

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 21/32

(HYUNDAI HIMSSEN 6H-21/32)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти



Олексій ГОГОРЕНКО



Ігор ЛИХОДІД

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Бакалавр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Лиходіду Ігорю Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 6ЧН 21/32
(*Hyundai HiMSEN 6H-21/32*)

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна 960 кВт; частота обертів колінчатого валу – 750 хв-1; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,7; ступінь стиску – 16; температура оточуючого середовища – 20 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу; розрахунок та побудова індикаторної діаграми; кінематичний розрахунок КШМ; розрахунок і побудова діаграм динаміки; розрахунок елементів паливної системи; організація охорони праці.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна типу 6ЧН 21/32 (Hyundai HiMSEN 6H-21/32);
Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;
Схема паливної системи.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

 (підпис)

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 960 кВт при номінальній частоті обертання колінчатого валу 750 хв^{-1} . В якості базового двигуна був обраний двигун Hyundai HiMSEN 6H-21/32 (6ЧН 21/32).

В роботі виконано розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також розрахунок основних елементів паливної системи. Наведено заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 60 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 16 джерел інформації. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун судновий, форсунка, насос паливний, паливна система.

The qualification project presents the results of calculations for a marine internal combustion engine with a power output of 960 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 750 rpm. The Hyundai HiMSEN 6H-21/32 (6ЧН 21/32) engine was chosen as the base model.

The project includes calculations of the engine's working cycle, dynamic loads, as well as the calculation of the main components of the fuel system. Measures to ensure occupational safety are also provided.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 60 pages of explanatory and calculation notes. A total of 16 information sources were used. The graphical part is presented on 3 drawings in A1 format.

Keywords: marine engine, fuel injector, fuel pump, fuel system.

					КРБ.142.4221.25.07.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		3

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Опис конструкції двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32.....	7
1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування	7
1.2 Конструкція основних елементів двигуна	9
1.3 Висновок до розділу.....	14
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна	
Hyundai HiMSEN 6H-21/32.....	15
2.1 Вступ	15
2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	15
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	17
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	26
2.5 Кінематичний розрахунок КШМ.....	28
2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	30
2.7 Висновок до розділу.....	37
3 Розрахунок і розробка принципової схеми паливної системи двигуна	
Hyundai HiMSEN 6H-21/32.....	38
3.1 Вступ.....	38
3.2 Паливна система двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32.....	38
3.3 Огляд основних компонентів паливної системи	41
3.4 Вимоги до ефективності та надійності паливної системи	44
3.5 Розрахунок паливної системи.....	45
3.5 Висновок до розділу.....	47
4 Організація охорони праці та охорони навколишнього середовища	49
4.1 Вступ.....	49
4.2 Нормативно-правове забезпечення	50
4.3 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів при роботі з ДВЗ	51

4.4	Заходи щодо забезпечення безпеки персоналу	53
4.5	Організація охорони навколишнього середовища	55
4.6	Висновок до розділу.....	56
	Висновок.....	57
	Список використаної літератури	58
	Додатки.....	60

ВСТУП

В суднобудуванні, автомобілебудуванні, в техніці, а також в різних галузях народного господарства в якості джерела механічної енергії використовуються двигуни самих різних типів і схем. Але найбільше і, можна сказати, панівне поширення набули поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Перевага поршневих двигунів визначається їх високою економічністю. Через цю якість вони відносяться до кращих серед усіх відомих. Висока економічність обумовлена значними ступенями стиску і високими температурами робочого тіла цих машин. Але це зовсім не означає, що вичерпані всі резерви для їх покращення.

Конструктори, інженери-дослідники та вчені невпинно працюють над створенням більш досконалих і економічних поршневих двигунів. В ході робіт народжуються пропозиції, які не завжди можуть бути негайно реалізовані і проведені в життя. Часом забезпечення впровадження якої-небудь пропозиції вимагає серйозного попереднього вивчення цілого ряду технічних проблем, а в окремих випадках – розробки методів і засобів вирішення цих проблем. Це виявляється можливим і ефективним тоді, коли дослідник володіє відповідним теоретичним інструментарієм аналізу процесів, які протікають в двигунах.

В бакалаврській кваліфікаційній роботі розглянуто судновий двигун компанії Hyundai Heavy Industries, яка є найбільшим у світі виробником суднових дизельних двигуна і випускає близько 35 % суднових дизелів на світовому ринку. Крім того, компанія виготовляє гребні гвинти, масляні насоси, систем очищення баластних вод, і бічні двигуни.

Двигун Hyundai HiMSEN 6H-21/32 середньообертовий, з турбонаддувом, номінальною потужністю 960 кВт при 750 об/хв. колінчатого валу.

					КРБ.142.4221.25.07.00.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА

HYUNDAI HIMSEN 6H-21/32

1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування

Сімейство двигунів HiMSEN відрізняються оригінальною філософією дизайну, простою і надійністю. Крім того двигуни мають високу продуктивність в аналогічному діапазоні потужностей двигунів, низька витрата палива, швидкі прискорення і реакцію на навантаження, низький рівень викидів NO_x , що відповідає вимогам ІМО II, низький рівень вібрації і шуму. Судновій енергетиці двигуни застосовуються в якості головних, або у складі генераторних установок. Крім суднового застосування двигуни HiMSEN використовуються на дизельних електростанціях, швидкокомтованих електростанціях, в якості аварійних електрогенераторів, а також для атомних електростанцій.

Двигуни HiMSEN було успішно запущені на ринок з 2001 року завдяки підтримці та співпраці від багатьох компаній, верфей та класифікаційних товариств.

Двигун 6H-21/32 – чотиритактний, середньообертовий двигун фірми HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES, потужністю 960 кВт. Частота обертання становить 750 хв^{-1} . Середня швидкість поршня – 8,6 м/с. Середній ефективний тиск – 2,31 МПа. Маса двигуна – 52 т. Діаметр циліндра – 210 мм, хід поршня – 320 мм. Витрата палива – 208 г/(кВт·год).

Поперечний перетин та повздовжній вид двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32 представлені на рис. 1.1 та 1.2 відповідно.

