня важкості виконуваної роботи; пори року; кількості надлишкового тепла, що надходить у робочу зону від устаткування.

Освітленість. У МВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті переадаптації зору - при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитої від робочих поверхонь устаткування створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному висвітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25% установлених для робочого освітлення норм, а на сходах трапа і проходах - не менш 5 лк. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів - 75 лк, на сходах трапа - 20 лк.

4.3. Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту головних двигунів 8ЧН 46/58

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

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

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

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

Адміністрація судна повинна стежити за тим, щоб:

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

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

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

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

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

Перед пуском механізмів або пристроїв необхідно:

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

На працюючих машинах і механізмах забороняється:

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

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

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даної магістерської роботи було проаналізовано конструктивні особливості чотирьохтактного середньообертового двигуна 8L46 (8ЧН 46/58), проведено аналіз сучасних способів підвищення паливної економичності двигунів. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що одним з перспективних способів є використання газового палива. Це дозволяє покращити не тільки економічні, але і екологічні показники двигунів. Розрахунки робочого процесу двигуна підтвердили доцільність такої модернізації.

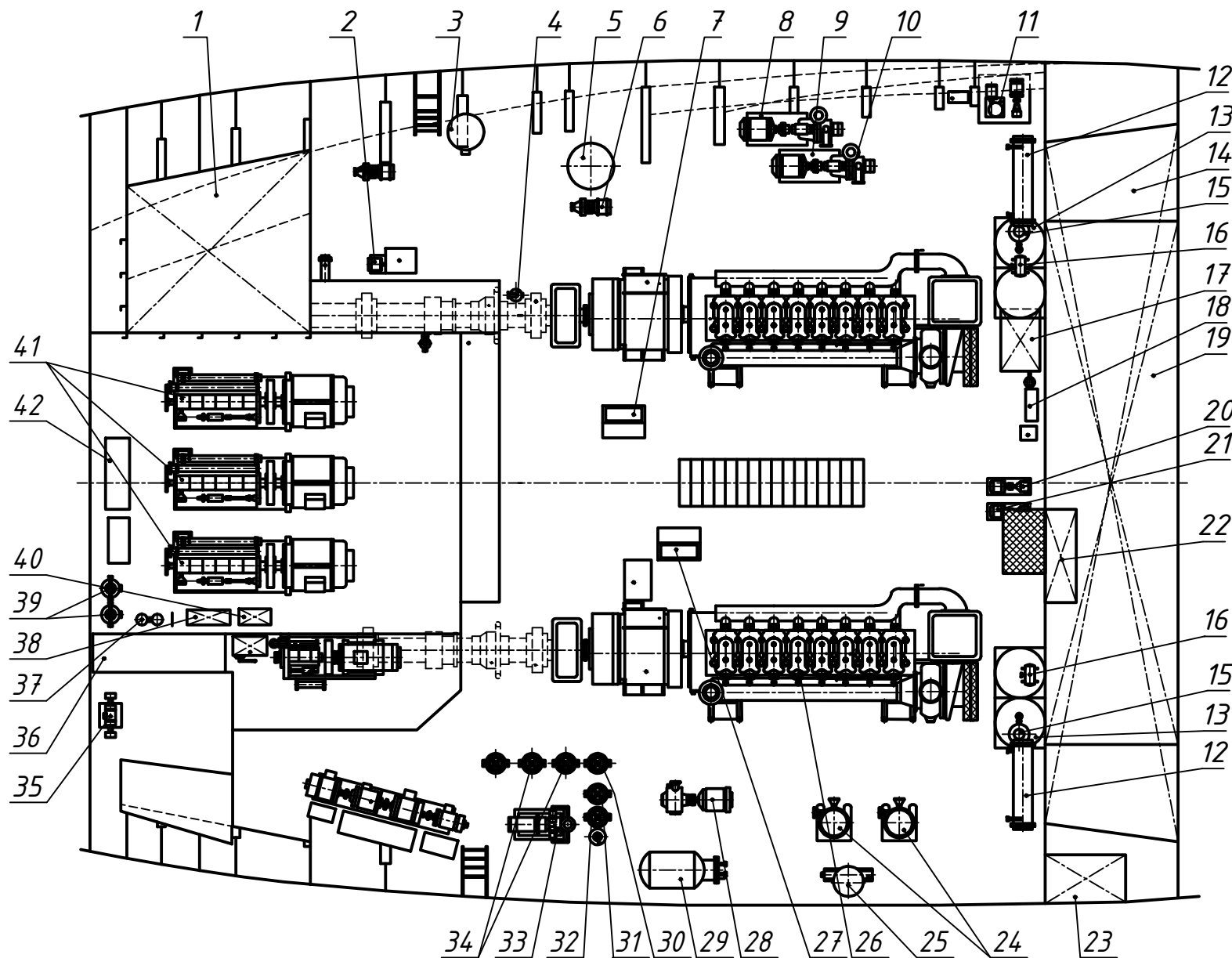
Також були розглянуті основні проблеми перевodu суднових двигунів на газове паливо та заходи по забезпеченню безпеки. Була запропонована система подачі та впорскування газу у двигун.

