

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«09» 12 2025 p.

Чибісов В.С.

(посада, науковий ступень, вчене звання)

Познанський А.С.

Первомайськ - 2025 р.

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

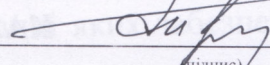
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



« 15 » 09 2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Чібісову Віктору Сергійовичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення головного суднового двигуна контейнеровоза шляхом розроблення системи охолодження».

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 кафедру 08.12.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ДКРН 60/240 потужністю 15800 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд контейнеровозу. 2. Поперечний переріз 60/240. 3. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки. 4. Система забортної води. 5. Система охолодження циліндрів.

6. Консультанти роботи

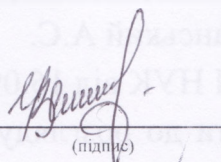
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Зав.

7. Дата видачі завдання «15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

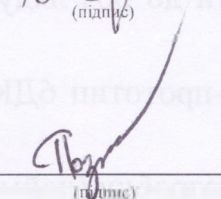
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи
1	Вступ.	16.09.2025
2	Загальний розділ.	23.09.2025
3	Конструкторський розділ.	07.10.2025
4	Науковий розділ.	28.10.2025
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2025
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2025
7	Оформлення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

Студент


(підпис)

Чібісов В.С.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати розробки системи охолодження двигуна контейнеровоза водотоннажністю 9900 т. В якості базового був обраний двигун 6ДКРН 60/240 потужністю 15800 кВт.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу, теплового балансу та динаміки. Спроековано системи охолодження двигуна. При проектуванні двигуна враховувалися технічно-економічні параметри, а також можливість зниження витрат на його експлуатацію.

В розділі охорони праці та охорони навколишнього середовища проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна та судні в цілому.

Магістерська робота виконана українською мовою на 81 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Результати кваліфікаційної роботи пройшли апробацію на XII Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» у листопаді 2025 року.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, робочий цикл, тепловий баланс, система охолодження.

ABSTRACT

In the master's thesis, the results of developing the cooling system for a 9,900-ton container ship engine are presented. A six-cylinder, two-stroke, crosshead turbocharged diesel engine of the 60/240 type with a power output of 15,800 kW was chosen as the base model.

The thesis includes calculations of the working cycle, heat balance, and dynamic processes. The engine cooling systems were designed. During the engine design process, both technical and economic parameters were taken into account, as well as the potential for reducing operating costs.

The section on occupational safety and environmental protection provides calculations and outlines measures that ensure reliable and safe operation of the engine and the vessel as a whole.

The master's thesis is written in Ukrainian and consists of 81 pages of the explanatory and computational report. 10 sources were used. The graphical part is presented on five A1-format drawings.

The results of the qualification work were presented at the 12th International Scientific and Technical Conference "Ship Power Engineering: State and Challenges" in November 2025.

Keywords: internal combustion engine, working cycle, heat balance, cooling system.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ДКРН 60/240 НА СУДНІ «MAERSK FALMOUTH»	9
1.1. Загальна характеристика та опис судна	9
1.2. Склад енергетичної установки	10
1.3. Опис конструкції головного двигуна	11
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ДКРН 60/240	23
2.1. Методика розрахунку робочого циклу двигуна	23
2.2. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу	24
2.3. Розрахунок робочого циклу	26
2.4. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	33
2.5. Розрахунок теплового балансу двигуна	37
2.6. Розрахунок витрат води, масла та повітря	38
2.7. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ	39
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА 6ДКРН 60/240 ТА ЇХ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ	44
3.1. Опис основних систем двигуна	44
3.2. Розробка систем охолодження двигуна	51
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ	59
4.1. Охорона праці	59
4.2. Охорона навколишнього середовища	65
ВИСНОВКИ	74
ЛІТЕРАТУРА	75

1. Загальний вигляд контейнеровозу Ф-А1
2. Поперечний переріз двигуна 6ДКРН 60/240 Ф-А1
3. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки Ф-А1
4. Система охолодження забортної води Ф-А1
5. Система охолодження циліндрів Ф-А1

ВСТУП

У сучасних умовах постійного зростання вартості рідких нафтопродуктів підвищення паливної ефективності суднових двигунів стає одним із ключових завдань для судновласників. Зменшення експлуатаційних витрат вимагає застосування сучасних енергоефективних двигунів або модернізації існуючих силових установок, що передбачає вдосконалення їх конструктивних елементів і систем. Особливу роль у цьому процесі відіграє якісне проектування основних систем двигуна, оскільки їх технічний стан і ефективність функціонування визначають потужність, економічність та надійність експлуатації загалом [1].

Метою цієї магістерської роботи є проектування двигуна типу 6ДКРН 60/240, техніко-економічні характеристики якого повинні перевищувати показники двигуна-прототипу. У роботі особлива увага приділяється підвищенню ефективності функціонування основних систем та оптимізації робочих параметрів двигуна.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення таких завдань:

- визначення основних параметрів і режимів роботи проектного двигуна;
- аналіз можливих напрямів удосконалення та виконання розрахунків системи охолодження і її конструктивних елементів;
- проведення оцінки конкурентоспроможності модернізованого двигуна відносно існуючих аналогів.

Очікується, що запропонована конструкція двигуна сприятиме покращенню паливної економічності, підвищенню експлуатаційної стабільності та забезпечить можливість успішної конкуренції з іншими двигунами відповідного типорозмірного ряду.

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ДКРН 60/240 НА СУДНІ «MAERSK FALMOUTH»

1.1. Загальна характеристика та опис судна

Судно «MAERSK FALMOUTH» (рис. 1.1), узятє в якості прототипу в даній магістерській роботі, призначене для перевезення контейнерів. Можливе перевезення 862 двадцятифутових контейнерів. Тип судна – одногвинтовий, двопалубний контейнеровоз з висотою надводного борту 2,609 м, з кормової надбудовою і кормовим розташуванням машинного відділення. Судно обладнане двома кранами вантажопідйомністю 45 тонн кожен. Корпус судна містить 7 водонепроникних перегородок. Екіпаж 15 чоловік.

Судно ходить під прапором Кіпру, порт приписки - Лімасол. Належить судно компанії Safe Creation Shipping Co. Ltd, і знаходиться в управлінні компанії Marlow Navigation Co. Ltd. Позивний судна – 5BMN2.



Рис. 1.1. Загальний вигляд судна

Класифікація:

корпус: 100 A5 з висотою надводного борту 2,609 м, контейнеровоз IW SOLAS-II-2, Reg.19, Open-Top машини: MC AUT.

Характеристика судна:

- довжина габаритна 134,44 м;
- зареєстровано довжина 125,08 м;
- зареєстровано ширина 22,50 м;
- теоретична висота борту 11,30 м;
- осадка 8,700 м;
- водотоннажність 9990 т;
- вантажопідйомність 6006 т;
- баластних вод 3936 м³;
- паливо 920 м³.

Побудовано в Гамбурзі в 2002 році компанією Place JJ Sietas KG Schiffswerft GmbH & Co.

1.2. Склад енергетичної установки

Головний двигун

На судні встановлюється один головний двигун 8S60MC-C. Це двотактовий малообертовий двигун фірми MAN B&W, потужністю 15800 кВт. Частота обертання становить 105 хв⁻¹. Габаритні розміри двигуна: довжина 10182 мм, ширина 4410 мм, висота 10825 мм. Маса двигуна – 480 т. Діаметр циліндра – 600 мм, хід поршня – 2400 мм. Витрата палива – 172 г/(кВт*год).

Допоміжні машини

Енергетична установка складається з валогенератора потужністю 15600 кВт, двох дизель-генераторів потужністю 1155 кВт і аварійно-портового генератора потужністю 290 кВт. Також до складу енергетичної установки входить два котла. Перший виготовлений фірмою PWT Prozess-Wärmeträgertechnik GmbH, рік випуску 2002, тип котла-тепловий нагрівач масла, рідинний, максимальний робочий тиск 0,1 МПа, поверхня нагріву 45,6 м². Другий котел також зроблений фірмою PWT Prozess-Wärmeträgertechnik GmbH, рік випуску 2002, тип котла-тепловий нагрівач нафти, нагрівається від

вихлопних газів, максимальний робочий тиск 0,1 МПа, поверхня нагріву 177,0 м².

1.3. Опис конструкції головного двигуна

Фундаментна рама двигуна (рис. 1.2) спрощеної коробчатої форми - сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах. Поперечні опори - сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків. Тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників залиті білим металом (бабітом). У кормовій частині піддона фундаментної рами є отвір, закрите сіткою, для зливу мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпусу судна. З корми двигуна є відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

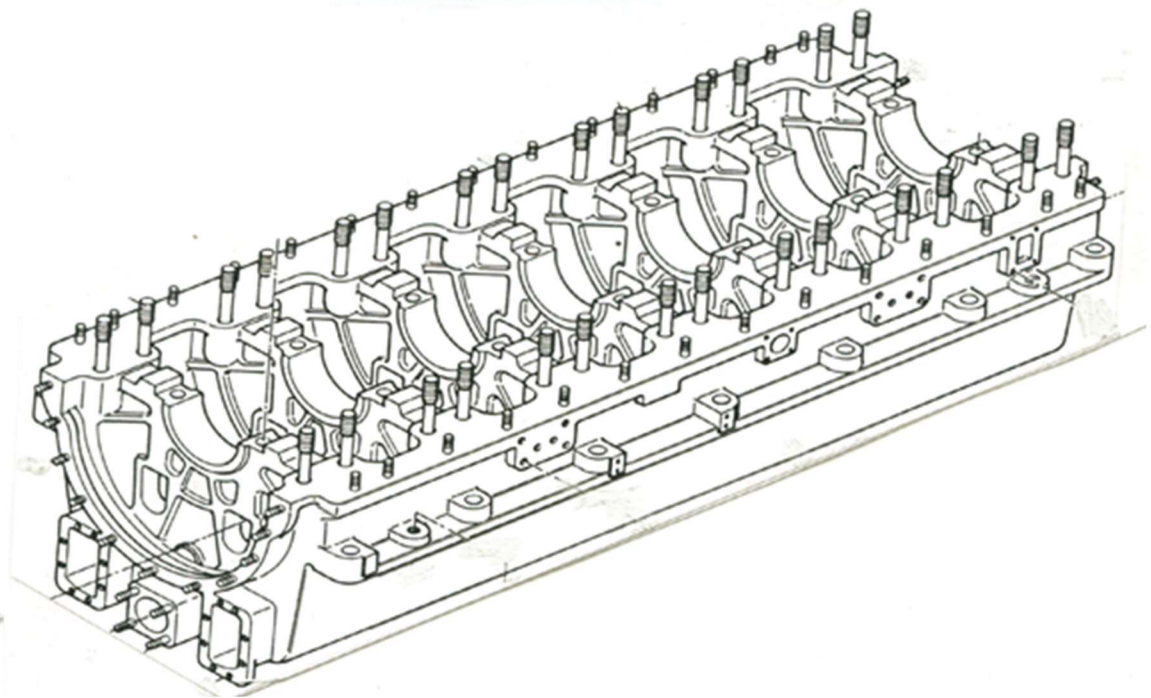


Рис. 1.2. Фундаментна рама

Станина сталева суцільнозварна з вхідними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління. Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера (6 одиниць) розташовані у верхній станини з боку газовихлопу і 1 - з носового торця. Кожен циліндр має по 4 сталевих направляючих крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

Втулка циліндра (рис. 1.3) суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є 30 продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний бурт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного простору в кришку циліндра. Смазка циліндричної втулки забезпечується за допомогою 2-х рядів отворів циліндричної мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

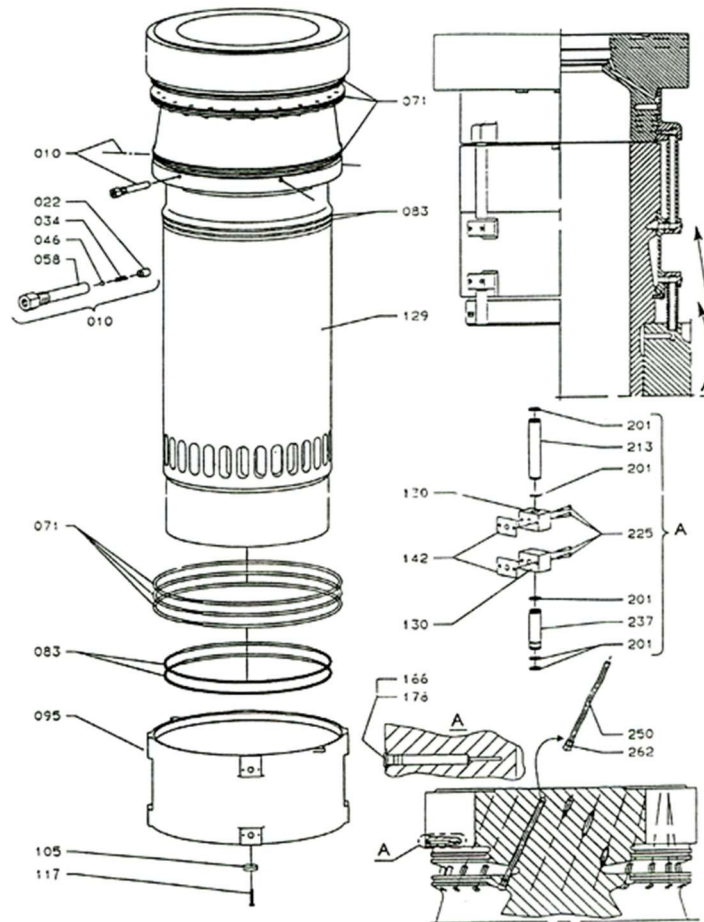


Рис. 1.3. Втулка циліндра

Кришка циліндра (рис. 1.4) сталева лита, колпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані 2 форсунки, випускний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на 16 шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