					КРБ.142.4221.25.07.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

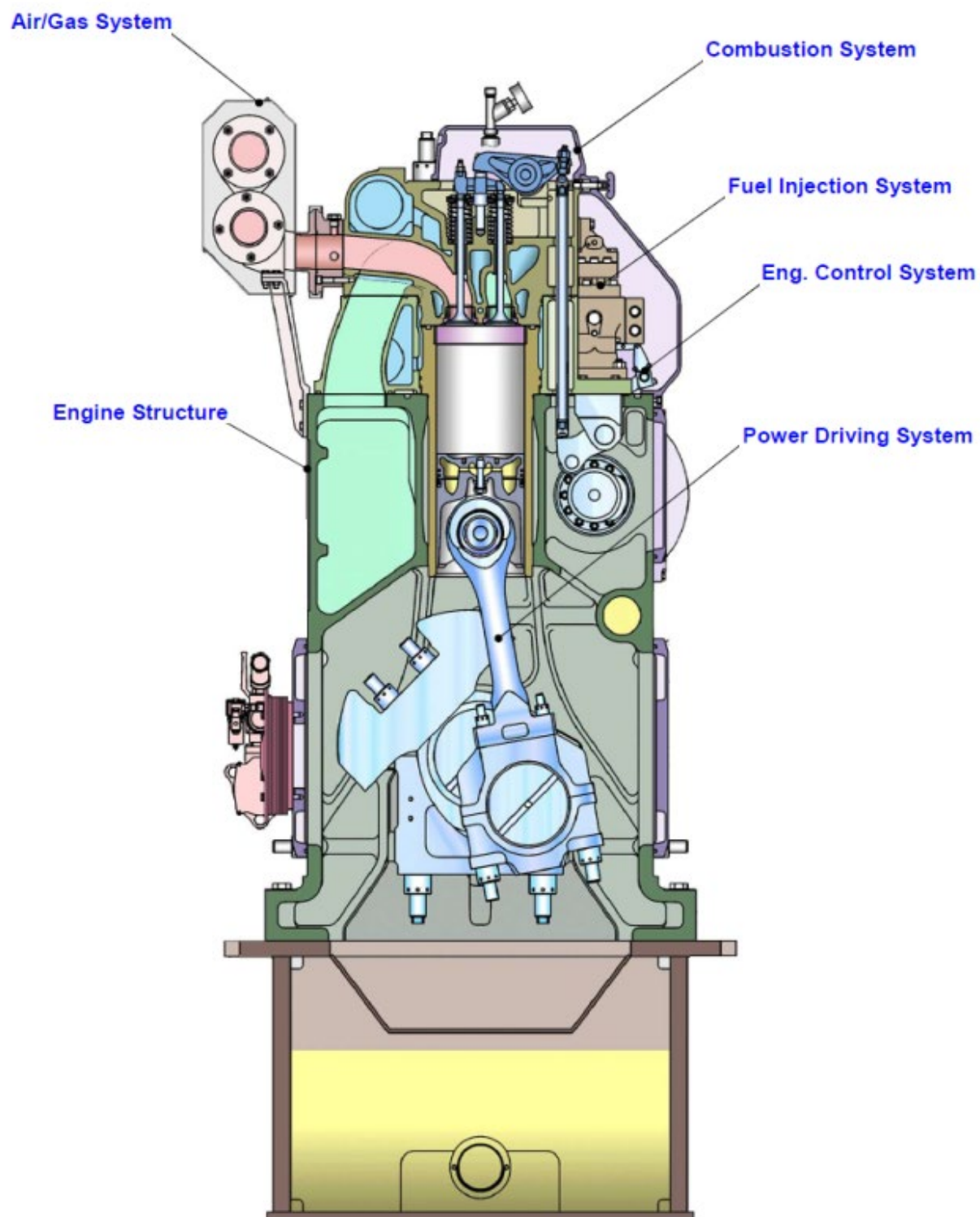


Рис. 1.1. Поперечний переріз двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32

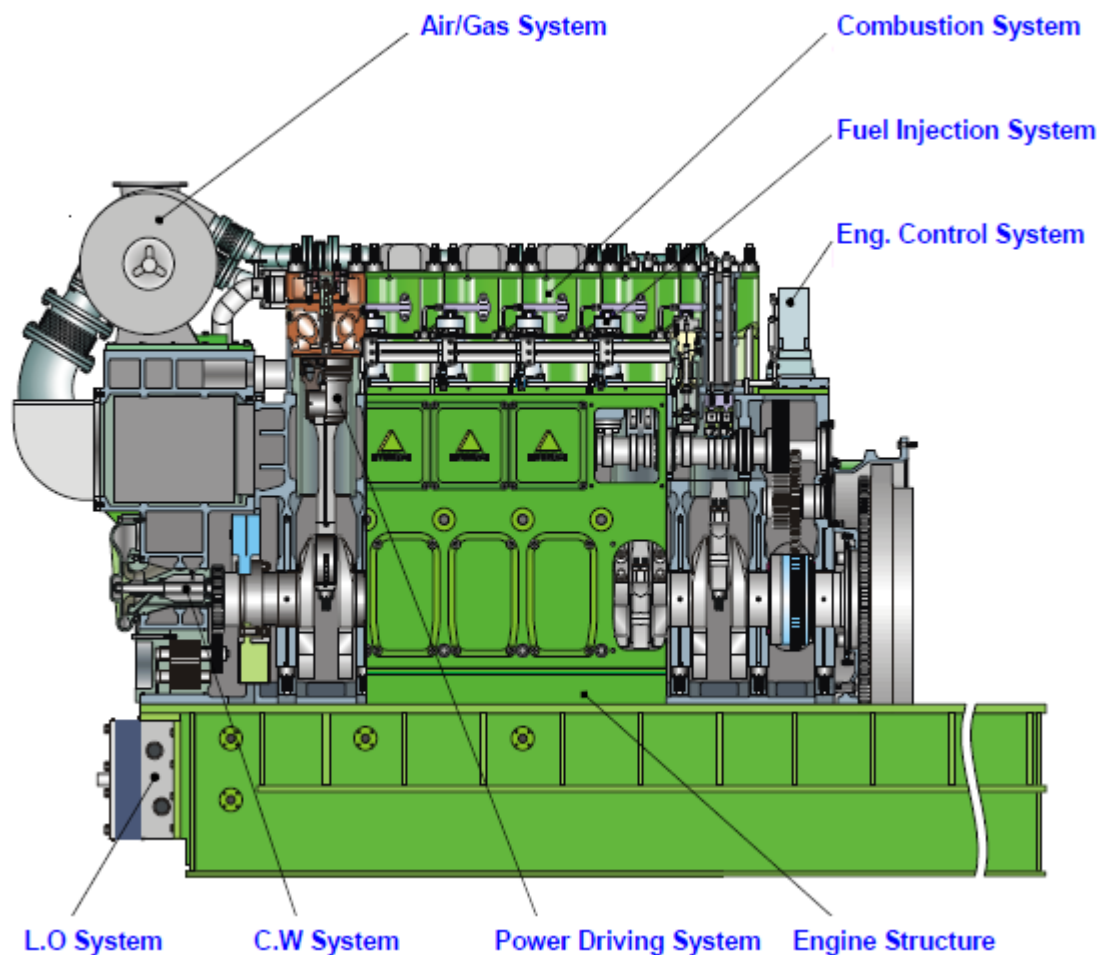


Рис. 1.2. Повздовжній вид двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32

1.2 Конструкція основних елементів двигуна

Блок двигуна (рис. 1.3) виготовлений з чавуну і має камеру згоряння і канал для мастила. Блок циліндрів не потребує обслуговування, окрім звичайної очищення повітряної камери всередині і зовні. Повітря для згоряння надходить до блоку циліндрів з охолоджувача надувного повітря. Повітряний канал блоку двигуна розподіляє повітря для кожного циліндра. Мастило надходить в масляний канал з блоку циліндрів, і поширюється на кожен корінний підшипник.