У роботі проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи головних двигунів. Розглянуто заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту головних двигунів.

ЛІТЕРАТУРА

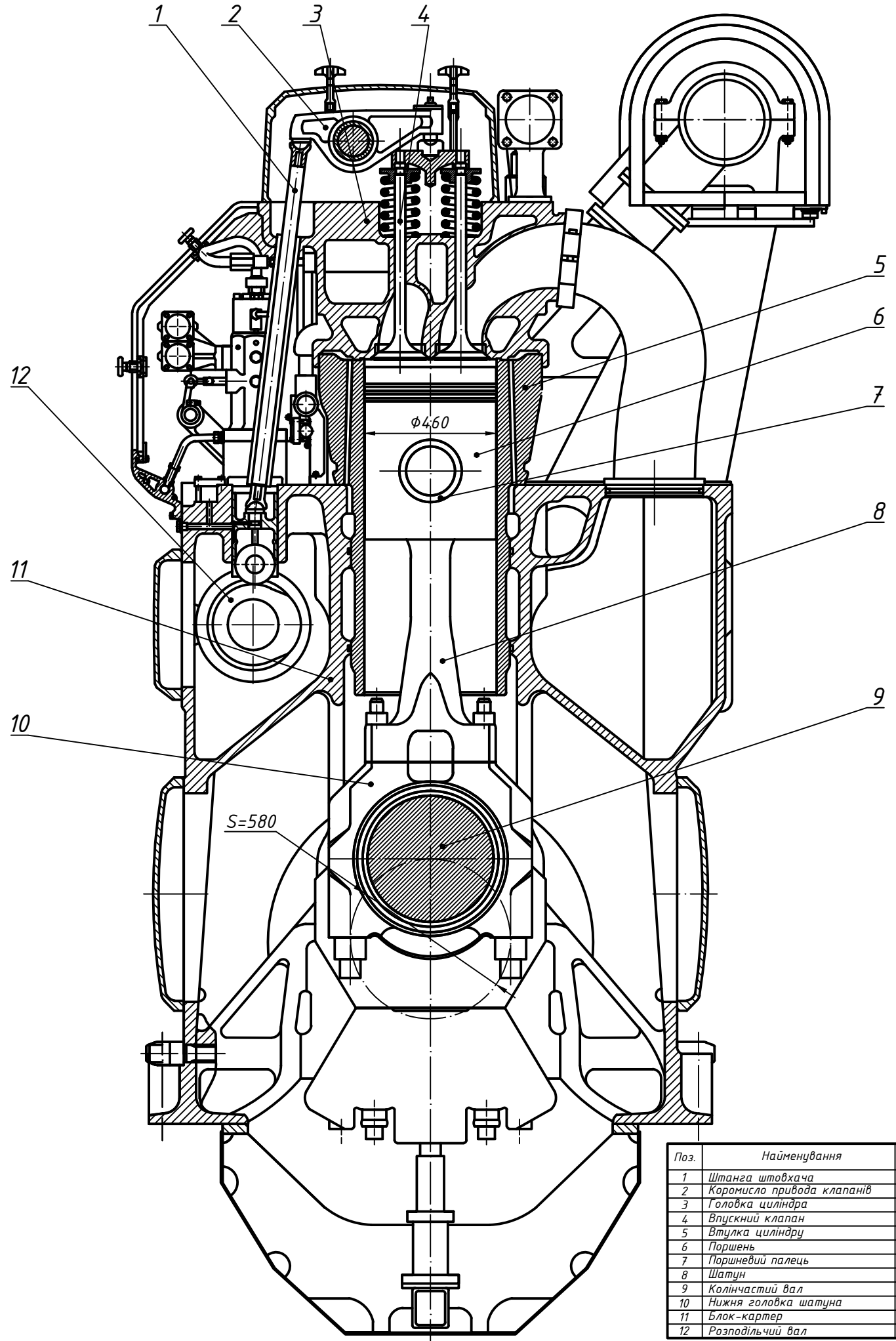
1. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. - 332с.
2. Процеси та апарати хімічної технології : Підручник: У 2 ч. – Ч 2 / Л. Л. Тovaжнянський, А. П. Готлінська, В. О. Лещенко та ін.; За ред. Л. Л. Тovaжнянського; Пер. з рос. Л.А. Копієвської. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – 540 с.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Тovaжнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. № 2. С.79–86.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
6. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Двигуни внутрішнього згорання [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
8. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
9. Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