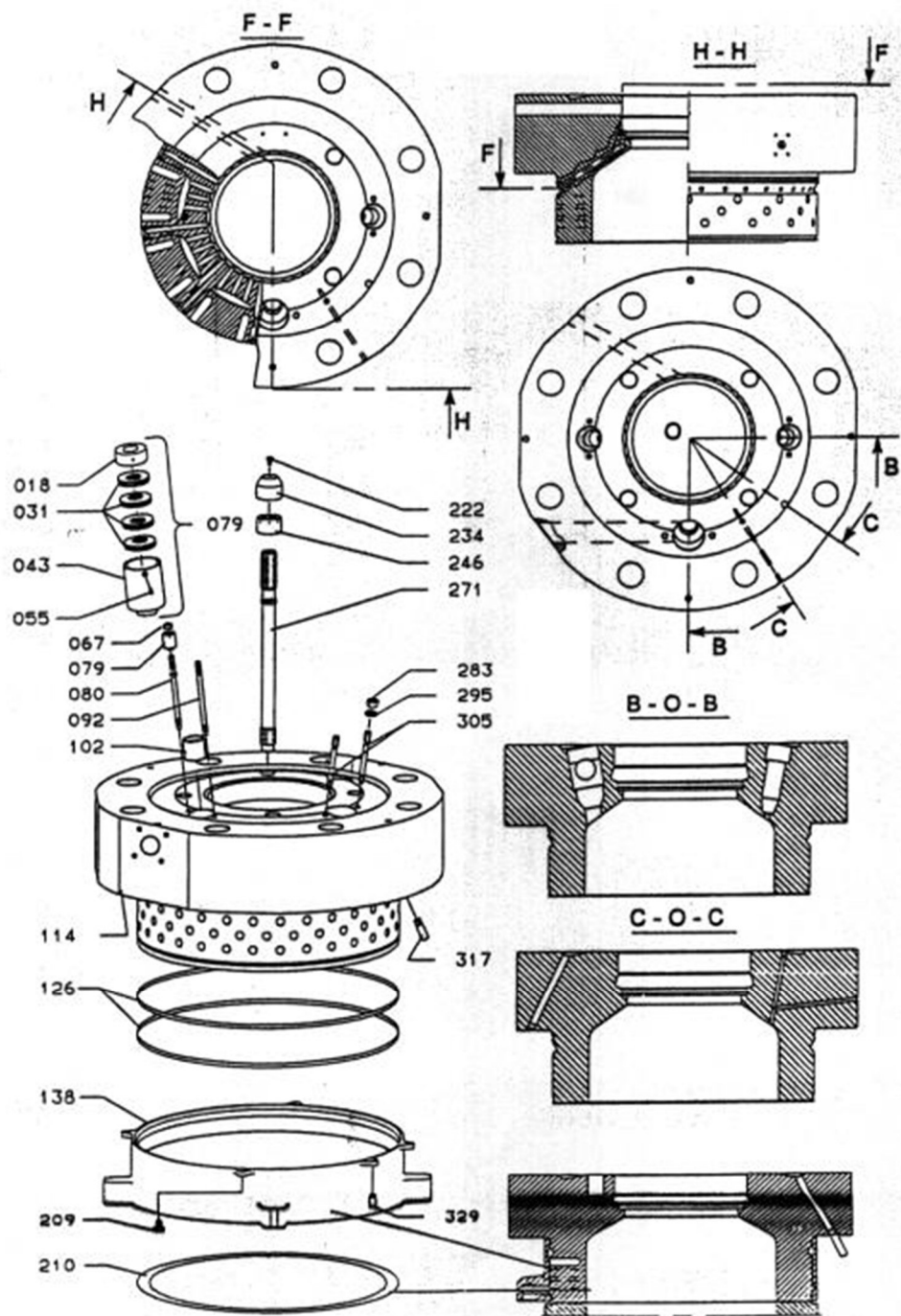


Рис. 1.4. Кришка циліндра

Поршень (рис. 1.5) має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщені 4 компресійних кільця, в спідниці - 2 красномідних прирабочних паска. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталевій трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хромо-молібденової сталі.

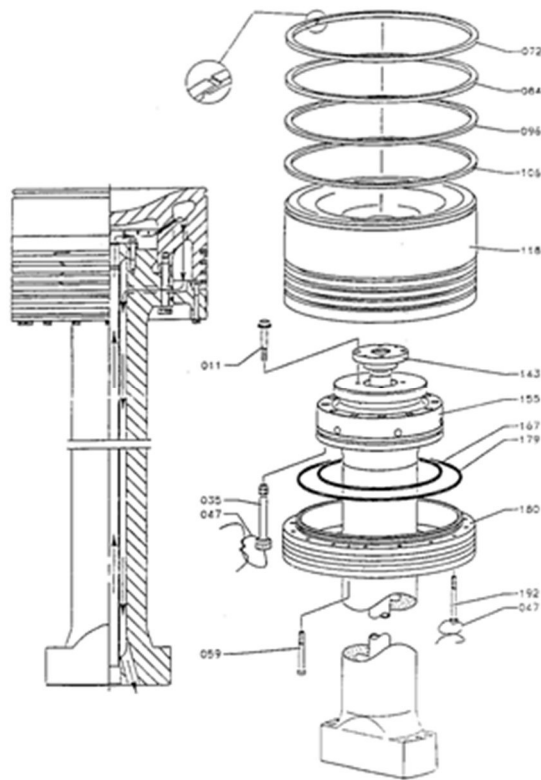


Рис. 1.5. Поршень

Крейцкопф – 2-сторонній, з 4-ма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталева кована зі просверленими каналами для проходу масла. До поперечини кріпиться різьбовим з'єднанням під'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення змащення і зливна труба масла охолодження поршня.

Шатун (рис. 1.6) виготовляється у вигляді сталеві виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка - безвильчатого типу, верхня і нижня головки - невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. У середині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника. Шатун має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

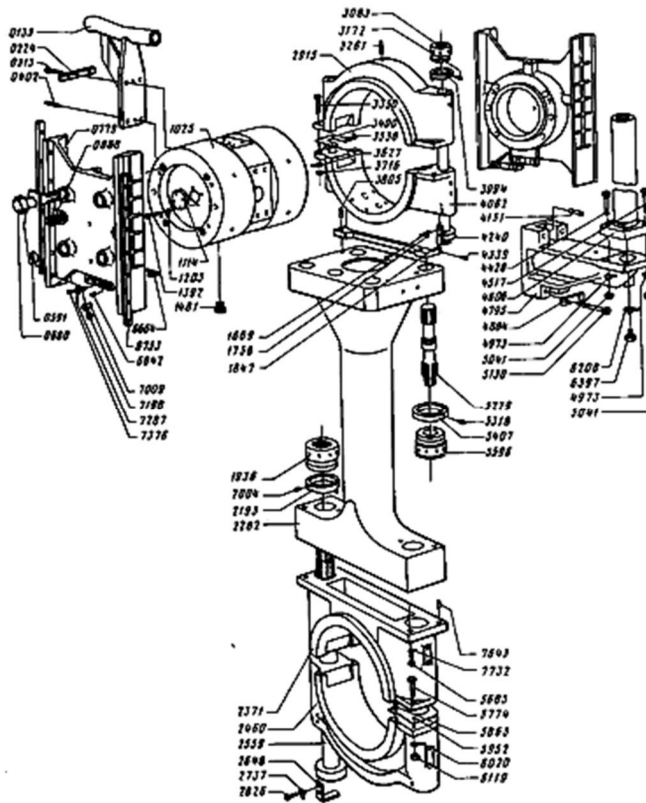


Рис. 1.6. Шатун

Колінчастий вал сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамові шийки запресовані. З носа двигуна на валу є поршень демпфера осьових коливань. Тут же насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважувачим балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться 2-рядна зірочка привода розподільного вала. Упорний гребінь з упорним підшипником розміщений у відсіку приводів.

Розподільний вал (рис. 1.7) приводиться 2-рядним 4-дюймовим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансірів - таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції 11 порядку. Від розподільного валу наводиться валик лубрикаторами циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

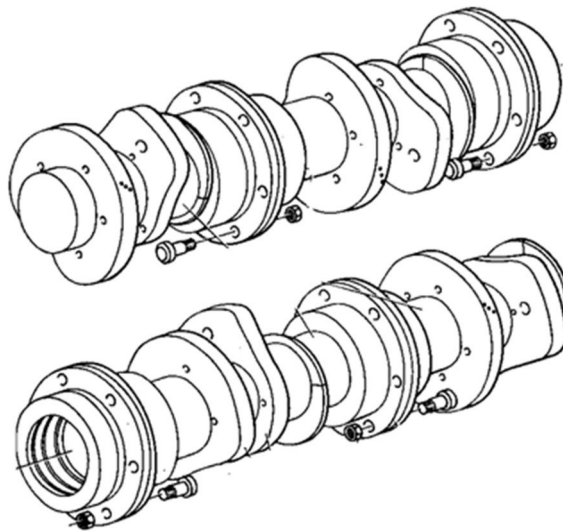


Рис. 1.7. Розподільний вал

З кормового торця до розподільного валу кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячепрессовою посадкою.

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

Блок циліндрів (рис. 1.8) зібраний в єдиний моноблок на прізонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована складова циліндрова втулка, складаючись з 2-ух частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виробляються з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для 8 штуцерів циліндричної змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині - 4-ма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охолодження - 2-ма гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується

притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою - ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по 4-м перепускним патрубкам ("жабам"), з сорочки в кришку циліндрів - по таким же перепускним трубкам.

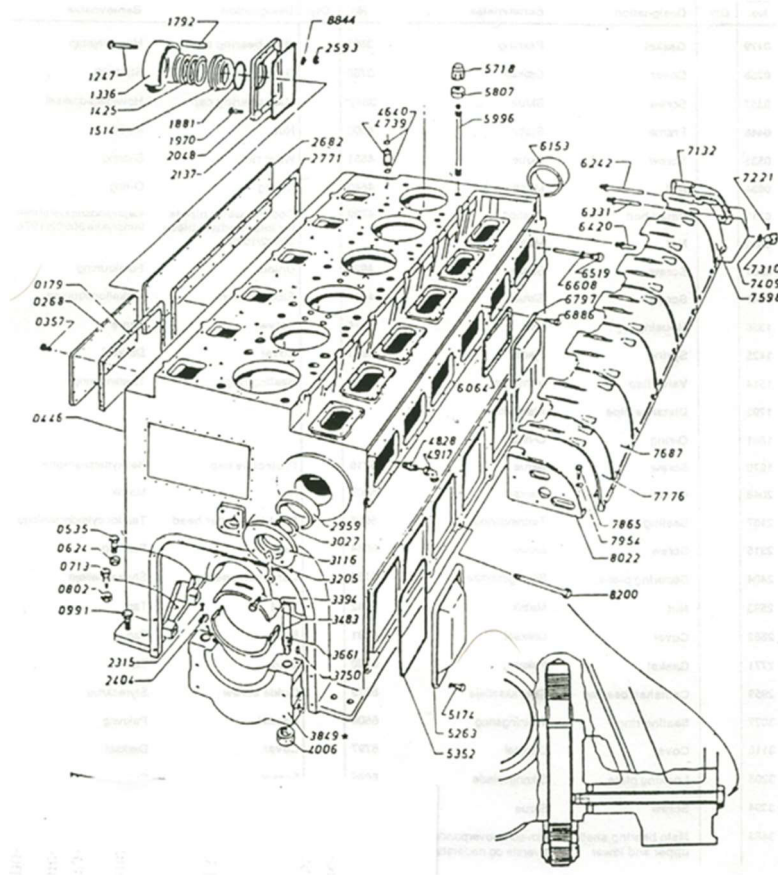


Рис. 1.8. Блок циліндрів

Випускний клапан (рис. 1.9) має чавунний литий корпус шпindel з імпеллера для провертання потоком газів, охолоджуване сидло. Охолоджуюча вода по свердлінням в кришці проходить через свердління в сидлі близько від посадкового пояса, потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана і виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу. Посадочні пояски шпинделя і сидла наплавлені стелітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою 4-х шпильок.

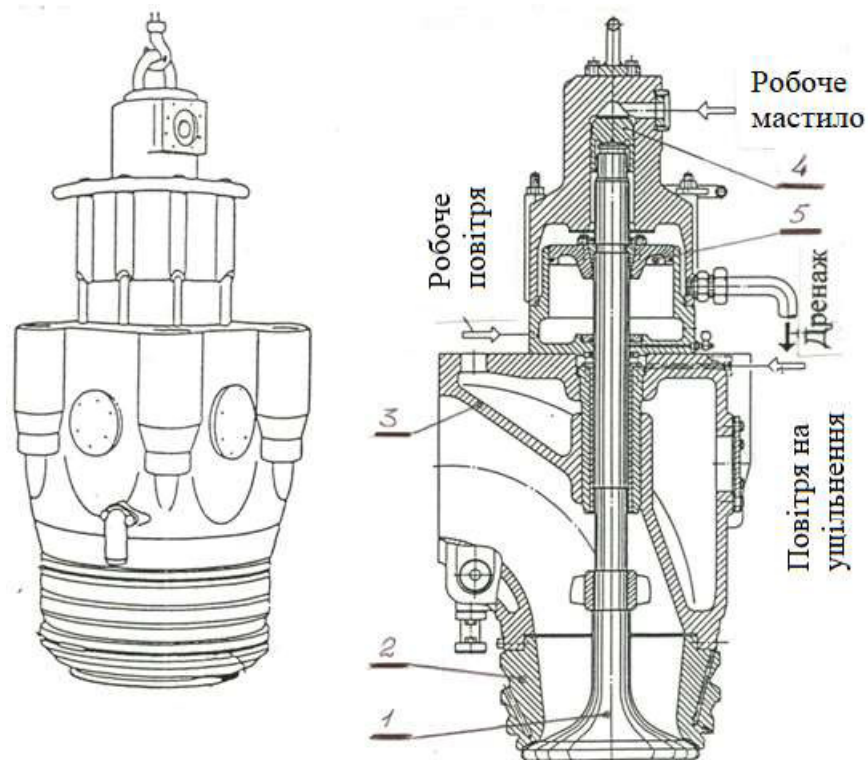


Рис. 1.9. Випускний клапан

Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, розташованим в центрі кришки і кріпиться чотирма шпильками з гайками поворот і затиск, який виробляється гідравлічними гайковертом з певним зусиллям.

Анкерні болти двигуна (16 одиниць) - сталеві складові, складаються з 2-ух частин, стягують воєдино блок, станину і фундаментну раму. Гайки анкерних болтів затягуються гідравлічно на 900 бар.

Двигуни модельного ряду МС – перші двигуни компанії MAN B&W з прямоточно-клапанною продувкою. Потік повітря рухається вздовж вісі циліндру з чистим витісненням продуктів згоряння без значного перемішування їх з повітрям. Завдяки якісній організації процесу газообміну двигуни з такою схемою продувки мають найменші значення коефіцієнту залишкових газів.