					КРБ.142.4221.25.07.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

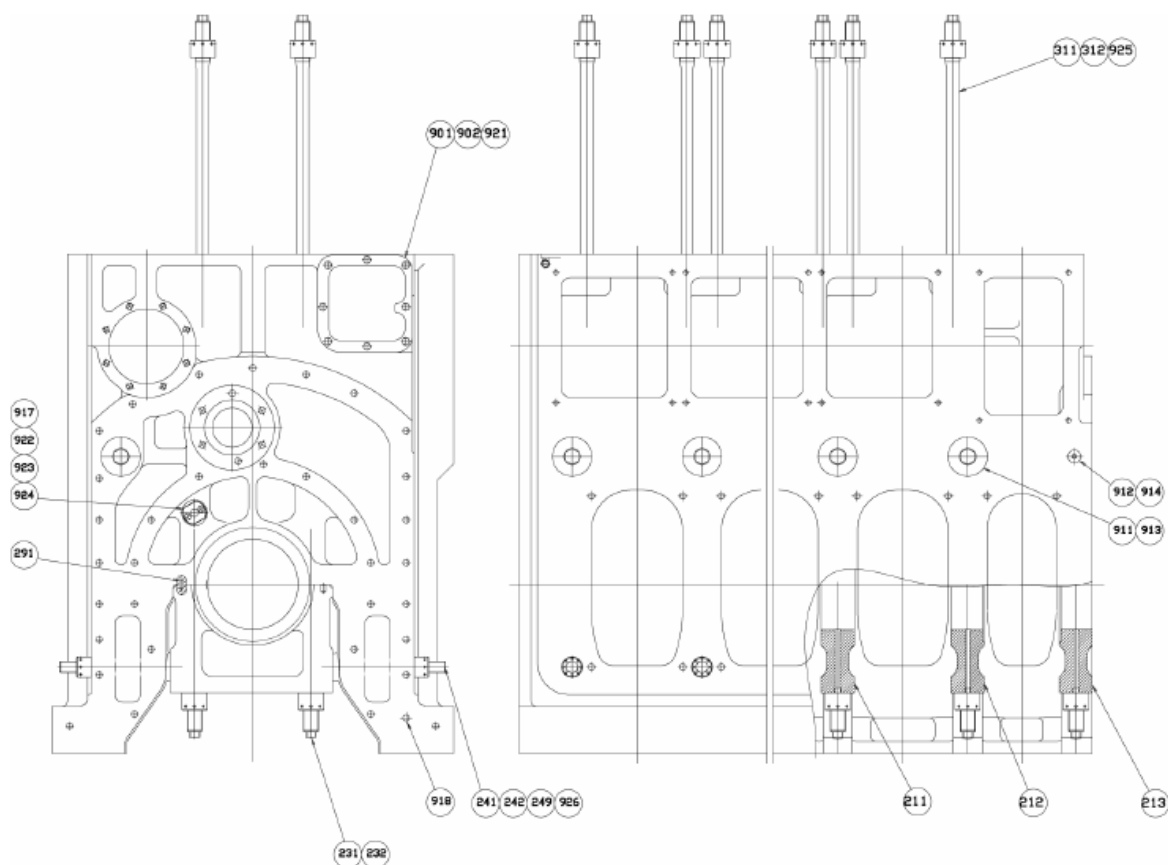


Рис. 1.3. Блок двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32

Головка циліндрів у зборі (рис. 1.4) включає в себе головку циліндра, коромисла і клапана для забору повітря і вихлопних газів. Форсунка та індикаторний клапан встановлені на голівці блоку циліндрів. Головка циліндра встановлена на втулці циліндра і прикріплюється за допомогою гідравлічно чотирма шпильками на блоці двигуна. Головка блоку циліндрів виготовлена з високоміцного чавуну і має монолітні проходи для охолоджуючої води, повітря і вихлопних газів. Головка блоку циліндрів має також отвори для подачі мастила. Два впускних і два випускних клапана встановлені на голівці блоку циліндрів. Кожен клапан має пружину і поворотний пристрій клапана, який знаходиться під управлінням коромисла.

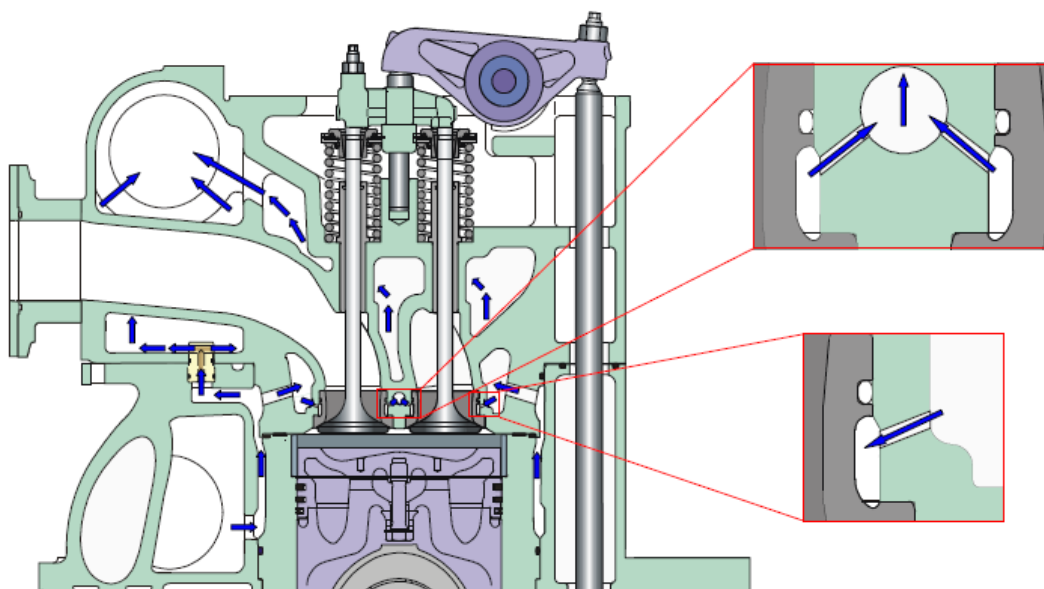


Рис. 1.4. Головка двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32

Втулка циліндра (рис. 1.5) виготовлена зі спеціального сплаву чавуну з високою зносостійкістю, охолоджується прісною водою тільки у верхній частині, яка оточена водяною сорочкою. Вогняне кільце встановлено на верхній частині втулки циліндра. Водяна сорочка виготовлена з високоміцного чавуну і встановлена на блоці циліндрів. Водяна сорочка забезпечує не тільки охолодження каналу між циліндрами, а й повітря для згорання.

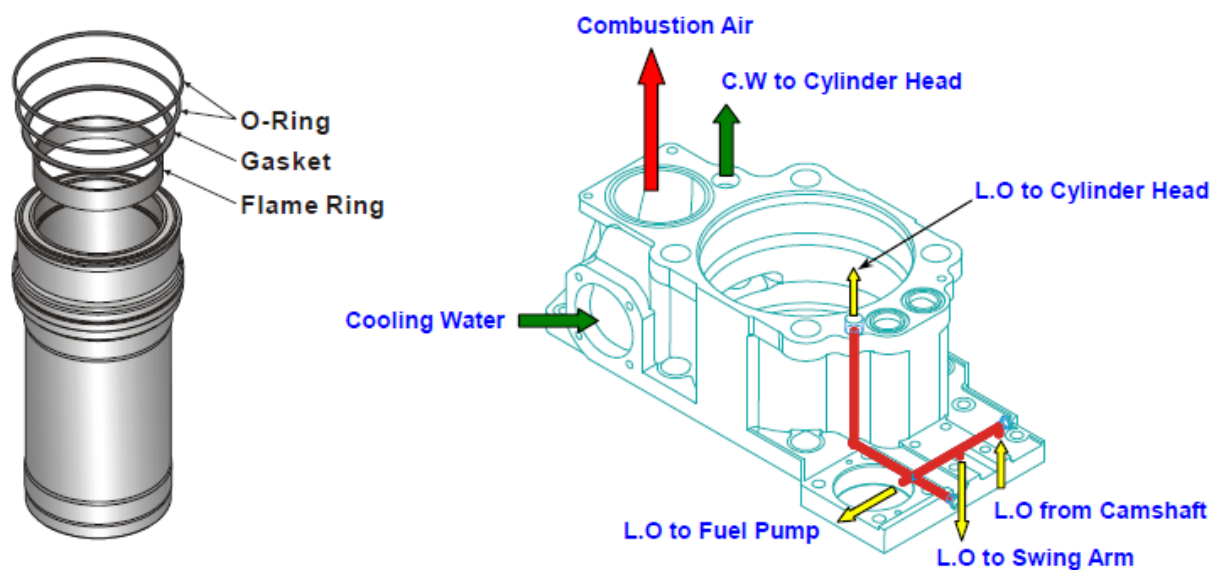


Рис. 1.5. Втулка двигуна та водяна рубашка Hyundai HiMSEN 6H-21/32

Поршень (рис. 1.6) виготовлений зі спеціальної кованої легованої сталі. Він складається з двох частин, сталевої головки і спідниці. Два компресійні кільця і одне маслозємне кільце встановлені в загартованих кільцевих канавках.