ДОДАТКИ



Поз.	Найменування	Кіл	Примітки
1	Фекальна цистерна	1	
2	Насос питної води	1	
3	Напорна цистерна питної води	1	
4	Вогнегасник	1	
5	Агрегат напорного фільтра	1	
6	Фекальний насос	1	
7	Пульт управління лівим двигуном	1	
8	Баластний насос	1	
9	Осушувальний насос	1	
10	Головний двигун лівого борта	1	
11	Паливний сепаратор	1	
12	Охолоджувач води	2	
13	Відцентровий вентилятор	2	
14	Паливна цистерна	1	
15	Фільтр тонкої очистки масла	2	
16	Фільтр грубої очистки масла	2	
17	Цистерна охолоджуючої води	1	
18	Щит показника рівня в танках	1	
19	Паливна цистерна нижня	1	
20	Ручний насос	1	
21	Паливний насос	1	
22	Витратна масляна цистерна	1	
23	Бак для пожежогасіння	1	
24	Пожежний насос	2	
25	Напорна цистерна забортної води	1	
26	Головний двигун правого борта	1	
27	Пульт управління правим двигуном	1	
28	Насос	1	
29	Цистерна теплої води	1	
30	Пусковий балон системи ДАУ	1	
31	Пусковий балон для "Тифона"	1	
32	Повітряний балон для механіки	1	
33	Повітряний балон для механіки	1	
34	Електрокомпресор	1	
35	Пускові балони для головних двигунів	2	
36	Універсальний вентилятор	1	
37	Стенд для запасних частин	1	
38	Фільтр грубої очистки палива	1	
39	Цистерна охолоджуючої води допоміжного двигуна	1	
40	Пускові балони для допоміжного двигуна	2	
41	Цистерна охолоджуючої води аварійного дизель-генератора	1	
42	Допоміжний дизель-генератор	3	
43	Контакторна коробка аварійного руля	1	