Тангенціальне розташування вікон в плані забезпечують закручення потоків повітря, що поступає в циліндр і їх гвинтоподібний рух від продувних вікон до випускних клапанів. Тангенціальний обертальний рух зберігається до кінця стиснення і сприяють покращенню сумішоутворення.

Завдяки ефекту чистого витіснення газів, якісна очистка циліндрів досягається навіть при незначному коефіцієнту надлишку повітря (1,45...1,55).

Застосування випускних клапанів при створення сучасних МОД дозволяє підбирати найвигідніші фази газорозподілу і керувати ними за допомогою мікропроцесорної техніки на всьому діапазоні робочих навантажень.

Двигун має ізобарну систему наддуву (з постійним тиском). При зменшенні навантаження приблизно до 25% підключають електроповітродувки. Клапанні коробки у повітряному ресивері тут використовують для попередження витрат продувного повітря при роботі двох електроповітродувок, які вмикаються автоматично. Повітряний ресивер не має герметичних перегородок, які відділяють порожнину кожного циліндру, як це було виконано на МОД попереднього покоління при використанні під поршневих порожнин у якості другого ступеня наддува.

Паливна система розрахована на роботу дизеля як на дизельному, так і на важкому паливі. З паливної цистерни паливо підводиться до одного з насосів, який подає паливо під тиском 4 бар до сторони низького тиску паливної системи. Після цього паливо поступає до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач, регулятор в'язкості, фільтр і до паливних насосів.

Паливо з цистерни від форсунок і насоса через трубу вторинного палива перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса.

Для підтримання постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів продуктивність і подача циркуляційного насоса перебільшує кількість палива, яке використовує двигун. Крім того, встановлюється підпружинений байпасний клапан, який функціонує як перепускний між входом до ПНВТ і повертанням палива і, таким чином, підтримує постійний тиск у прийомному паливному трубопроводі. Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході з форсунок встановлюється золотник і дросельний отвір.

Завдяки «вбудованій» циркуляції підігрітого палива, може підтримуватися робоча температура паливних насосів і форсунок навіть тоді, коли двигун зупинено. Відповідно, немає необхідності переходити на дизельне паливо при заходах в порт, якщо циркуляційний насос продовжує працювати і зберігає підігрів циркулюючого палива. Якщо при довготривалій зупинці необхідно відключити циркуляційний насос або підігрів, то з паливної системи попередньо треба злити важке паливо.

Система паливоподачі високого тиску має ПНВТ золотникового типу (рис. 1.10, *а*) з регулюванням по кінцю подачі, з VIT-циліндром, і 2 голчастих неохолоджуваних форсунки (рис. 1.10, *б*) з одностороннім розпилом палива на кожен циліндр. Конструкція паливної апаратури дозволяє працювати на всіх режимах експлуатації тільки на високов'язких залишкових паливах, без використання дизельного палива.

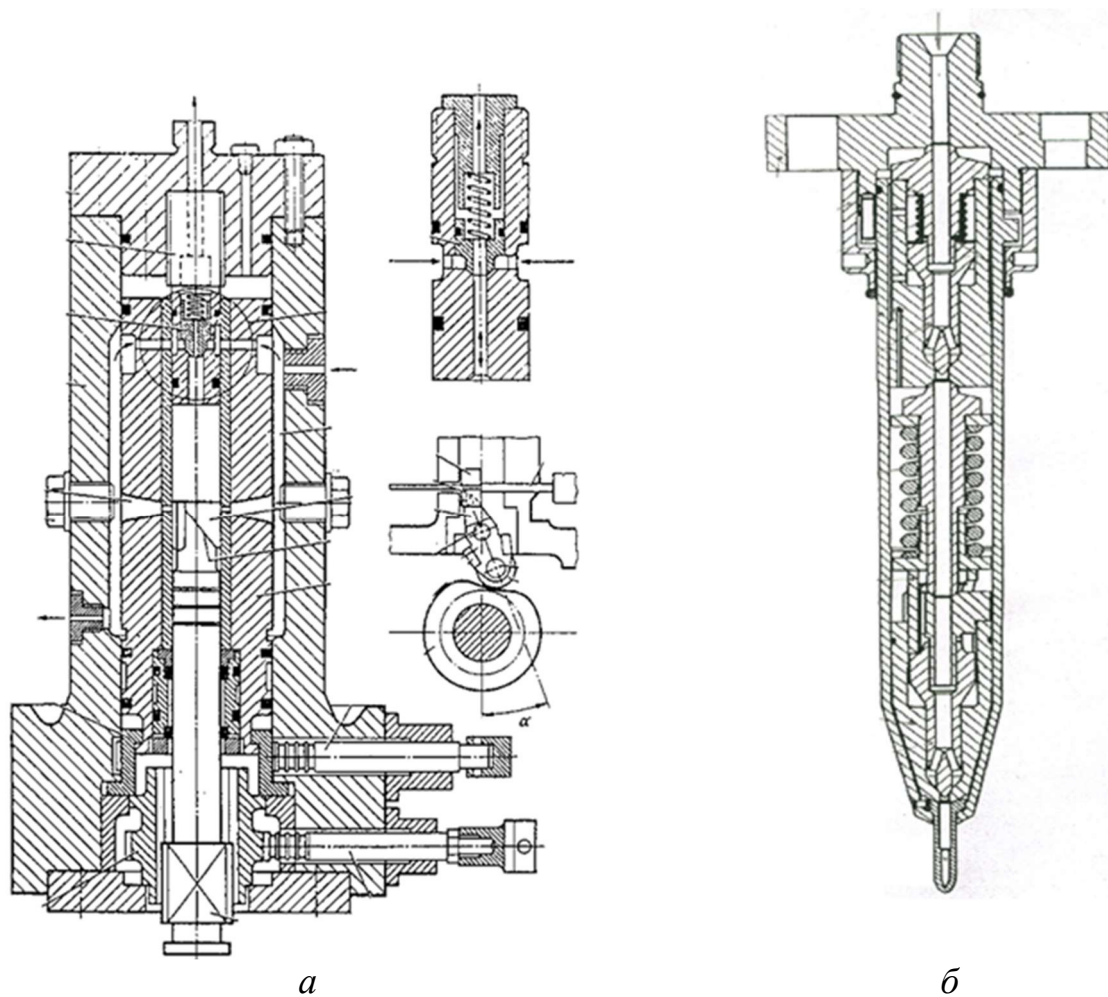


Рис. 1.10. Система паливоподачі високого тиску: *а* – ПНВТ; *б* – форсунка

Об'єднана масляна система. Підшипники розподільного валу, а також штовкачі паливних насосів і випускних клапанів, що змащуються від головних масляних насосів. Приводи випускних клапанів отримують масло з головної системи змащувального масла. Для підвищення тиску на вході в приводи випускних клапанів можуть бути передбачені бустерні насоси. Від підшипників, штовхачів і приводів випускних клапанів масло стікає в піддони корпусів підшипників, де підтримується необхідний рівень змащування робочих поверхонь шайб. Звідти масло стікає назад до стічної цистерни.

Системи циркуляційної змазки колінчастого валу і розподільного валу роздільні. Насоси мастила колінчастого валу (2 одиниці) - відцентрового типу, з електроприводом. Мастило подається до двигуна по 2-ум трубах: від нижньої труби - на змазку рамових і упорного підшипників і на відсік приводів, від верхньої - до телескопів на змащення головних, крейцкопфних і мотильового підшипників і на охолодження поршнів. Мастило підшипників розподільного валу та живлення гідравлічної системи відкриття вихлопних клапанів забезпечується автономною системою з 2-ма гвинтовими насосами з електроприводом.

Циліндрова змазка включає в себе лубрикатори з 8 точками мастила на кожному циліндрі з подачею масла на кожному ході поршня.

Система забортної охолоджуючої води. Забортна вода приймається з кінгстона насосом забортної води. Потік води розділяється на окремі гілки: до охолоджувача масла, охолоджувача прісної води на допоміжні двигуни. Забортна вода згодом знову змішується і поступає до терморегулятора з трьохходовим клапаном і на клапан зливу води за борт. Терморегулятор встановлюється датчиком температури, що встановлений в прийомній трубі забортної води. Терморегулятор відрегульовано таким чином, щоб вода у прийомному патрубку насоса підтримувалась на рівні вище 10oC з метою попередження загущення змащувального масла на холодних поверхнях охолодження. Якщо температура на вході падає нижче встановленого рівня, терморегулятор здійснює рециркуляцію води до всмоктуючого трубопроводу

насоса заборної води. В центральній системі водяного охолодження центральний насос охолоджуючої води перекачує прісну воду низькотемпературного контуру (центральну охолоджуючу воду) по контуру охолодження.

В двигун подається наддувочне повітря від турбонагнітача, який розташований на стороні випуску. Випускний газ приводить у дію турбіну турбонагнітача, а через загальний вал турбіна приводить компресор. Компресор забирає повітря з машинного відділення через повітряні фільтри. З компресора повітря проходить через трубку наддувочного повітря в охолоджувач. Труба наддувочного повітря з компенсатором ізолювана і покрита всередині матеріалом для зниження рівня шуму. Повітроохолоджувач розроблено так, що він відділяє конденсат від повітря. Повітря нагнітається в ресивер продувочного повітря через блок клапанів, які встановлені внизу ресивера. Блок клапанів має кілька безповоротних клапанів, які відкриваються під тиском повітря від турбонагнітача. З продувочного ресивера повітря надходить в циліндр через продувочні вікна, коли поршень знаходиться у нижньому розташуванні. Коли випускні клапани відкриті, випускний газ нагнітається в загальний колектор випускних газів, звідки газ поступає до турбіни турбонагнітача при постійному тиску.

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ДКРН 60/240

2.1. Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також мають теплові та аеродинамічні втрати [2].

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного [4].

В даній магістерській роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на

процеси робочого циклу;

- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі *Matcad*.

2.2. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

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

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для МОД $\varepsilon = 11 \dots 15$. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,78$.

Показник адіабати повітря $k_b = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,95$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,81$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У МОД $\gamma_r = 0,02 - 0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для МОД і СОД $\xi_z = 0,75 - 0,94$; $\xi_b = 0,86 - 0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$. Для МОД $\lambda = 1,05 \dots 1,35$. Приймаємо $\lambda = 1,12$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 700$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на НФО (heavy fuel oil) – важкому паливі. Масовий склад пального [5]:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – О = 0,004 кг.

Нижча теплота згоряння палива $Q_{нд}$. Для дизельного пального приймаємо $Q_{нд} = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z . Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу $Z = 1$.

2.3. Розрахунок робочого циклу

1. Вихідні дані

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N_e := 15800$
1.2 Частота обертання, хв-1	$n := 105$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 := 0.1013$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 := 293$
1.5 Тиск повітря за компресором, МПа	$P_k := 0.375$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a := 1.05$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r := 0.02$
1.8 Коефіцієнт використання тепла у точці Z	$\xi_z := 0.94$
1.9 Коефіцієнт використання тепла у точці b	$\xi_b := 0.98$
1.10 Ступінь стиснення	$\varepsilon_{\text{sw}} := 15$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda := 1.12$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a := 10$
1.13 Частка ходу поршня втрачена на продувку	$\phi_n := 0.08$
1.14 Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	$\zeta := 0.99$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m := 0.94$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} := 0.9$
1.17 Втрата тиску в охолоджувачі повітря, МПа	$\Delta P_{ox} := 0.005$
1.18 ККД повітроохолоджувача	$\eta_o := 0.85$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r := 700$

1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$\underline{\underline{C}} := 0.87$	
	$\underline{\underline{H}} := 0.126$	
	$\underline{\underline{S}} := 0$	
	$\underline{\underline{O}} := 0.004$	
1.21 Нижча теплота згоряння палива (кДж/кг)		$Q_H := 42700$
1.23 Кількість циліндрів		$i := 6$
1.24 Діаметр циліндра, м		$D_c := 0.6$
1.25 Хід поршня, м		$S_c := 2.4$
1.26 Коефіцієнт тактності		$z := 1$
1.27 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння		$\alpha := 2.78$
1.28 Показник адиабати повітря		$k_B := 1.4$
1.29 Механічний ККД турбокомпресора		$\eta_{t.m} := 0.93$
1.30 Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора		$\eta_{t.ad} := 0.8$
1.31 Коефіцієнт втрат тиску на впуску		$\xi_a := 0.97$
1.32 Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором		$\psi_t := 0.85$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 440.807$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 315.171$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу заповнення, К

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 332.521$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s := P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0.370$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу заповнення, МПа

$$P_a := \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0.359$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.888$$

3. Розрахунок процесу стиснення

3.1 Середня мольна ізохорна теплоємність повітря кДж/(моль*К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання кДж/(моль*К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів під час стиснення кДж/(моль*К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$

$$b_c = 0.002508$$

$$a_{vc} = 19.269$$

3.4 Середній показник політропи стиснення

$$n_1 - 1 \leftarrow \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot \left(1 + \varepsilon^{n_1 - 1}\right)} \quad n_1 = 1.364$$

3.5 Тиск у кінці стиснення, МПа

$$P_c := P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 14.425$$

3.6 Температура в кінці стиснення, К

$$T_c := T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 891.012$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.375$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.023$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни 1

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0225$$

4.4 Частка палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.959$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.022$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} \leftarrow \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} \leftarrow a_{vz} + b_z \cdot T$$

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

$$L_0 = 0.495 \quad \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.69459$$

$$b_z = 0.0029$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність у точці b кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.71232$$

$$b_b = 0.002911$$

4.8 Максимальну температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_{vz} + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_f \cdot (c''_{vz} + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c \leftarrow \beta_z \cdot (1 + \gamma_f) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$T_z = 1671$$

4.9 Максимальний тиск згоряння МПа

$$P_z := \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 16.157$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho := \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

$$\rho = 1.711$$

5.2 Ступінь подальшого розширення

$$\delta := \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 8.768$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температуру в кінці процесу розширення К (знаходимо з наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 \leftarrow \left[\frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_f) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1$$

$$T_b \leftarrow T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.291$$

$$T_b = 889$$

5.4 Тиск у кінці процесу розширення МПа

$$P_b := \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 0.98$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i := \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P_i = 2.224$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i := P_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$$P_i = 2.026$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива кг/(кВт*год)

$$g_i := 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$$

$$g_i = 0.162$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i := \frac{3600}{g_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.52$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e := P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.904$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.489$$