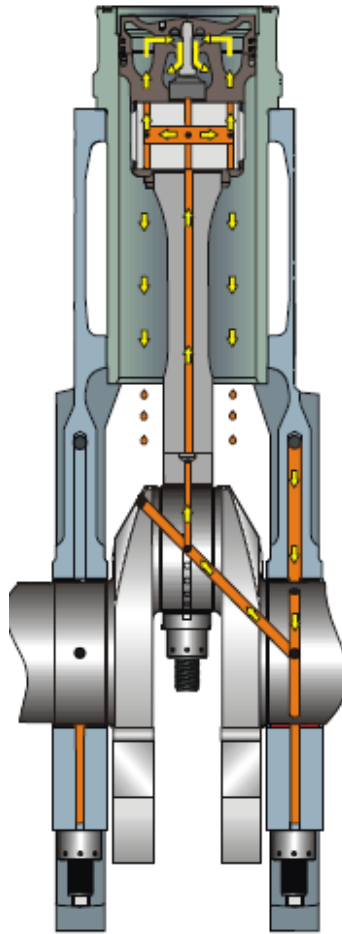


Рис. 1.6. Поршень та шатун двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32

Шатун (рис. 1.6) виконаний зі спеціальної сталі об'ємним штампуванням, який складається з трьох частин. Всі кріплення затягнуті гідравлічно для кращої надійності та обслуговування. Великий підшипник і основний підшипники зроблені з алюмінієвого матеріалу. Це достатньо для гідродинамічної масляної плівки з широким діапазоном температури масла.

Колінчастий вал (рис. 1.7) виготовлений з легованої сталі. Колінчастий вал має два противаги для балансування масових сил на кожен корінний підшипник, які кріпляться на двох шпильках.

					КРБ.142.4221.25.07.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

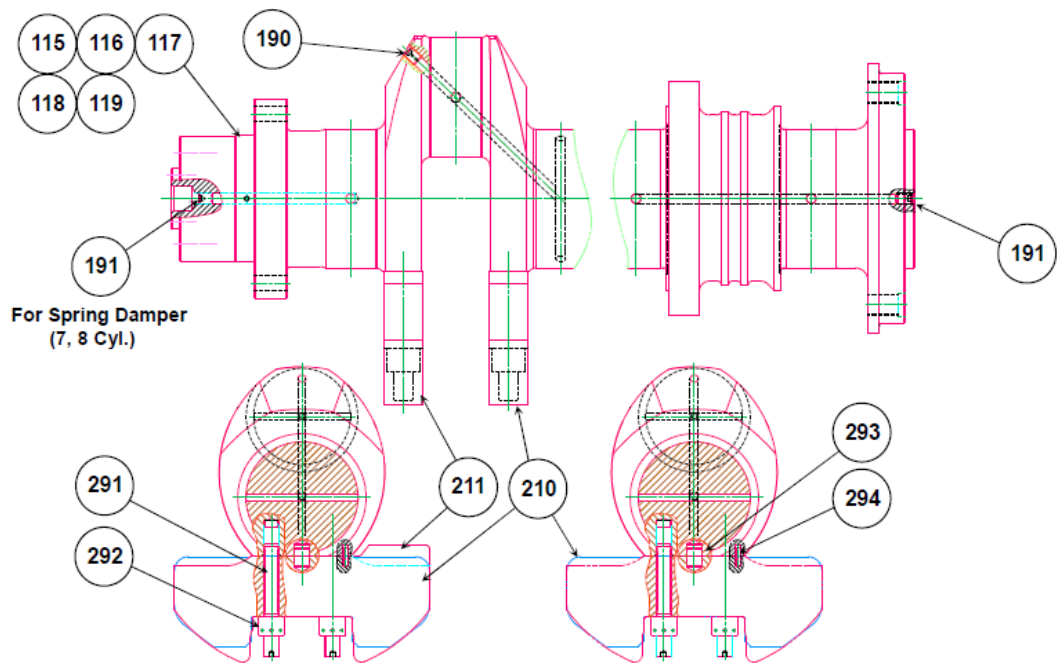


Рис. 1.7. Колінчатий вал двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32

Масило проходить через масляний канал у блок двигуна в центральний отвір кожного циліндра. А потім подається в кожен отвір колінчастого валу, основний підшипник, шатунну шийку, головку шатуна і поршень. На вільному кінці колінчастого валу, мається шестерня для приводу насосів, таких як масляні та насоси охолодження води та демпфер крутильних коливань, який зменшує крутильні коливання колінчастого валу.

Розподільний вал (рис. 1.8) розділеного типу для кожного циліндра і з'єднані гвинтами один з одним. Кожна частина розподільного валу має паливну камеру, розподільні кулачки для впускних і вихлопних газів.

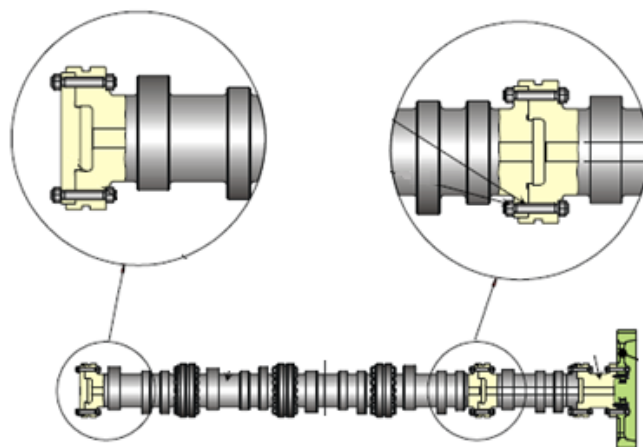


Рис. 1.8. Розподільний вал двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32

1.3 Висновок до розділу

У першому розділі наведено опис конструкції та технічних характеристик суднового дизельного двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32, який є представником чотиритактних середньообертових двигунів, що широко використовуються у складі генераторних та головних енергетичних установок. Наведено основні технічні параметри двигуна, включаючи потужність, частоту обертання, геометричні розміри, витрату палива, а також галузі його застосування.

Розглянуто конструкції основних вузлів і деталей двигуна, зокрема блока циліндрів, головки блоку, поршня, шатуна, втулки циліндра, колінчастого і розподільного валів. Особливу увагу приділено особливостям компонувальних систем змащення, охолодження, впуску та випуску, що забезпечують надійність, ефективність і довговічність роботи двигуна. Висвітлено технологічні рішення, що дозволяють знизити рівень вібрацій, шуму та шкідливих викидів, що відповідає сучасним екологічним вимогам.

Надані матеріали створюють базу для подальших розрахунків динаміки й кінематики двигуна, моделювання його робочого циклу, а також розробки технічних рішень для систем подачі палива.

					КРБ.142.4221.25.07.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

РОЗДІЛ 2. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА HYUNDAI HIMSEN 6H-21/32

2.1 Вступ

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32 проведемо на комп'ютері за методикою, яка оснований на методі теплового розрахунку Гриницького В. І. Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Вихідні параметри для розрахунку робочого циклу підбираються за паспортними даними двигуна (у розрахунку на номінальний режим), або вибираються з довідкових даних для заданого типу двигуна, його швидкохідності і призначення.

Усі додаткові параметри були взяті із підручника Ю. Я. Фомин (Судові двигуни внутрішнього згоряння).