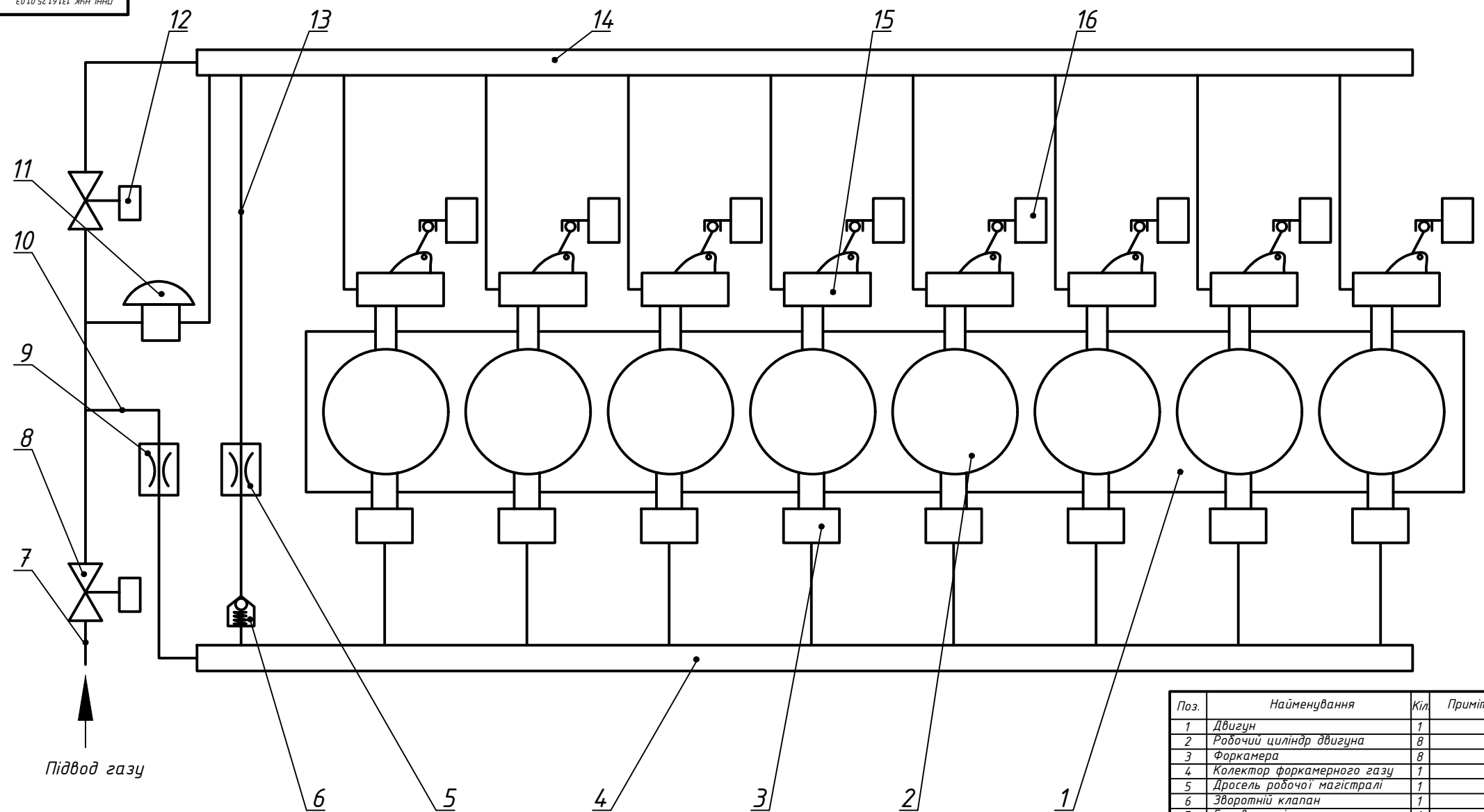
ПНН НУК 131.61.25.01.01.				Загальне розміщення механізмів у МВ судна "CLIPPER POINT"			Лист	Масштаб
Від	Лист	№ документа	Підпис	Печат	Н	М	М	1:50
Склад	Будів	П.Д.			Лист	Листів		
Склад	Будів	П.Д.						
Склад	Будів	П.Д.						
Склад	Будів	П.Д.						



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Штанга штовхача	16	
2	Коромисло привода клапанів	16	
3	Головка циліндра	8	
4	Впускний клапан	16	
5	Втулка циліндру	8	
6	Поршень	8	
7	Поршневий палець	8	
8	Шатун	8	
9	Колінчастий вал	1	
10	Нижня головка шатуна	8	
11	Блок-картер	1	
12	Розподільчий вал	1	

Потужність, кВт 9420
Частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹ 500
Середній ефективний тиск, МПа 2,67
Питома ефективна витрата газового палива, м³/кВтхгод 0,21

				ПНН НУК 131.61.25.01.02.		
				Двигун 8ЧН46/58 у розрізі		
Зм.	Коп.	№ докум.	Підпис	Лист	Маса	Масштаб
Складові	Складові	Складові	Складові	Н		1:5
Корпуси	Корпуси	Корпуси	Корпуси	Лист	Листів	
Підшипники	Підшипники	Підшипники	Підшипники	61-ТЕМмаг-243		