7.3 Питома ефективна витрата палива кг/(кВт*год)

$$g_e := \frac{g_i}{\eta_m}$$

$$g_e = 0.1723$$

7.4 Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e := 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$$

$$N_e = 15842.5$$

7.5 Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N := \frac{N_e - N_e^*}{N_e}$$

$$\Delta N = 0.268\%$$

8. Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

- Універсальна газова постійна для повітря $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R_c := 287$$

$$G := \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 31.721$$

8.2 Витрати газів через турбіну, кг/с

$$G_t := G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 32.48$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r := \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0.319$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t := T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} \quad T_t = 690.267$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s := \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.408$$

8.6 Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R_t := \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.564$$

8.6 Показник аддіабати розширення газу в турбіні

$$k_t := \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)} \quad k_t = 1.383$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k := 1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t}{k_t - 1}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_E}{k_E - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \cdot \frac{1}{0.286}$$

$$\Pi_k = 3.703$$

8.10 Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} := \Pi_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0.3752$$

8.11 Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k := \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.042\%$$

2.4. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані (табл. 2.1):

Таблиця 2.1. Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,291
Тиск кінця стиснення P_c , МПа	14,425
Максимальний тиск згоряння P_z , МПа	16,157
Ступінь попереднього розширення ρ	1,711
Ступінь стиснення ε	15

Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми представлені у табл. 2.2. Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

Таблиця 2.2. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,16	
1,00	14,43	16,16
1,71	6,93	16,16
2,38	4,43	10,58
3,04	3,17	7,69
3,70	2,42	5,96
4,37	1,93	4,82
5,03	1,59	4,01
5,70	1,34	3,42
6,36	1,16	2,97
7,03	1,01	2,61
7,69	0,89	2,32
8,36	0,80	2,09
9,02	0,72	1,89

9,68	0,65	1,72
10,35	0,60	1,58
11,01	0,55	1,46
11,68	0,50	1,35
12,34	0,47	1,26
13,01	0,44	1,18
13,67	0,41	1,10
14,34	0,38	1,04
15,00	0,36	0,98
15,00		0,36

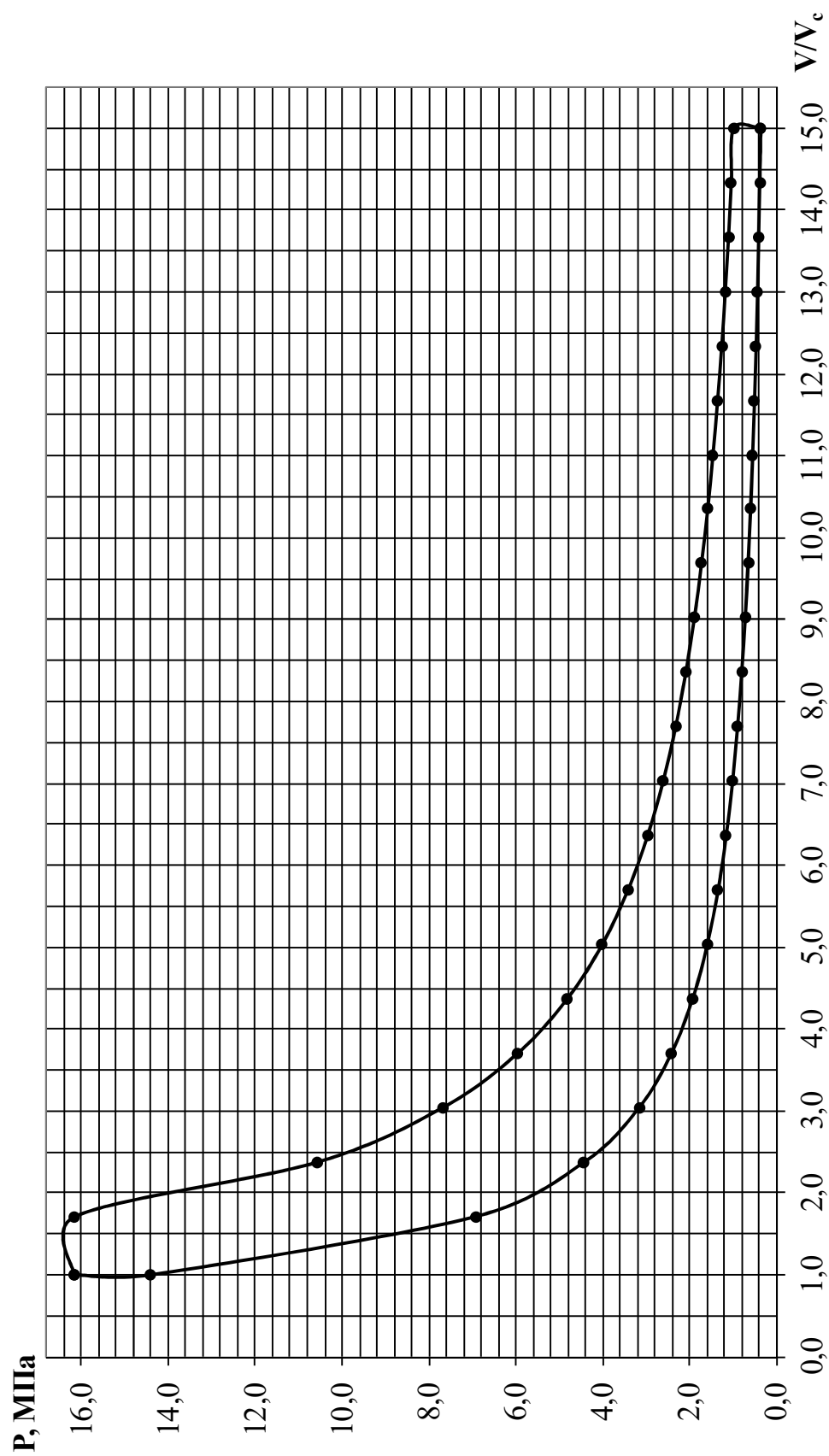


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма

2.5. Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу [3]:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ - теплота неврахованих втрат, кВт;

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{15800}{0,489} = 32310,84 \text{ кВт}$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C_{p_{\Gamma}} (T_{3T} - T_o) = 32,48 \cdot 1038,38 \cdot (535,88 - 293) = 8191,44 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,383}{1,383 - 1} \cdot 287,564 = 1038,38 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 690,267 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,359}{0,1}} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}} = 497,28 \text{ К}$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 690,267 - 0,8 \cdot (690,267 - 497,28) = 535,88 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду):

$$Q_W = \frac{0,98 Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 32310,84 - 8191,44 - 15800}{1,2} = 6394,35 \text{ кВт}$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло):

$$Q_M \approx 0,2 Q_W \approx 0,2 \cdot 6394,35 = 1278,87 \text{ кВт}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу):

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_\Sigma = 0,02 \cdot 32310,84 = 646,22 \text{ кВт}$$

6. Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_\Sigma = Q_\Gamma + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Ne = 8191,44 + 6394,35 + 1278,87 + 646,22 + 15800 = \\ = 32310,84 \text{ кВт.}$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

2.6. Розрахунок витрат води, масла та повітря

1. Розрахунок витрати води [6]:

$$G_w = \frac{N_e g_w}{1000}, \text{ т/год}$$

де g_w – питома витрата води, кг/кВт·год.

Для мало обертових двигунів (МОД) $g_w = 28...50$ кг/кВт·год. Обираємо $g_w = 40$ кг/кВт·год.

$$G_w = \frac{15800 \cdot 40}{1000} = 632 \text{ т/год}$$

$$G_w = 175,55 \text{ кг/с}$$

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_w = G_w C_{p_w} (T_1 - T_2)$$

З нього ΔT – температурний перепад води на вході та виході з дизеля, К

$$\Delta T = \frac{Q_w}{G_w \cdot C_{p_w}} = \frac{6394,35}{175,55 \cdot 4,187} = 8,69$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт,

Cp_w – теплоємність води, кДж/кг·К.

Перепад температур води на двигуні знаходиться у межах 1,515.

2. Розрахунок витрати масла

Згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_M = G_M Cp_M \Delta T$$

$$\text{З нього} \quad G_M = \frac{Q_M}{Cp_M \Delta T} = \frac{1278,87}{2,2 \cdot 4} = 145,33 \text{ кг/с}$$

де Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт; Cp_M – теплоємність мастила, кДж/кг·К; $\Delta T = T_1 - T_2$ - температурний перепад води на вході та виході з маслоохолоджувача, К.

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 1,58 К.

3. Витрата повітря визначена у розрахунку циклу. Згідно з ним

$$G_n = 31,721 \text{ кг/с.}$$

2.7. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою [9]:

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

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. 2.3. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми *Excel* і представлений в табл. 2.4. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.2 – 2.3.

На рис. 2.3. 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. 2.3. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

Таблиця 2.3. Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,6
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	105
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	16,157
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,359
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,375
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,357
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,45
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	4000
Радіус кривошипа	м	r	1,2
Ступінь стиснення		ε	15
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,364

Таблиця 2.4. Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,3590	1,1283	1,4873	0,0000	-1,4873	0,0000
15	0,3634	1,1821	1,5455	-0,1808	-1,5396	-0,2253
30	0,3776	1,3150	1,6926	-0,3874	-1,6595	-0,5108
45	0,4048	1,4506	1,8554	-0,6111	-1,7441	-0,8798
60	0,4514	1,4873	1,9387	-0,7963	-1,6589	-1,2808
75	0,5295	1,3304	1,8599	-0,8635	-1,3155	-1,5731
90	0,6622	0,9232	1,5854	-0,7658	-0,7658	-1,5854
105	0,8982	0,2685	1,1667	-0,5417	-0,2213	-1,2672
120	1,3497	-0,5642	0,7855	-0,3226	0,1134	-0,8416
135	2,3046	-1,4506	0,8540	-0,2813	0,4050	-0,8028
150	4,5479	-2,2382	2,3097	-0,5286	1,7359	-1,6127
165	9,6413	-2,7810	6,8603	-0,8026	6,4188	-2,5509
180	14,4306	-2,9746	11,4559	0,0000	11,4559	0,0000
195	16,1570	-2,7810	13,3760	1,5650	12,5151	4,9736
210	10,8356	-2,2382	8,5974	1,9677	6,4617	6,0028
225	5,6943	-1,4506	4,2437	1,3978	2,0123	3,9892
240	3,4316	-0,5642	2,8675	1,1777	0,4138	3,0722
255	2,3341	0,2685	2,6026	1,2083	-0,4936	2,8266
270	1,7492	0,9232	2,6723	1,2909	-1,2909	2,6723
285	1,4154	1,3304	2,7459	1,2749	-1,9421	2,3224
300	1,2170	1,4873	2,7044	1,1107	-2,3141	1,7867
315	1,0976	1,4506	2,5482	0,8394	-2,3954	1,2084
330	1,0277	1,3150	2,3427	0,5362	-2,2970	0,7070
345	0,5230	1,1821	1,7051	0,1995	-1,6986	0,2486
360	0,3590	1,1283	1,4873	0,0000	-1,4873	0,0000

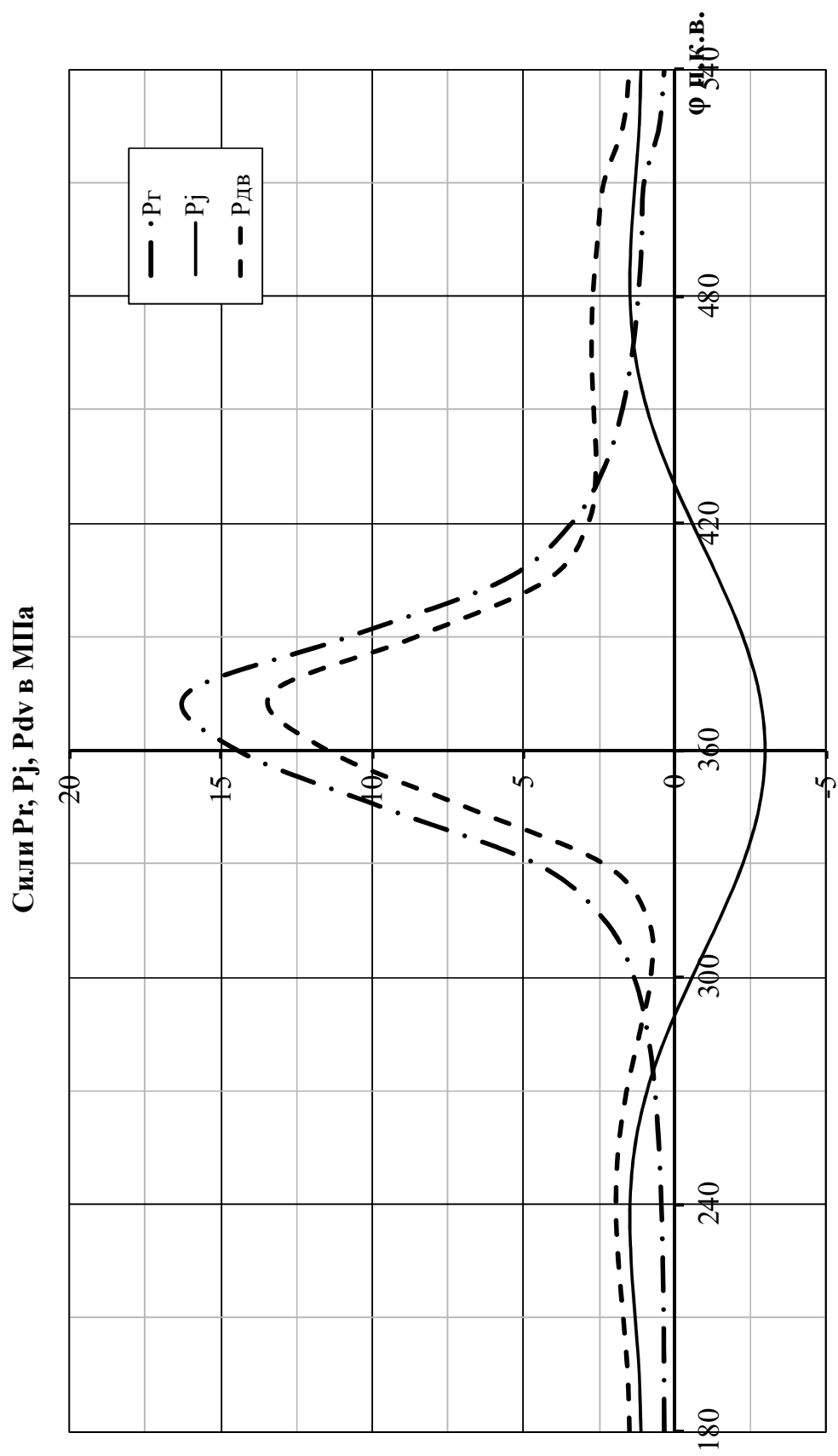


Рис. 2.2. Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Сили N, Z, T в МПа.