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (номінальні атмосферні умови).

					КРБ.142.4221.25.07.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (нормальні атмосферні умови) [1].

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 12 \dots 16$ [2]. Приймаємо $\varepsilon = 16$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{\text{ц}} > 200$ мм та $\varepsilon = 16$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,6$ [2]. Приймаємо $\alpha = 2,1$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,03$ [2].

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 призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для СОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$; [2].

Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,94$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = (1,2 \dots 1,5)$ [1]. Приймаємо $\lambda = 1,35$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 \dots 15)$ К – для ДВЗ з наддувом та $(10 \dots 20)$ К – для ДВЗ без наддуву [1].

Приймаємо $\Delta T_a = 15$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,97)$ [2]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для СОД з $D_{\text{ц}} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,82 \dots 0,88$ [2]. Приймаємо $\eta_m = 0,82$.

					КРБ.142.4221.25.07.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{\text{ох}}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{\text{ох}} = 0,004$ МПа [2].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 750$ К [2].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [1]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$ [1].

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_H = 42664,4$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,7$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для 4 – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю [2].

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводиться на комп'ютері з використанням розрахункової програми розробленої в середовищі *MathCAD*. Для розрахунку обирається модель з вільним турбокомпресором. Результати розрахунків приведені на роздруківці.

Данні необхідні для побудови індикаторної діаграми розраховані та наведені у табл. 2.1., а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

					КРБ.142.4221.25.07.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

Розрахунок робочого циклу двигуна

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 960$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 750$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.7$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.03$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.92$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.94$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{мв}} = 16$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.35$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 15$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.82$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.74$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.96$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 750$
1.20 Масовий склад палива(кг/кг):	$C_{\text{мв}} = 0.87$ $H_{\text{мв}} = 0.126$ $S_{\text{мв}} = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 6$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.21$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.32$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.1$
- 1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.96$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.381$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 472.682$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 300.187$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 327.852$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.377$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.366$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.92$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_{vc} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_{vc} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

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



$$b_c = 0.002515 \quad a_{vc} = 19.277$$

3.4 Середній показник політропи стиску



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

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 16.038$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 898.397$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.039$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0304$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0296$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.979$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.029$$

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.84243$$

$$b_z = 0.00303$$

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

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

$$a_{vb} = 19.85437$$

$$b_b = 0.00304$$

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



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

$$\text{звідки: } T_z = 1895.692$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 21.651$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.608$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.949$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

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



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

$$n_2 = 1.283$$

$$T_b = 990.414$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.137$$

					КРБ.142.4221.25.07.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.933$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$$P_i = 2.816$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

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

$$b_i = 0.171$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.494$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 2.309$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.405$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$$

$$b_e = 0.2084$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 960.45$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = 0.047 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.74$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.796$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.362$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 769.695$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.071$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.371$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.375$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.7$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.001 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,283
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	16,038
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	21,651
Ступінь попереднього розширення ρ	1,608
Ступінь стиснення ϵ	16,0

Таблиця 2.1.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	21,65	
1,00	16,04	21,65
1,61	8,39	21,65
2,33	5,07	13,47
3,05	3,51	9,53
3,77	2,63	7,26
4,49	2,07	5,80
5,21	1,69	4,80
5,93	1,42	4,06
6,65	1,21	3,51
7,36	1,05	3,07
8,08	0,93	2,73
8,80	0,83	2,44
9,52	0,74	2,21
10,24	0,67	2,01
10,96	0,61	1,84
11,68	0,56	1,70
12,40	0,52	1,57
13,12	0,48	1,46
13,84	0,45	1,37
14,56	0,42	1,28
15,28	0,39	1,20
16,00	0,37	1,14
16,00		0,37

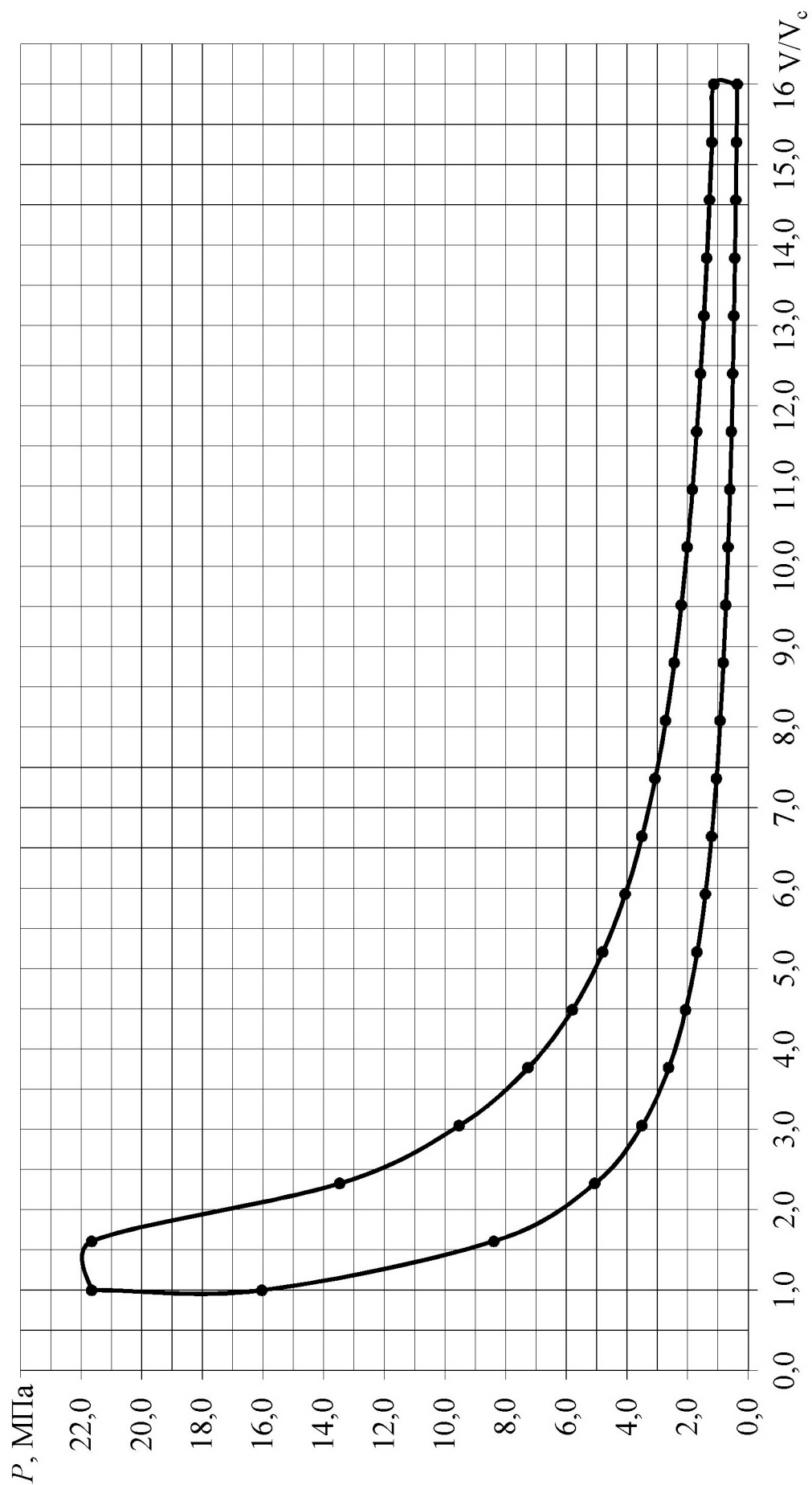


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32

2.5 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дозволяє визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа колінчастого валу.