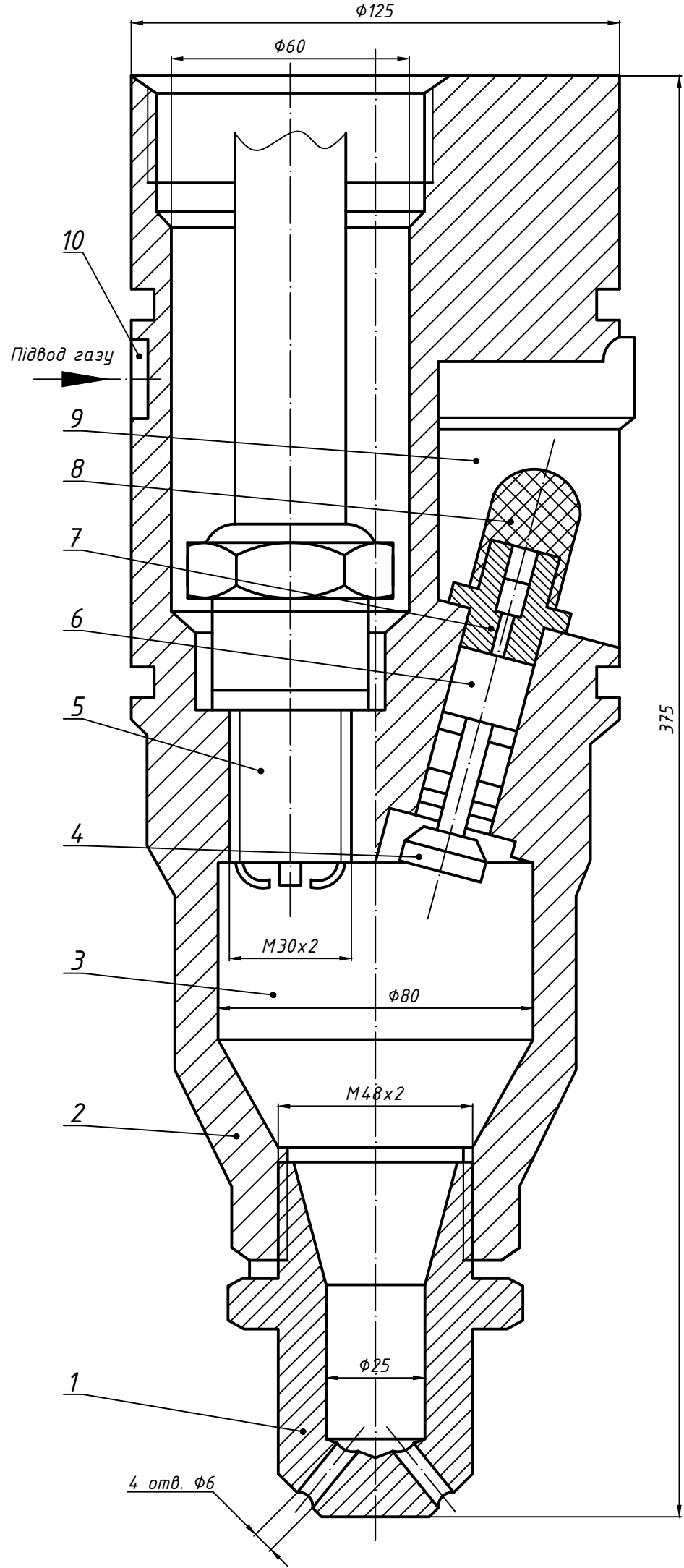


Технічні характеристики

Тиск форкамерного газу в колекторі під час пуску, МПа	0,07
Тиск циліндрового газу під час пуску, МПа	0,003
Робочий тиск форкамерного газу в колекторі, МПа	0,15–0,21

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Двигун	1	
2	Робочий циліндр двигуна	8	
3	Форкамера	8	
4	Колектор форкамерного газу	1	
5	Дросель робочої магістралі	1	
6	Зворотний клапан	1	
7	Газова магістраль	1	
8	Головний газовий вентиль	1	
9	Дросель пускової магістралі	1	
10	Пускова магістраль	1	
11	Редуктор-регулятор	1	
12	Допоміжний газовий вентиль	1	
13	Робоча магістраль	1	
14	Колектор циліндрового газу	1	
15	Дозатор	8	
16	Регулятор	8	

ПННІ НУК 131.61.25.01.03.				Система подачі газового палива у двигун			Лист 1	
Вс.	Лит.	№ докум.	Підпис	Печат.	Н	М	Д	М
Складен	Водар Н.В.							
Контроль	Водар Н.В.							
Специфікація	Водар Н.В.							
Використання	Водар Н.В.							



Технічні вимоги

1. Допускається робота форкамер на одному або декількох видах газоподібного палива, а також на їх сумішах.
2. Середній ресурс форкамер до капітального ремонту і до списання повинен бути по жаростійкості не менше 18000 ч.
3. На трубопроводі, що підводить газ до форкамери або груп форкамер,, повинен бути передбачений основний запірний паливний орган форкамери, встановлений на зручному для обслуговування місці і забезпечений показником положень "відкрито" і "закрито", якщо його конструкція не дозволяє визначити ці положення без показника.
4. Загальні вимоги безпеки до форкамер - по ГОСТ 12.2.003.
5. Температура поверхонь елементів форкамери - по ГОСТ 12.2.064.
6. Форкамери повинні бути піддані консервації - по ГОСТ 9.014.
7. Форкамери допускається зберігати в умовах 7 (Ж1) - по ГОСТ 15150.