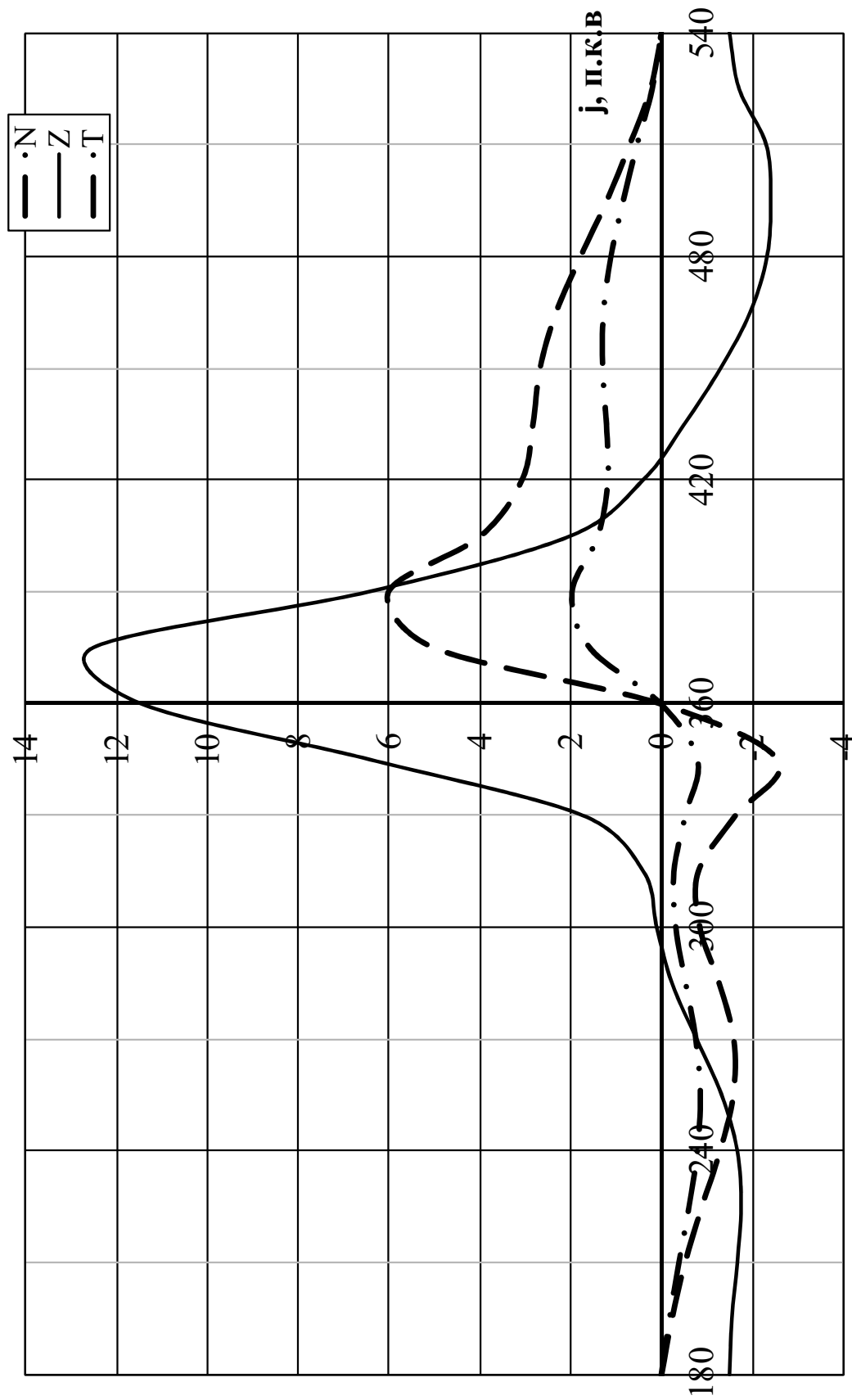


Рис. 2.3. Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА 6ДКРН 60/240 ТА ЇХ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

3.1. Опис основних систем двигуна

Система пускового повітря (рис. 3.1) складається з елементів системи управління і системи пускового повітря.

Система управління електричного/пневматичного типу. Вона спроектована для [7]:

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

Система складається з трьох підсистем:

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

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

Під час дистанційного керування регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою управління з пульті управління, яка посиляє електричний/ пневматичний сигнал регулювальникові.

Частота обертання двигуна залежить від величини сигналу. Регулювальник підтримуватиме цю частоту обертання незалежно від навантаження двигуна.

При управлінні з місцевого поста управління двигуна регулювальник від'єднаний від паливних насосів, і регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою регулювання.

У системі реверсування є два пневматичні клапани (Вперед і Назад). Ці клапани управляють циліндром реверсу розподільника повітря і пневмоциліндрами для реверсування роликів штовхачів паливних насосів.

Система захисту забезпечується повітрям окремо і управляється системою контролю двигуна (з окремим підведенням енергії). В разі зупинки система

захисту подає пневмосигнал до перепускного клапана на кожному паливному насосі, таким чином припиняючи подачу палива високого тиску після чого двигун зупиняється. Система захисту включена під час всіх режимів управління двигуном.

Головний пусковий клапан вбудований в магістраль пускового повітря. Головний пусковий клапан складається з великого кульового клапана і, як варіант, меншого кульового клапана, який служить як байпасний для великого клапана. Обидва клапани управляються пневматичними виконавчими механізмами.

За наявності меншого кульового клапана буде встановлений регулювальний гвинт для налаштування частоти обертання повільного повертання.

Крім того, вбудований незворотній клапан який запобігає зворотному прориву в разі надмірного тиску в трубопроводі пускового повітря.

Головний пусковий клапан обладнаний блокуючим пристроєм, що складається з пластини, яка, за допомогою маховичка, може заблокувати виконавчий механізм.

Кульові клапани і їх виконавчі механізми вбудовані разом з незворотним клапаном і блокуючим пристроєм, в єдиний блок. Виконавчі механізми кульового клапана управляються пневматичними клапанами. При нормальному пуску обидва кульові клапани будуть відкриті.

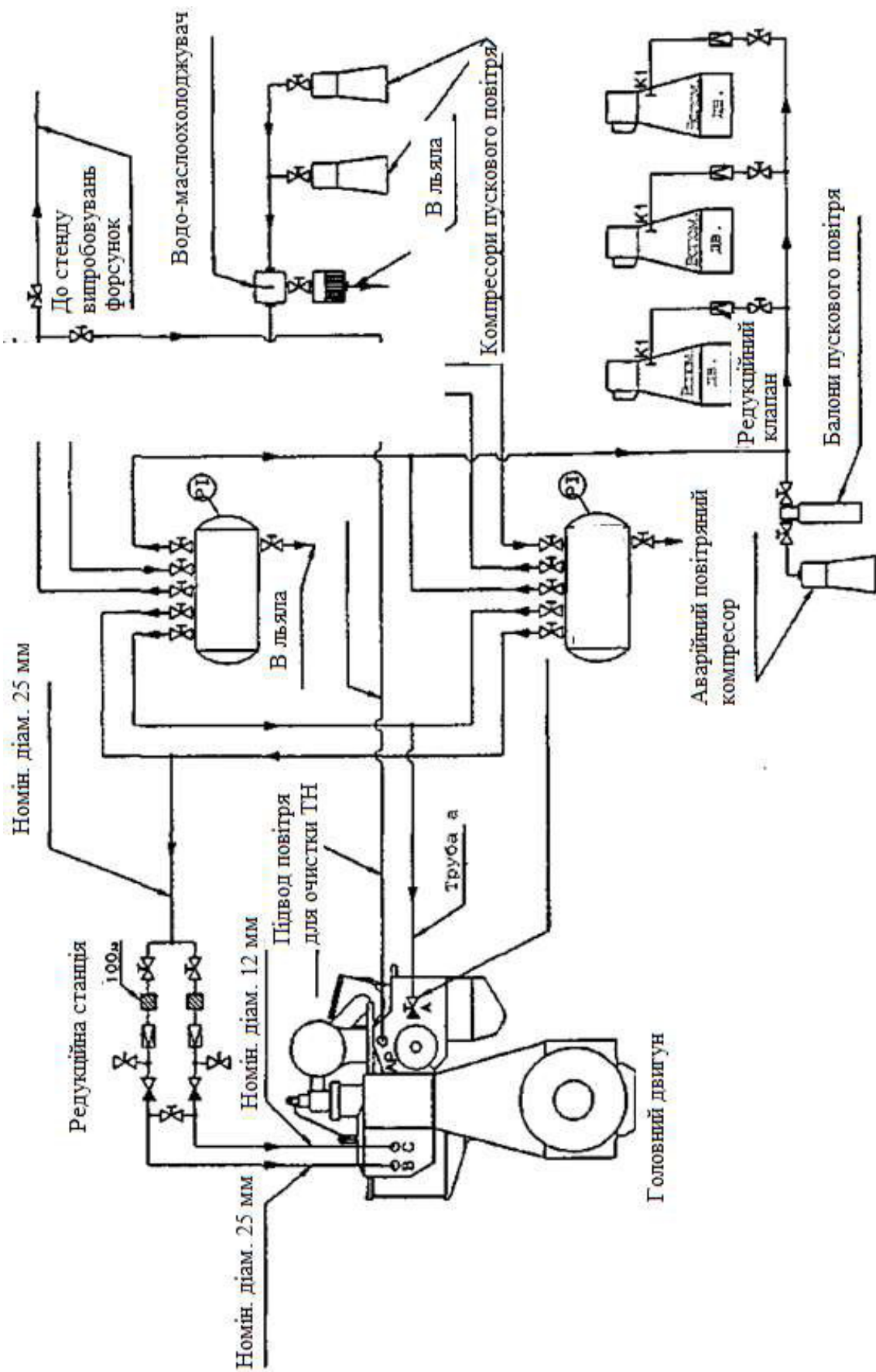


Рис. 3.1. Система пускового повітря

Паливна система (рис. 3.2), єдина для головного і допоміжних дизелів. Допоміжні двигуни можна експлуатувати на важкому або дизельному паливі незалежно від головного двигуна.

З бункерних цистерн паливо перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки сепараторами воно може подаватися у відповідні витратні цистерни ("добові цистерни").

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

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

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

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

Окрім цього, встановлюється підпружинений байпасний клапан який функціонує як перепускний між входом до ТНВД і повернення палива і, таким чином, підтримує постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі. Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході форсунок встановлюється золотник і циркуляційний отвір.

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

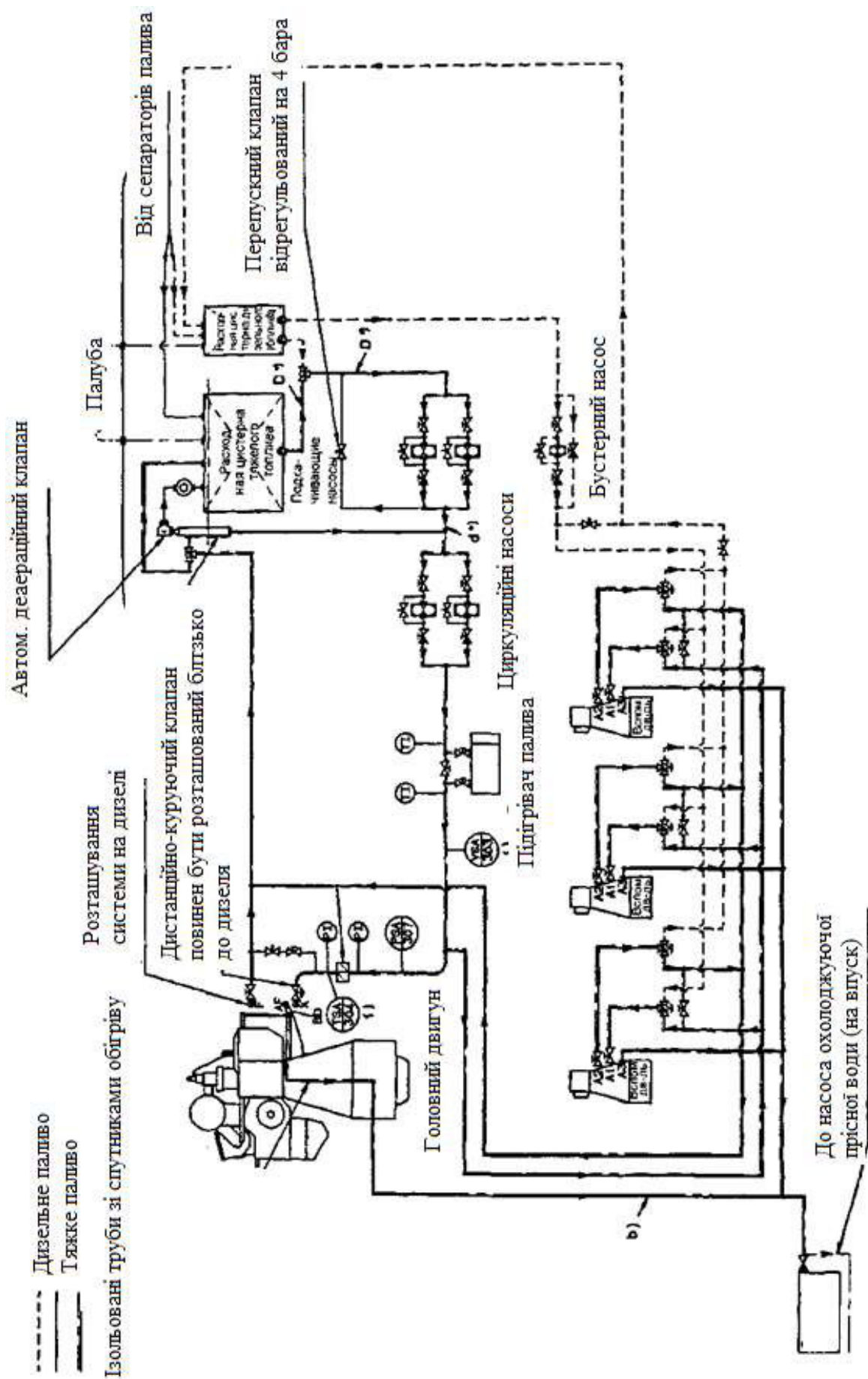


Рис. 3.2. Паливна система

Отже, немає необхідності переходити на дизельне паливо при заходах в порт, якщо циркуляційний насос продовжує працювати і зберігається підігрівання циркулюючого палива.