Переміщення поршня визначається з виразу

$$S_{n\varphi} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 0,32 / 2 = 0,16$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,25$), м.

Швидкість поршня – це похідна від шляху за часом. Отже, швидкість поршня дорівнює

$$C_{\varphi} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

де ω – кругова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 75,36$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

$$j_{\varphi} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

На основі наведених формул визначимо зміну шляху, швидкості, прискорення поршня для різних значень кута повороту колінчастого валу двигуна. Результати розрахунку зведені в табл. 2.2.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 2.2 – 2.4.

Таблиця 2.2. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	1232,45
15	0,0068	4,0022	1165,83
30	0,0264	7,4184	977,11
45	0,0569	9,9192	697,18
60	0,0950	11,4921	369,74
75	0,1372	12,3114	41,72
90	0,1800	12,5600	-246,49
105	0,2201	12,3114	-468,65
120	0,2550	11,4921	-616,23
135	0,2831	9,9192	-697,18
150	0,3036	7,4184	-730,62
165	0,3159	4,0022	-738,90
180	0,3200	0,0000	-739,47
195	0,3159	-4,0022	-738,90
210	0,3036	-7,4184	-730,62
225	0,2831	-9,9192	-697,18
240	0,2550	-11,4921	-616,23
255	0,2201	-12,3114	-468,65
270	0,1800	-12,5600	-246,49
285	0,1372	-12,3114	41,72
300	0,0950	-11,4921	369,74
315	0,0569	-9,9192	697,18
330	0,0264	-7,4184	977,11
345	0,0068	-4,0022	1165,83
360	0,0000	0,0000	1232,45

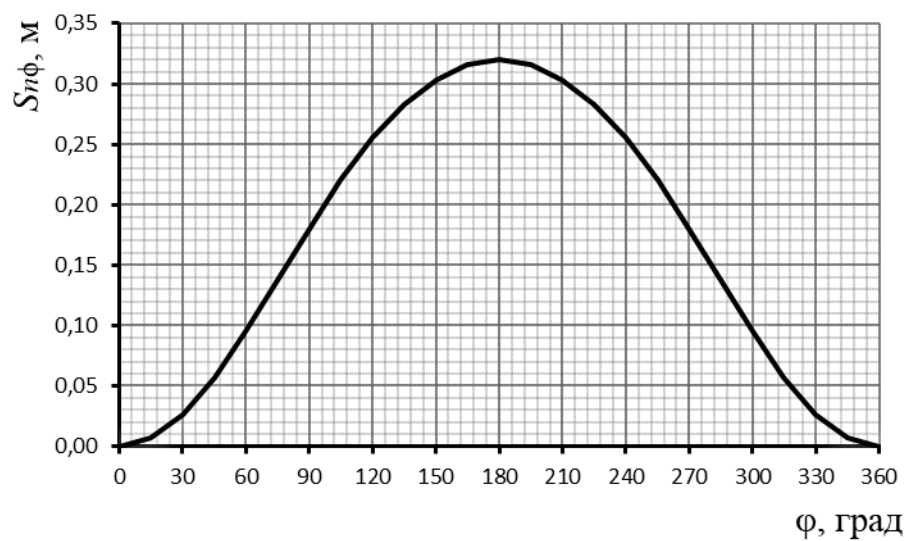


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

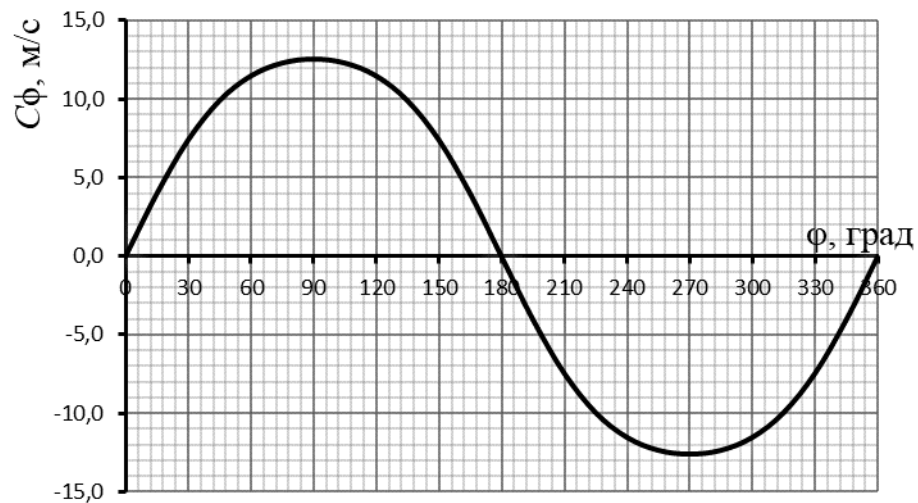


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

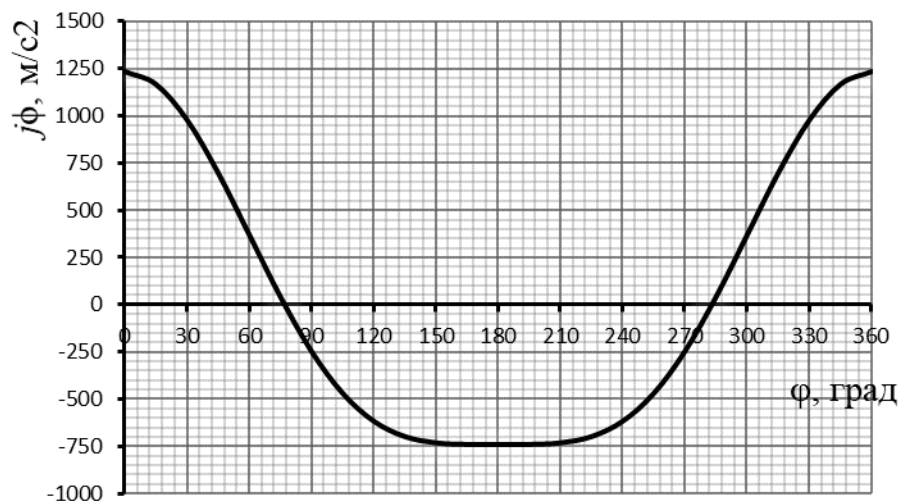


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

Залежність ходу поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для визначення положення поршня в циліндрі, що важливо для оцінки поточного значення тиску на тактах стиску і розширення.

Значення швидкості поршня необхідно для розрахунку впускної системи. За середньої швидкості поршня визначають швидкість повітряного потоку в каналах впускної системи і втрати тиску в місцевих опорах, що необхідно для оцінки величини тиску свіжого заряду у кінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для розрахунку сил інерції від поступально рухомих мас.

2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_j . Запишемо, що сумарна сила, що діє на поршень

$$P = P_r + P_j$$

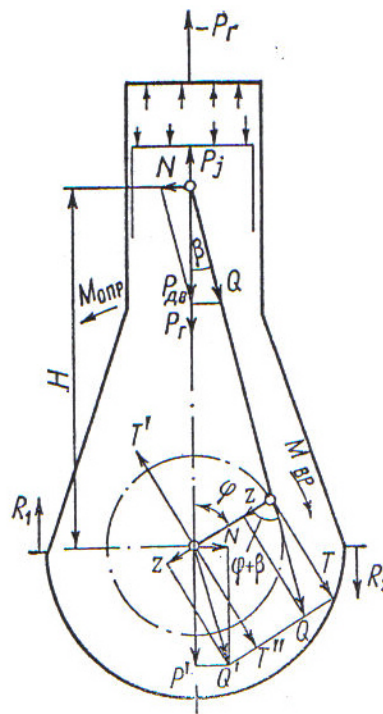


Рис. 2.5. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P \cdot (1/\cos \beta).$$

Перенести силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R – по його радіусу.