Технічні характеристики

Об'єм форкамери, см³ 500

Кут випередження запалення, °п.к.в до ВМТ 9

Свічка запалення STITT S-R707-2

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Розпилювач	1	
2	Корпус форкамери	1	
3	Робоча порожнина	1	
4	Форкамерний клапан	1	
5	Свічка запалювання	1	
6	Сверлення корпусу форкамери	1	
7	Дросель	1	
8	Фільтруюча сітка	1	
9	Виріз корпусу форкамери	1	
10	Канал підводу газового палива	1	

				ПННІ НУК 131.61.25.01.04.		
				Форкамера		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Лист	Маса	Масштаб
Складено	Складено	Складено	Складено	Н		2:1
Контроль	Контроль	Контроль	Контроль	Лист	Лист	
Підпис	Підпис	Підпис	Підпис	61-ТЕМмаг-243		

Технічні вимоги

Технічні характеристики

Найбільша пропускна здатність, м ³ /год	500
Найбільший тиск газу на вході, МПа	20
Найбільший робочий тиск газу, МПа	1,6

- Редуктори повинні виготовлятися в кліматичному виконанні УХЛ або Т по ГОСТ 15150.
- Редуктори повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.008 і ГОСТ 12.2.052.
- Редуктори повинні забезпечувати найбільшу пропускну здатність при найбільшому робочому тиску і найменшому входному тиску.
- Матеріали деталей редукторів, що вступають в стикання з робочими газами, повинні бути стійкими до хімічного, механічного або термічного впливу цих газів при всіх режимах роботи редуктора.
- Всі випробування редукторів проводять азотом або стисненим повітрям, очищеним від пилу, вологи і масла.
- Контроль працездатності редукторів в заданому інтервалі температур проводять як при максимальній, так і при мінімальній температурі навколишнього повітря. Редуктор поміщують в кліматичну камеру і нагрівають або охолоджують до заданої температури. Після витримки при заданій температурі протягом 2 годин контролюють герметичність з'єднань, редукуючих клапанів і сідел.
- Редуктори повинні зберігатися відповідно до групи умов зберігання 2 (С) ГОСТ 15150 - в районах з помірним і холодним кліматом і групою умов зберігання 3 (ЖЗ) ГОСТ 15150 - в районах з тропічним кліматом.

Поз.	Найменування	Кіл	Примітки
1	Корпус	1	
2	Вісь двоплечевого важеля	1	
3	Двоплечевий важіль	1	
4	Вихідне сопло	1	
5	Порожнина середнього тиску	1	
6	Мембрана компенсаційної системи	1	
7	З'єднувальний канал	1	
8	Конічна пружина	1	
9	Додаткова порожнина	1	
10	Канал порожнини середнього тиску	1	
11	Штуцер	1	
12	Пілотний пристрій	1	
13	Шток	1	
14	Важіль	1	
15	Перша командна порожнина	1	
16	З'єднувальний штуцер	1	
17	Перша робоча порожнина	1	
18	Передня кришка	1	
19	Передня мембрана	1	
20	Вісь	1	
21	Перший регулюючий елемент	1	
22	Втулка	1	
23	Пружина	1	
24	Порожнина низького тиску	1	
25	Регулюючий звинт	1	
26	Пристрій управління	1	
27	Пружина пристрою управління	1	
28	Пусковий вентиль	1	
29	Задня мембрана	1	
30	Задня кришка	1	
31	Проміжна камера	1	
32	Друга командна порожнина	1	
33	Друга робоча порожнина	1	
34	Сопло	1	
35	Канал проміжної камери	1	
36	Канал	1	
37	Жиклер вихідної порожнини	1	
38	Робочий канал	1	
39	Жиклер	1	
40	Додатковий регулюючий елемент	1	
41	Циліндричний канал	1	
42	Канал вихідної порожнини	1	
43	Вихідна порожнина	1	
44	Штуцер другої порожнини	1	
45	Вхідний канал	1	
46	Корпус ступеня високого тиску	1	
47	Канал порожнини високого тиску	1	
48	Ущільнювач	1	
49	Запорний елемент	1	

ПНН НУК 131.61.25.01.05.				Триступеневий газовий редуктор			Лист 1:1		
Від	Лист	№ докум.	Підпис	Підпис	Лист	Маск	Маск	Лист	Лист
Створив	Виконав	Перевірив	Затвердив	Затвердив	Лист	Маск	Маск	Лист	Лист
Створив	Виконав	Перевірив	Затвердив	Затвердив	Лист	Маск	Маск	Лист	Лист
Створив	Виконав	Перевірив	Затвердив	Затвердив	Лист	Маск	Маск	Лист	Лист