Якщо при тривалій стоянці потрібно відключити циркуляційний насос або підігрівання, то з паливної системи заздалегідь треба злити важке паливо.

Основними функціями паливоподаючої апаратури є забезпечення [8]:

- точного дозування подачі палива на цикл;
- необхідного тиску вприскування палива на певній ділянці робочого циклу протягом короткого відрізка часу;
- можливості розподілу палива по окремих циліндрах;
- оптимального характеру протікання процесу вприскування, відповідаючого заданим умовам роботи дизеля;
- надійної роботи апаратів на всіх заданих режимах;
- максимального терміну служби.

Паливна система розрахована на роботу двигуна, як на дизельному, так і на важкому паливі.

З цистерни основного запасу паливо перекачується насосом в решту цистерн, звідки через сепараторів у витратні цистерни.

Для забезпечення задовільного очищення сепаратори важкого палива обладналися підігрівачами. З витратних цистерн важкого палива і легкого палива, воно поступає через триходовий кран до живильних насосів, за допомогою яких паливо перекачується в резервуар, звідки за допомогою циркуляційних насосів, паливо подається до підігрівачів. Підігрівачі розраховані так, щоб будь-який з них задовольняв на 100 % вимогам в нагріві і підтримувалася постійна температура палива на подачі, яку задає регулятор в'язкості. В'язкість підтримується на заданому рівні за допомогою регулювання температури палива, подачею пари до підігрівачів. Після підігрівачів паливо подається в автоматичний фільтр, що оберігає устаткування ПНВТ від частинок, які можуть викликати пошкодження. Після фільтрів паливо подається в ПНВТ. Від кожного ПНВТ відходить труба повернення палива, по якій воно поступає в

головний трубопровід зворотнього палива, а від туди в деаераційний резервуар, в якому міститься комбінація чистого палива з витратної цистерни і підігрітого поворотного палива від двигуна.

Деаератор вентилює утворені гази, щоб запобігти кавітації в насосах циркуляції палива. Насоси живлення підтримують тиск в деаераторі на рівні 4 бар для запобігання газифікації гарячого важкого палива і випаровування води, що може привести до піноутворення. Тиск підтримується автоматично деаератором - клапаном.

При переході на дизельне паливо, поворотне важке паливо може бути повернене у витратну цистерну через кран перемикання. Для забезпечення постійного тиску в трубопроводі перед ТНВТ продуктивність циркуляційного насоса декілька перевищує потребу двигуна в паливі.

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

Система циркуляційної змазки, об'єднана з масляною системою охолодження поршнів, обслуговується насосом з приводом від електродвигуна. Масло для кривошипно-шатунного механізму, упорного підшипника, приводного відсіку і розподільних валів паливних насосів і випускних клапанів після редуційного клапана поступає під тиском 1,8 атм. по трубопроводу. З піддону масло через патрубок зливається в стічну цистерну. Рекомендовані температури масла: на вході 40...45 °С і на виході 46...52 °С.

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

Мастило підшипників газотурбонагнітачів забезпечується самостійною циркуляційною системою.

Для змащення циліндрів на дизелі встановлено 6 лубрикаторів. Система змащення головного руху, упорного підшипника, приводного відсіку циркуляційна, під тиском.

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

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

Система змащення підшипників газотурбонагнівачів (ГТН) гравітаційна.

3.2. Розробка систем охолодження двигуна

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

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

Система заборотної охолоджуючої води (рис.3.3)

Забортна вода приймається з кінгстона насосом заборотної води. Потік води, що подається насосом, розділяється на чотири окремі гілки через:

- а) регульований клапан прямо на ОНП головного двигуна.
- б) регульований клапан до охолоджувача масла розподільчого валу, за наявності.
- в) маслоохолоджувач і охолоджувач прісної води охолодження циліндрів, які встановлені послідовно.

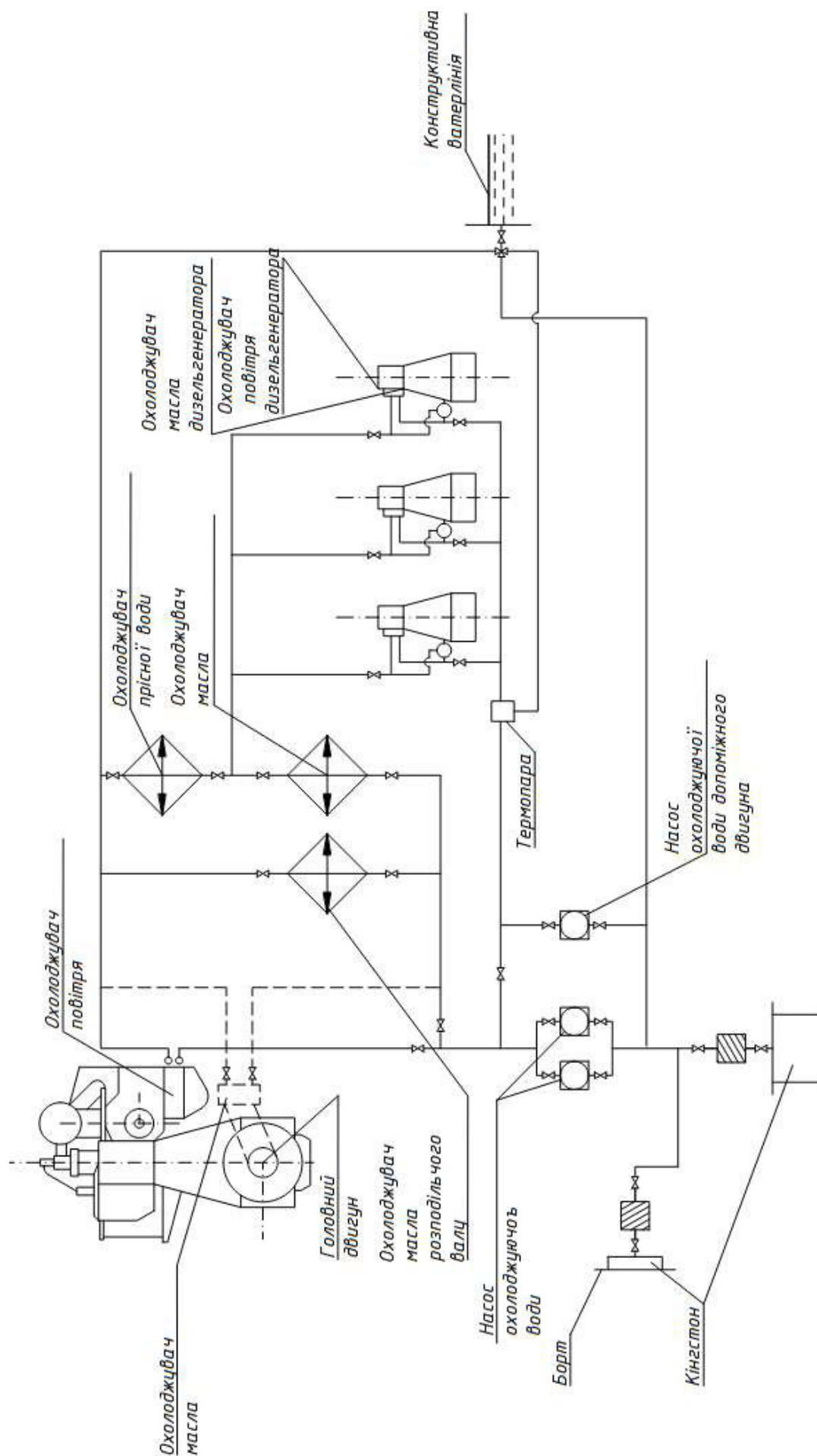


Рис. 3.3. Система забортної охолоджуючої води

г) незворотний клапан на допоміжні двигуни.

Забортна вода із згаданих чотирьох гілок надалі знов змішується і потім поступає до терморегулятора з триходовим клапаном і на клапан зливу води за борт.

Терморегулятор управляється датчиком температури встановленим в приймальній трубі заборотної води. Терморегулятор відрегульований так, щоб вода в приймальному патрубку насоса підтримувалася на рівні вище 10 °С в цілях запобігання загусанню змащувального масла на холодних поверхнях охолодження. Якщо температура заборотної води на вході падає нижче встановленого рівня, терморегулятор здійснює рециркуляцію води до всмоктуючого трубопроводу насоса заборотної води.

Система охолодження циліндрів (рис.3.4)

Прісна охолоджуюча вода прокачується через охолоджувач і циліндри головного двигуна насосом прісної води охолодження циліндрів. Терморегулятор на виході з охолоджувача змішує охолоджену і неохолоджену прісну воду в такому співвідношенні щоб температура прісної води на виході з головного двигуна підтримувалася приблизно 80 °С.

Клапан терморегулятора управляється термодатчиком, встановленому на виході прісної води з двигуна.

Вбудований контур на допоміжних двигунах забезпечує постійну температуру 80 °С на виході з допоміжних двигунів.

Для запобігання скупчуванню повітря в системі охолодження на вихідному трубопроводі передбачений деаераційний бачок (циклонний бачок). Розширювальний бак компенсує різницю в об'ємі води при зміні температури.

На випадок надмірного скупчення пари або повітря в системі передбачена аварійно - попереджувальна сигналізація. В цілях запобігання підвищеному зносу втулок циліндрів необхідно підтримувати температуру охолоджуючої

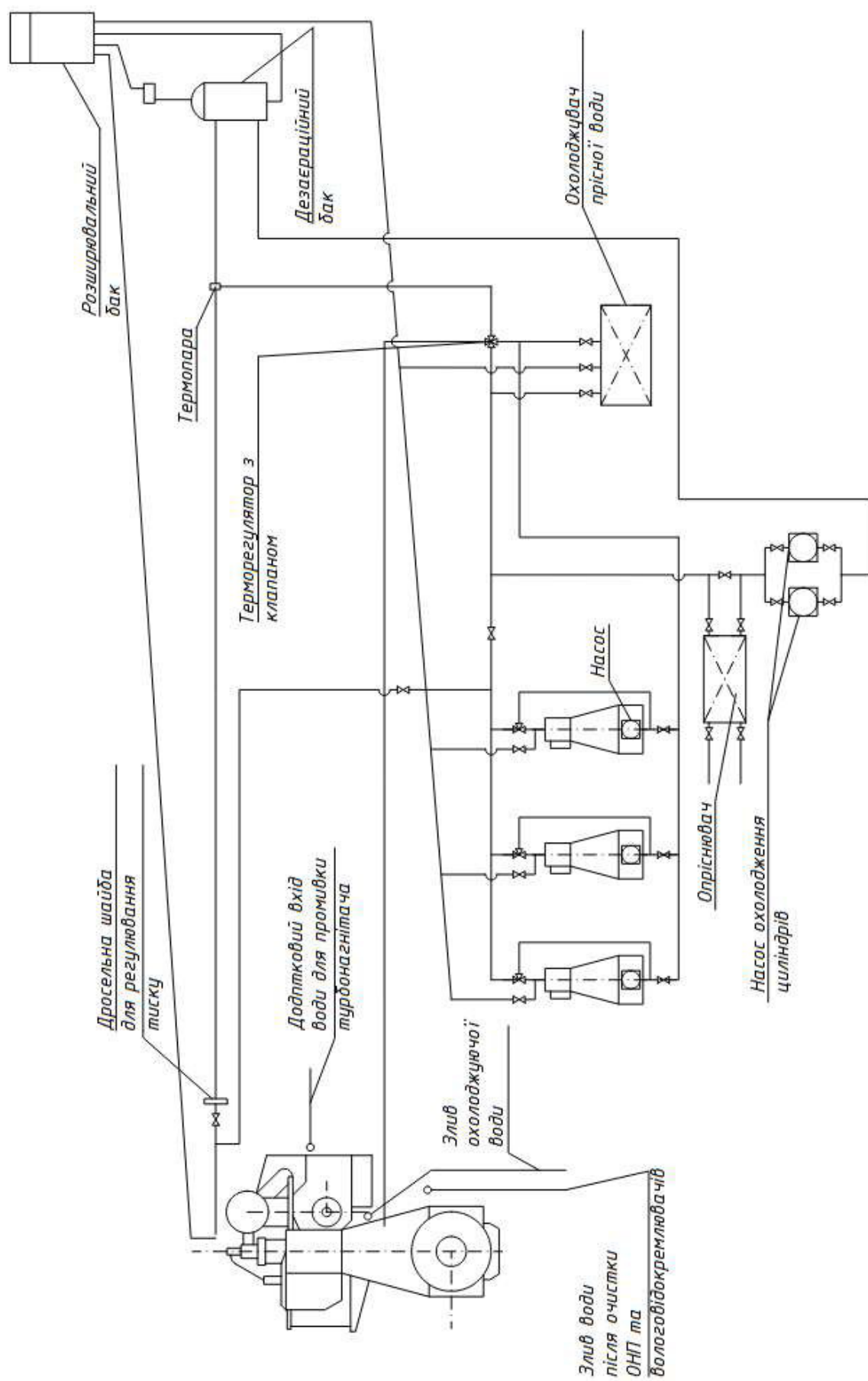


Рис. 3.4. Система охолодження циліндрів

води на виході в межах 80-85 °С. Нижча температура може викликати конденсацію сірчаної кислоти на втулках циліндрів.

Центральна система охолодження

В центральній системі водяного охолодження центральний насос охолоджуючої води прокачує прісну воду низькотемпературного контура (центральну охолоджуючу воду) по контуру охолодження:

– паралельно через ОНП маслоохолоджувач розпредвала, а також через маслоохолоджувач і охолоджувач прісної води тієї, що охолоджує циліндри, причому два останні встановлені послідовно.

Температура в системі регулюється терморегулятором. Його регулюючий клапан налагоджений так, щоб мінімальна температура на вході в ОНВ і обидва маслоохолоджувача була вища 10 °С.

Оскільки надлишкова витрата охолоджуючої води через відносно малий маслоохолоджувач розпредвала, при його наявності, може викликати корозію, клапан на вході охолоджуючої води слідує задросселювати так, щоб витримати підвищення температури води в охолоджувачі приблизно на 10 °С.