Тоді тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила T створює крутний момент двигуна, який через колінчастий вал передається споживачу:

$$M_K = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

де: $h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h = -P \operatorname{tg} \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta = -P_r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_K.$$

В результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і крутного моменту по годинній стрілці прийнято вважати додатніми. Зворотні ним – відмінними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначаємо силу тиску газів при будь-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, яка діє на поршень, знаходимо на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

$$j = r \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Як масу m_n обираємо масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршне-

					КРБ.142.4221.25.07.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

вий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалентних. Звичайне число мас системи, що заміщається, беруть рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз виконаних конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, що відноситься до вісі поршневого пальця, приходить 0,25...0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75...0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем:

$$P_j = - m_n r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куту повороту колінчастого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,250.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n53,0 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

За даними табл. 2.3 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 2.7 та 2.8.

Таблиця 2.3. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3770	-1,8868	-1,5098	0,0000	-1,5098	0,0000
15	0,3770	-1,7849	-1,4079	-0,0913	-1,3363	-0,4526
30	0,3770	-1,4959	-1,1189	-0,1410	-0,8985	-0,6816
45	0,3770	-1,0674	-0,6904	-0,1240	-0,4005	-0,5758
60	0,3770	-0,5661	-0,1891	-0,0419	-0,0582	-0,1847
75	0,3770	-0,0639	0,3131	0,0779	0,0058	0,3226
90	0,3770	0,3774	0,7544	0,1948	-0,1948	0,7544
105	0,3770	0,7175	1,0945	0,2724	-0,5464	0,9867
120	0,3770	0,9434	1,3204	0,2928	-0,9138	0,9971
135	0,3770	1,0674	1,4444	0,2594	-1,2048	0,8379
150	0,3770	1,1186	1,4956	0,1884	-1,3894	0,5846
165	0,3770	1,1312	1,5082	0,0978	-1,4822	0,2959
180	0,3770	1,1321	1,5091	0,0000	-1,5091	0,0000
195	0,3721	1,1312	1,5033	-0,0975	-1,4773	-0,2949
210	0,3915	1,1186	1,5100	-0,1902	-1,4029	-0,5903
225	0,4277	1,0674	1,4951	-0,2685	-1,2471	-0,8673
240	0,4882	0,9434	1,4317	-0,3175	-0,9908	-1,0811
255	0,4870	0,7175	1,2045	-0,2997	-0,6013	-1,0859
270	0,5520	0,3774	0,9293	-0,2400	-0,2400	-0,9293
285	0,7413	-0,0639	0,6775	-0,1686	0,0125	-0,6980
300	1,1890	-0,5661	0,6229	-0,1381	0,1918	-0,6085
315	2,2317	-1,0674	1,1643	-0,2091	0,6754	-0,9712
330	4,7503	-1,4959	3,2544	-0,4100	2,6134	-1,9823
345	10,8199	-1,7849	9,0350	-0,5858	8,5755	-2,9043
360	21,1510	-1,8754	19,2756	-0,4201	19,1657	-2,0985
375	21,6510	-1,7849	19,8661	1,2881	18,8558	6,3860
390	14,1572	-1,4959	12,6613	1,5952	10,1674	7,7121
405	7,5226	-1,0674	6,4552	1,1594	3,7447	5,3844
420	4,5188	-0,5661	3,9528	0,8766	1,2172	3,8615
435	3,0367	-0,0639	2,9728	0,7398	0,0549	3,0630
450	2,2356	0,3774	2,6130	0,6747	-0,6747	2,6130
465	1,7712	0,7175	2,4887	0,6193	-1,2423	2,2436
480	1,4892	0,9434	2,4327	0,5395	-1,6835	1,8370
495	1,3150	1,0674	2,3824	0,4279	-1,9872	1,3820
510	1,2099	1,1186	2,3285	0,2934	-2,1632	0,9102
525	1,1535	1,1312	2,2847	0,1481	-2,2452	0,4482
540	1,1357	1,1321	2,2678	0,0000	-2,2678	0,0000
555	0,3620	1,1312	1,4932	-0,0968	-1,4674	-0,2930
570	0,3620	1,1186	1,4806	-0,1865	-1,3755	-0,5787
585	0,3620	1,0674	1,4294	-0,2567	-1,1922	-0,8292
600	0,3620	0,9434	1,3054	-0,2895	-0,9034	-0,9858
615	0,3620	0,7175	1,0795	-0,2686	-0,5389	-0,9732
630	0,3620	0,3774	0,7394	-0,1909	-0,1909	-0,7394
645	0,3620	-0,0639	0,2981	-0,0742	0,0055	-0,3072
660	0,3620	-0,5661	-0,2041	0,0453	-0,0628	0,1993
675	0,3620	-1,0674	-0,7054	0,1267	-0,4092	0,5883
690	0,3620	-1,4959	-1,1339	0,1429	-0,9106	0,6907
705	0,3620	-1,7849	-1,4229	0,0923	-1,3505	0,4574
720	0,3620	-1,8868	-1,5248	0,0000	-1,5248	0,0000