Розрахунок системи охолодження прісної води

1) Кількість теплоти, прісною водою, що відводиться від циліндрів.

$$Q_{\text{ц}} = \alpha_{w_1} \times ge \times Ne \times Q_H, \text{кДж/год}$$

де: α_{w_1} – частка теплоти

ge – питома ефективна витрата палива $ge = 0,172 \text{ кг/кВт*год}$

Ne – ефективна потужність, $Ne = 15800 \text{ кВт}$

Q_H – нижча теплота згорання палива, $Q_H = 42700 \text{ кДж/кг}$

$$Q_{\text{ц}} = 0,12 \times 0,172 \times 15800 \times 42700 = 13,9 \times 10^6 \text{ кДж/год}$$

2) Кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів.

$$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{C_{\text{п}} \times \Delta t_{\text{ц}} \div \rho_{\text{п}}} \text{ м}^3/\text{год}$$

де: $C_{\text{п}}$ – теплоємність прісної води, $C_{\text{п}} = 4,19 \text{ кДж/кг*К}$

$\Delta t_{\text{ц}}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів $\Delta t_{\text{ц}} = 10^{\circ}\text{C}$

$\rho_{\text{п}}$ – щільність прісної води, $\rho_{\text{п}} = 1000 \text{ кг/м}^3$

$$W_{\text{ц}} = \frac{13,9 \times 10^6}{4,19 \times 10 \times 1000} = 332,3 \text{ м}^3/\text{год}$$

3) Подача головного циркуляційного насоса прісної води

$$W_{\text{пв}} = K_3 \times W_{\text{ц}} \text{ м}^3/\text{год}$$

де: K_3 – коефіцієнт запасу подачі насоса, $K_3 = 1,13$

$$W_{\text{пв}} = 1,13 \times 332,3 = 375,5 \text{ м}^3/\text{год}$$

4) Площина теплопередаючої поверхні водо-водяного холодильника

$$F_{\text{с}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{K_{\text{с}} \times \Delta t_{\text{ср}}} \text{ м}^2$$

де: $K_{\text{с}}$ – коефіцієнт теплопередачі від прісної води до заборотної

$$K_{\text{с}} = 5000 \text{ кДж/м}^2\text{К}^2$$

$\Delta t_{\text{ср}}$ - температурний натиск

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_2'' + t_1''}{2} - \frac{t_2^3 + t_1^3}{2},$$

де: t_2'', t_1'' - температури прісної води на вході і виході в теплообмінник

$$t_2'' = 80^{\circ}\text{C}, t_1'' = 70^{\circ}\text{C}.$$

t_2^3, t_1^3 - температура заборотної води на виході і вході в теплообмінник

$$t_2^3 = 42^{\circ}\text{C}, t_1^3 = 32^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{80 + 70}{2} - \frac{42 + 32}{2} = 38^{\circ}\text{C}$$

$$F_{\text{с}} = \frac{13,9 \times 10^6}{5000 \times 38} = 73,2 \text{ м}^2$$

5) Потужність споживана насосом прісної води

$$N_{\text{п}} = 0,272 \times \frac{W_{\text{пв}} \times H \times \rho_{\text{п}}}{\eta_{\text{нас}}} \times 10^{-5}$$

де: H – натиск насоса, $H = 40 \text{ м}$

$$\eta_{\text{нас}} - \text{ККД відцентрового насоса } \eta_{\text{нас}} = 0,75$$

$$N_{II} = 0,272 \times \frac{375,5 \times 40 \times 1000}{0,75} \times 10^{-5} = 54,47 \text{ кВт}$$

Розрахунок контуру забортої води

1) Кількість теплоти, забортою водою, що відводиться, в холодильнику надувочного повітря

$$Q_{ОНП} = G_4 \times C_p \times \Delta t_{HB}$$

де: C_p – середня масова ізобарна теплоємність повітря $C_p = 1$

Δt_{HB} – перепад температур повітря в холодильнику $\Delta t_{HB} = 120^\circ \text{C}$

G_4 – годинна витрата повітря двигуном, кг/г

$$G_4 = 14,3 \times ge \times Ne \times \alpha_\epsilon$$

де: α_ϵ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_\epsilon = 2,78$

$$G_4 = 14,3 \times 0,172 \times 15800 \times 2,78 = 108035,5 \text{ кг/год}$$

$$Q_{ОНП} = 108035,5 \times 1 \times 120 = 12,9 \times 10^6 \text{ кДж/год}$$

2) Кількість забортої води, необхідної для охолодження надувочного повітря

$$W_{HP} = \frac{Q_{ОНП}}{C_3 \times \Delta t_3 \times \rho_3} \text{ м}^3/\text{год}$$

де: C_3 – теплоємність забортої води, $C_3 = 4,4 \text{ кДж/кг}^\circ\text{К}$; Δt_3 – температурний перепад забортої води $\Delta t_3 = 8^\circ \text{C}$; ρ_3 – щільність забортої води $\rho_3 = 1023 \text{ кг/м}^3$

$$W_{HP} = \frac{12,9 \times 10^6}{4,4 \times 8 \times 1025} = 359,3 \text{ м}^3/\text{год}$$

3) Розхід забортої води на водомасляний холодильник

$$W_M = \frac{Q_{MG}}{C_3 \times \Delta t_3 \times \rho_3} \text{ м}^3/\text{год}$$

$$W_M = \frac{5,71 \times 10^6}{4,4 \times 8 \times 1025} = 149,5 \text{ м}^3/\text{год}$$

4) Кількість забортої води необхідної для охолодження циркуляційної (прісною) води, м³/год

$$W_\epsilon = \frac{Q_\epsilon}{C_3 \times \Delta t_3 \times \rho_3} \text{ м}^3/\text{год}$$

$$W_6 = \frac{13,9 \times 10^6}{4,4 \times 8 \times 1025} = 385,3 \text{ м}^3/\text{год}$$

5) Подача насоса заборної води

$$W_3 = K_{3АП} \times (W_{НП} + W_M + W_6) \text{ м}^3/\text{год}$$

де: $K_{3АП}$ – коефіцієнт запасу подачі $K_{3АП} = 1,2$

$$W_3 = 1,2 \times (359,3 + 149,5 + 385,3) = 1072,9 \text{ м}^3/\text{год}$$

6) Площина поверхні фільтру заборної води

$$F_{\Phi 3B} = \frac{W_3}{3600 \times K_{ЖС} \times v_{3B}} \text{ м}^2$$

де: $K_{ЖС}$ – коефіцієнт живого перетину фільтру $K_{ЖС} = 0,25$; v_{3B} – швидкість води, що допускається, у фільтрі, $v_{3B} = 0,2 \text{ м/с}$

$$F_{\Phi 3B} = \frac{1072,9}{3600 \times 0,25 \times 0,2} = 5,96 \text{ м}^2 .$$

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ДОВКІЛЛЯ

4.1. Охорона праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.

Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;

- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (СО; SO₂; СН). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату,

що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α° , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/10 2	0,56/10 1	0,56/10 1	0,56/10 1

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення

Рівень шуму вироблений двигуном 6ДКРН 60/240 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 105 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 105 \text{ хв}^{-1}$;

Ne – номінальна потужність двигуна, $Ne = 15800 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(105 + 15800^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{105}{105}\right) \right] = 78,9$$

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 6ДКРН 60/240 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{ Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 480000 \text{ кг}$;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{105 \cdot 15800^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 15800}{480000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{480000}{15800}} + 30 \lg \left(\frac{105}{105} \right) \right) = 72,48 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження неврівноважених мас за допомогою противаг.

Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:
– перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;

- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

4.2. Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень [10].

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до задихання). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самотійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Діоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в сердечно – судинній

системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення *метагемоглобіна*; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тому, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї

речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівної витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є *окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання*.

Для бензинових двигунів такими є *окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів)*. Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 .

Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є *смог*. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- *смог крижани (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель тумана і пари опалювальних систем;

- *просто смог (лондонського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;

- *смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий)* – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнитрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіолого – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидам азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатокамерні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

Рециркуляція ВГ

Невелику кількість ВГ (10 – 12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (по іншим даним до 20%). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40 – 50%). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Додатки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетілсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетілсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні,

каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масло, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі наведені результати розробки системи охолодження двигуна контейнеровоза водотоннажністю 9900 т. В якості базового був обраний двигун 6ДКРН 60/240 потужністю 15800 кВт.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу та теплового балансу. В результаті розрахунків динаміки встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипу. Можна прийняти, що проєктований двигун не потребує конструктивних змін основних деталей руху.

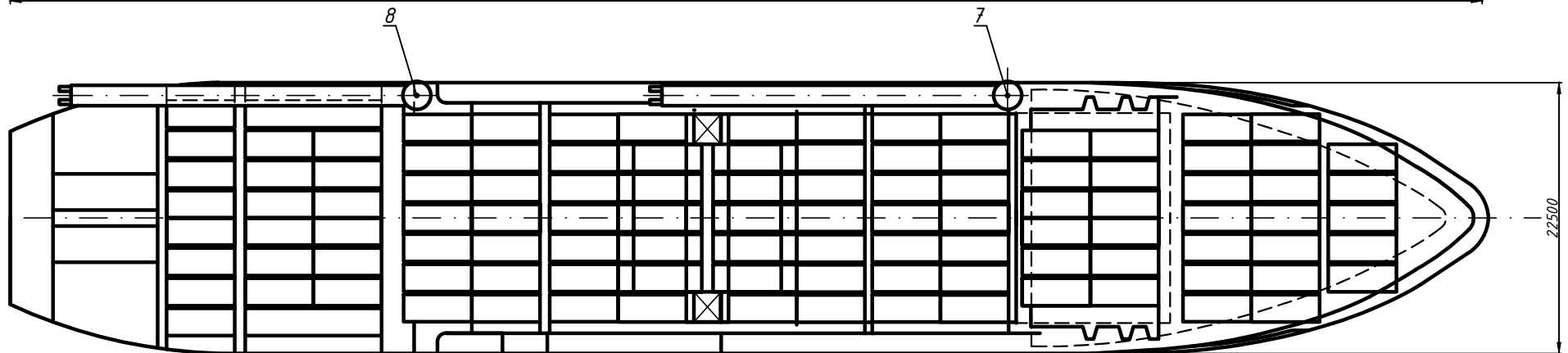
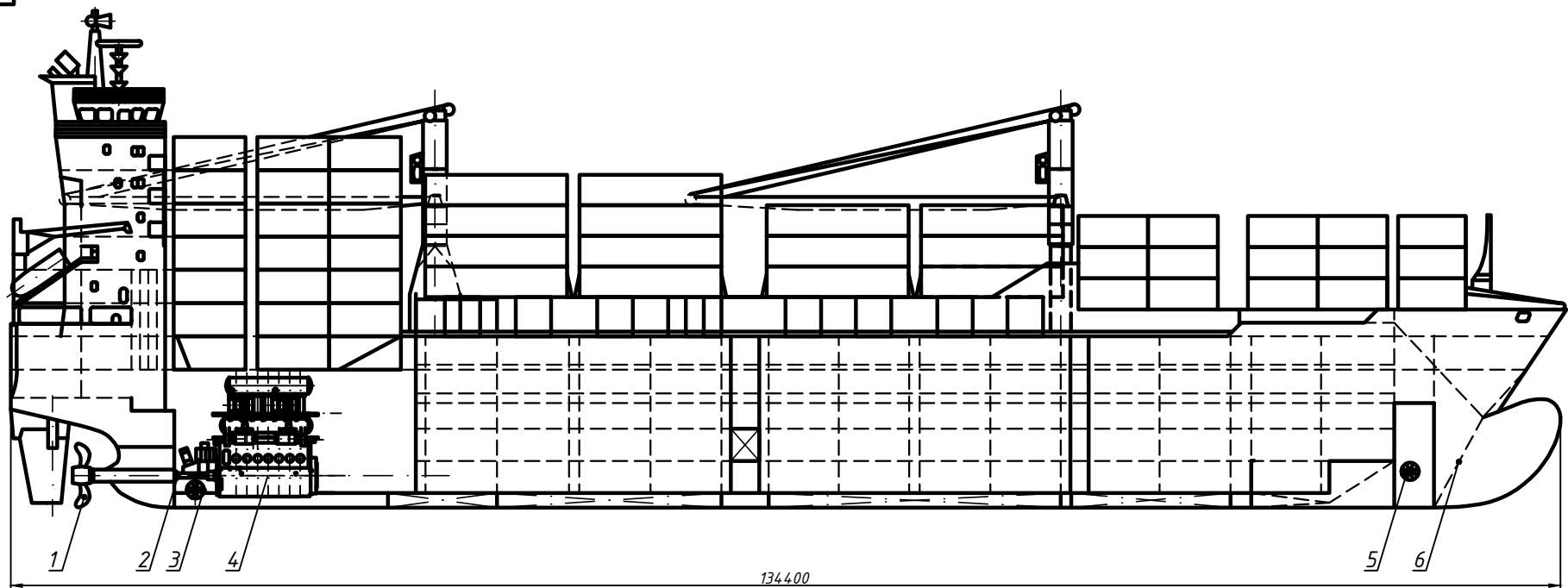
Були проаналізовані можливі шляхи підвищення ефективності двигуна, а також проведені розрахунки систем охолодження та їх основних елементів, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

У роботі здійснено аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що виникають під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи головних двигунів. Також розглянуто основні заходи безпеки, яких слід дотримуватися під час їх технічного обслуговування та ремонту.

ЛІТЕРАТУРА

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. - 332с.
2. Bilousov I.V. Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40 с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
7. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
9. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
10. 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.

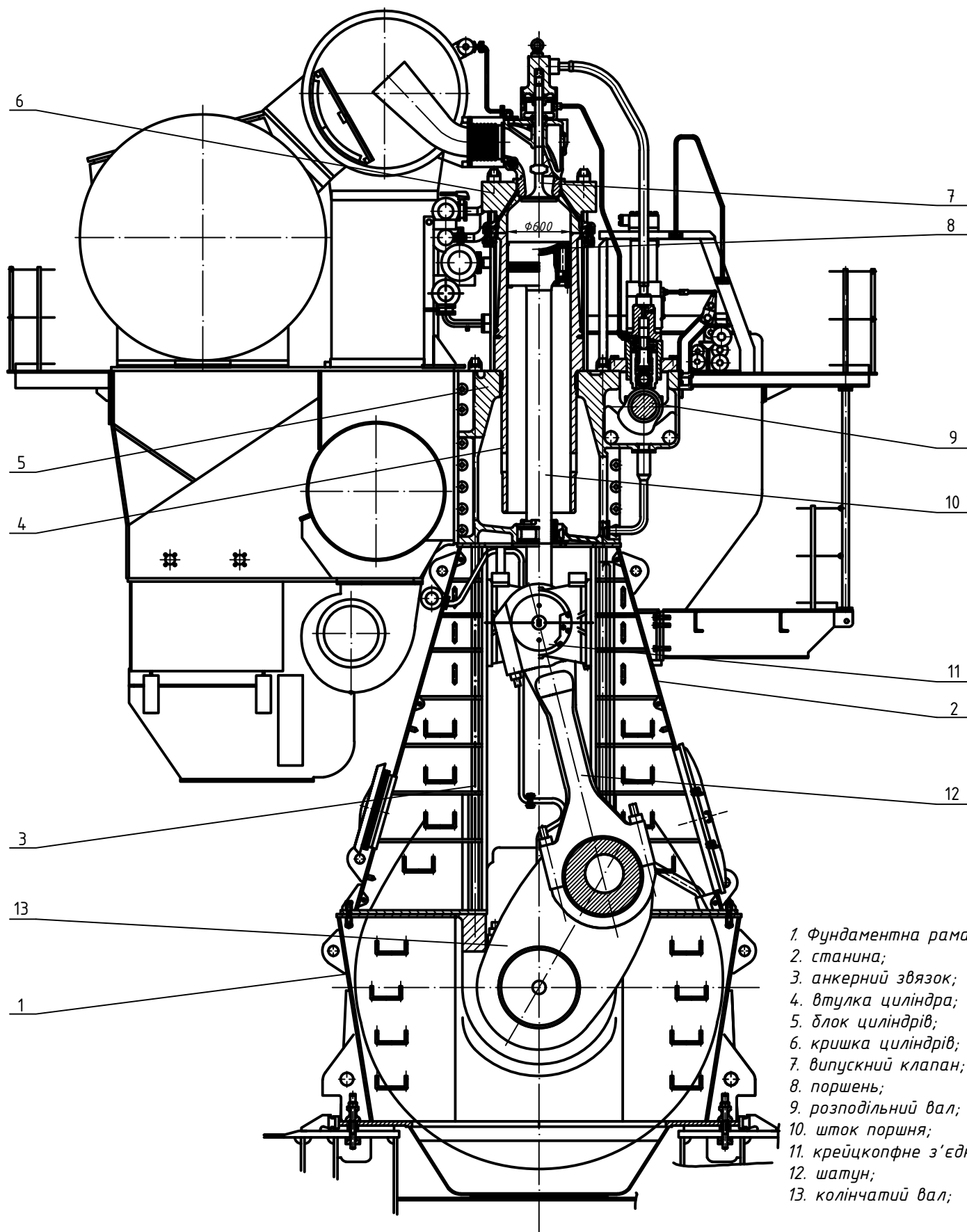
ДОДАТКИ



Довжина найбільша, м	134,40
Довжина між перпендикулярами, м	125,08
Ширина найбільша, м	22,50
Максимальна осадка, м	8,70
Валова місткість, т	9990
Чиста місткість, т	6006
Повна вантажопідйомність судна, т	11190
Об'єм баластних цистерн, м ³	3936
Швидкість судна, вуз	18

- 1 Гвинт регульованого кроку
- 2 Валопровід
- 3 Кормовий підрулюючий пристрій
- 4 Головний двигун
- 5 Носовий підрулюючий пристрій
- 6 Баластні цистерни
- 7 Кран носовий
- 8 Кран кормовий

				ПННН НУК 131.61.25.14.01.			
				Судно "MAERSK FALMOUTH"			
Вид	Віст	№ докум.	Підпис	Варт.	Віст	Маса	Масштаб
Студент	Місцев. в.с.						1:200
Класифік.	Виконавчий А.С.				Архив	Архив	
Додатковий	Додатковий Р.В.				61-ТЕМмаг-243		

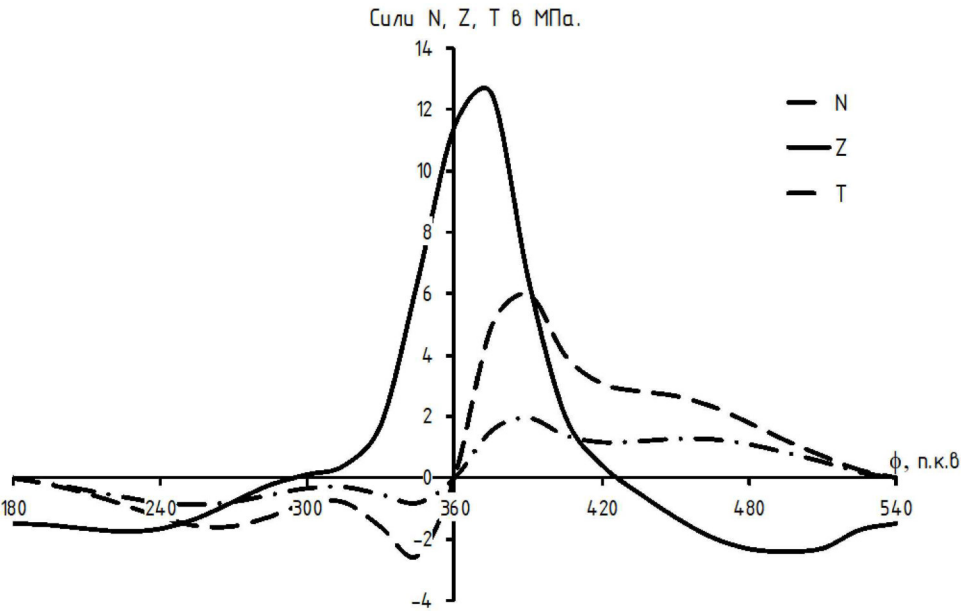
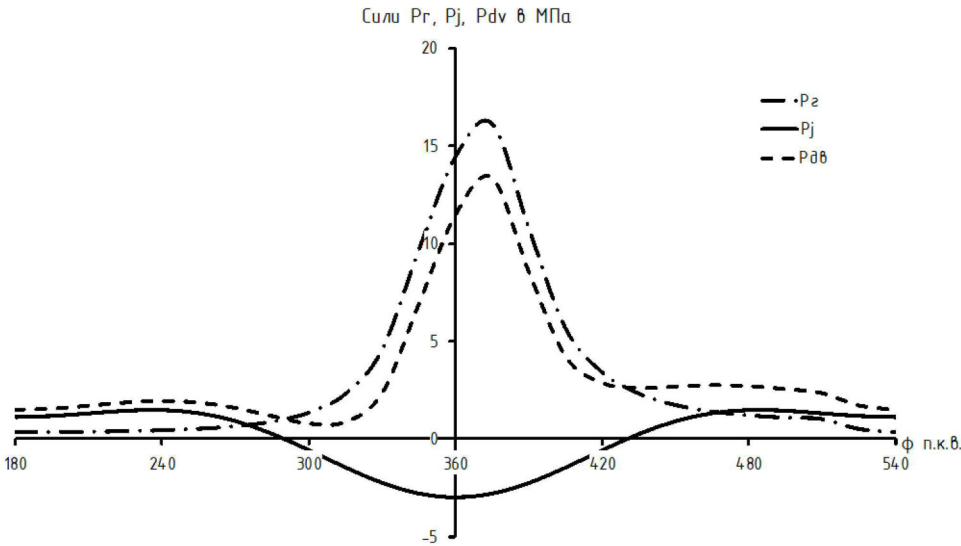
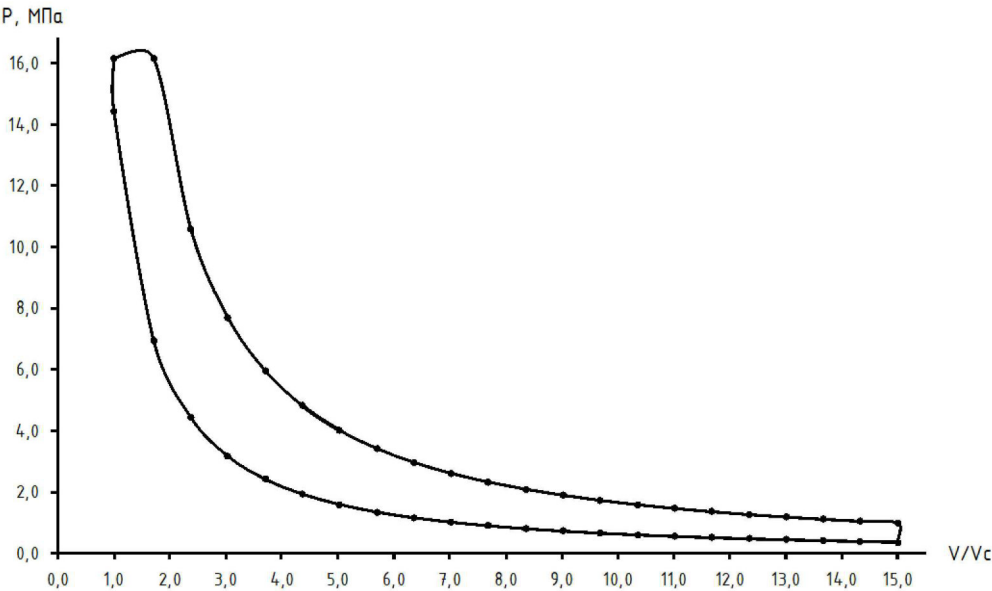


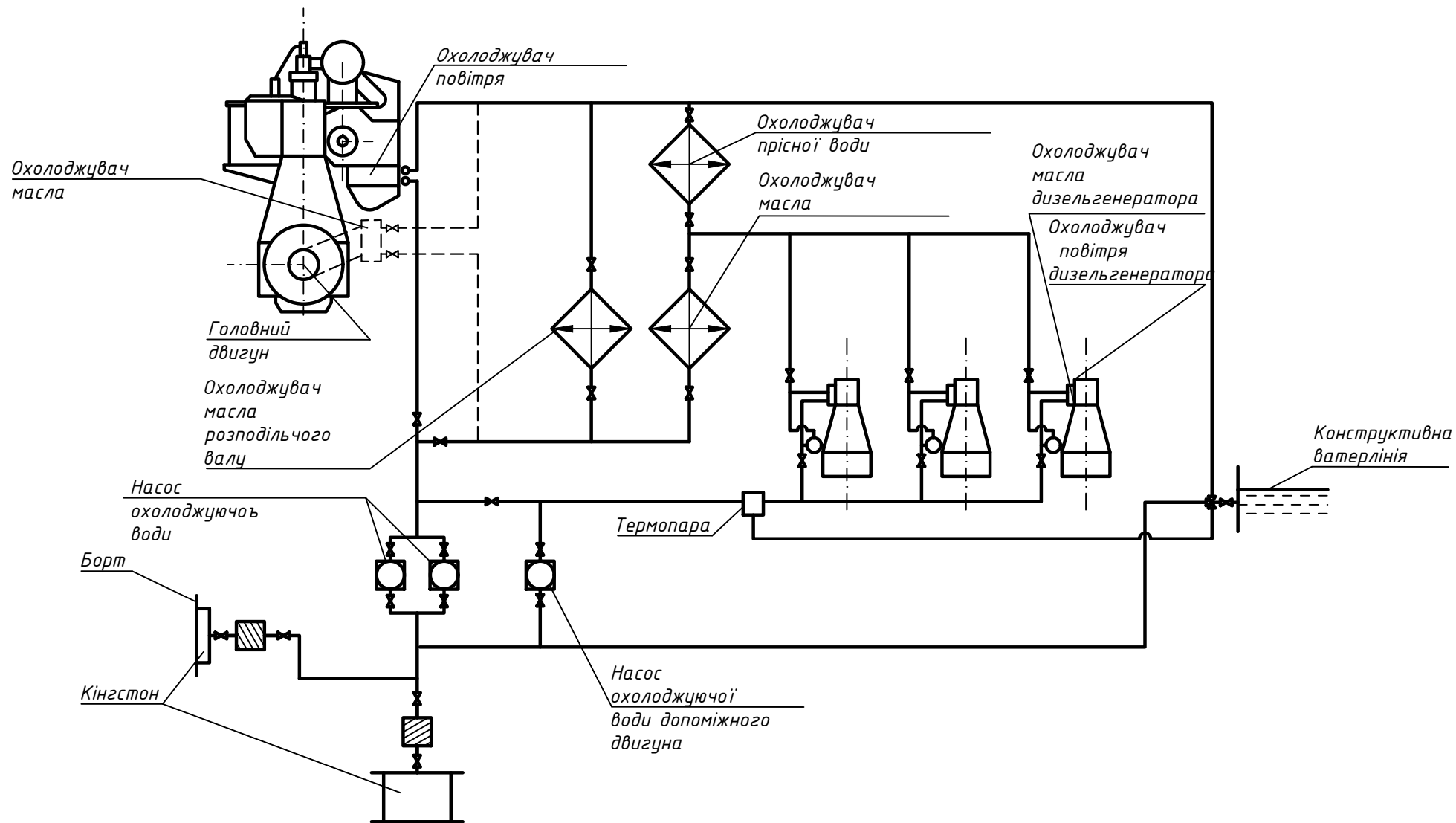
1. Фундаментна рама;
2. станина;
3. анкерний зв'язок;
4. втулка циліндра;
5. блок циліндрів;
6. кришка циліндрів;
7. випускний клапан;
8. поршень;
9. розподільний вал;
10. шток поршня;
11. крейцкопфне з'єднання;
12. шатун;
13. колінчатий вал;

ПННІ НУК 131.61.25.14.02.						MAN B&W S60MC-C (6DKPH 60/240)			1:20
Знак	Візит	№ докум.	Підпис	Дата		Автом.	Маса	Маса	
Складові	Індекси	В.Г.				Архив	Архив	Архив	
Конструкт.									
Проєктант	Підписаний	В.Г.							
Інженер	Підписаний	В.Г.							

Діаграми діючих у КШМ сил

Індикаторна діаграма





ПННІ НУК 131.61.25.14.04.					
Система охолодження забортної води					
Вид	Діаг.	№ докум.	Підпис	Дата	Лист
Створено	Віновий В.С.				Маса
Скорект.					Масштаб
Перевірив	Віновий В.С.				Лист
Затвердив	Віновий В.С.				Архив
61-ТЕМмаг-24.3					