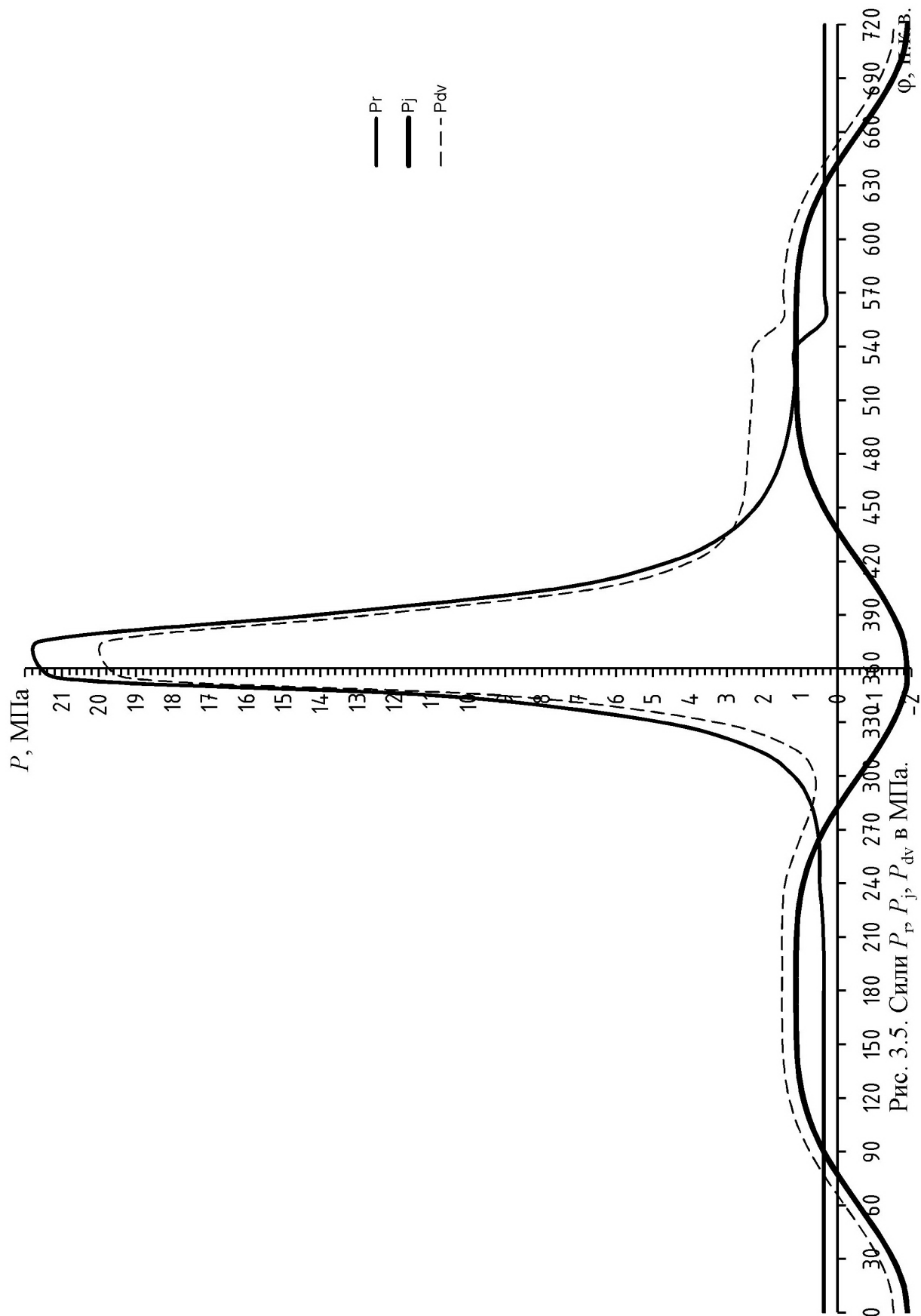


Рис. 3.5. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

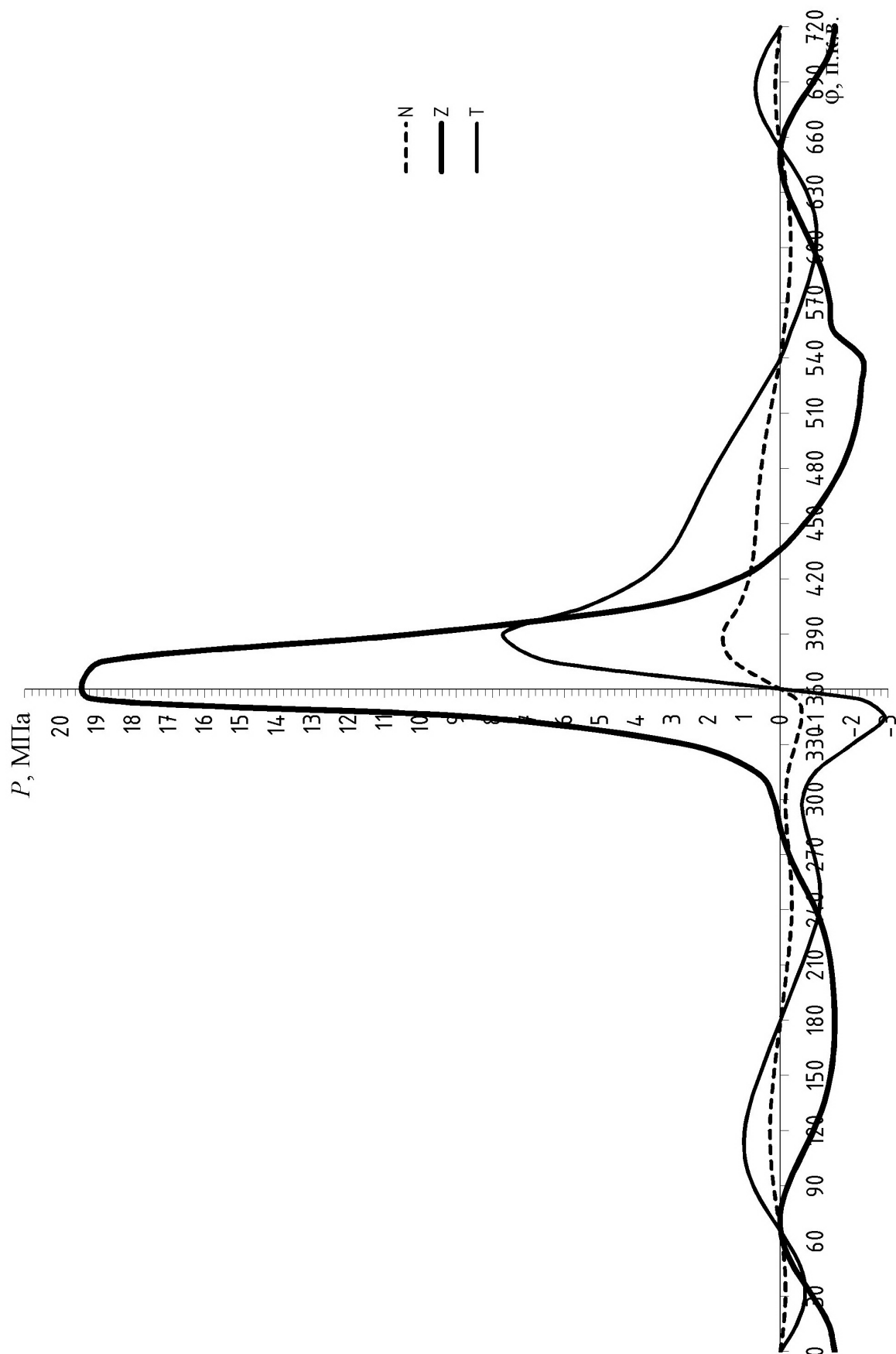


Рис. 3.6. Сили N , Z , T в МПа

2.7 Висновок до розділу

В табл. 2.4 приведено основні параметри розглянутого двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.4. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектований двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	960
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	750
3.	Ступінь стиску	16
4.	Тиск наддуву, кПа	381
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,1
6.	Середній ефективний тиск, кПа	2309
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,208
8.	Механічний ККД	0,820
9.	Індикаторний ККД	0,494
10.	Ефективний ККП	0,405

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

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,208 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про невірноваженість моменту другого порядку для двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32. Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчатого валу.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК І РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА HYUNDAI HiMSEN 6H-21/32

3.1 Вступ

Паливна система є однією з ключових систем дизельного двигуна, що забезпечує подачу, підготовку та дозування палива в циліндри відповідно до робочого циклу. Її конструкція та параметри безпосередньо впливають на ефективність згоряння, потужність, економічність і екологічні показники двигуна.

У цьому розділі розглядається принципова схема паливної системи середньообертового суднового двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32, який широко застосовується як головний або допоміжний двигун на сучасних морських судах. На основі технічних характеристик двигуна та вимог до паливоподачі буде виконано розрахунок основних параметрів системи, здійснено вибір і обґрунтування складових елементів, а також розроблено принципову схему паливної системи.

Метою є забезпечення надійної, безперервної та оптимальної подачі палива до форсунок при заданих умовах експлуатації, з урахуванням особливостей конструкції та вимог до безпеки, енергоефективності та обслуговування.

3.2 Паливна система двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32

Паливна система дизельного двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32 (рис. 3.1) складається з фільтрів грубої і тонкої очистки, паливопроводу, розташованого на дизелі, і перепускного клапана. До і після фільтра тонкого очищення, для визначення тиску палива на вході в дизель і засміченості фільтра по перепаду тисків встановлені манометри. Паливо з бака через фільтр грубої очистки засмоктується насосом подачі палива і через фільтр тонкої очистки подається по трубі до насосів високого тиску дизеля. Надлишок палива через перепускний клапан і топилоподогрівач відводиться в бак. Паливо, що просочилося з порожнини високого тиску форсунок, по трубі також зливається в паливний бак. На дизелях Hyundai HiMSEN 6H-21/32 встановлені однакові

					КРБ.142.4221.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

індивідуальні для кожного циліндра паливні насоси високого тиску, які механічно приводяться плунжером-золотником, і форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням руху голки.

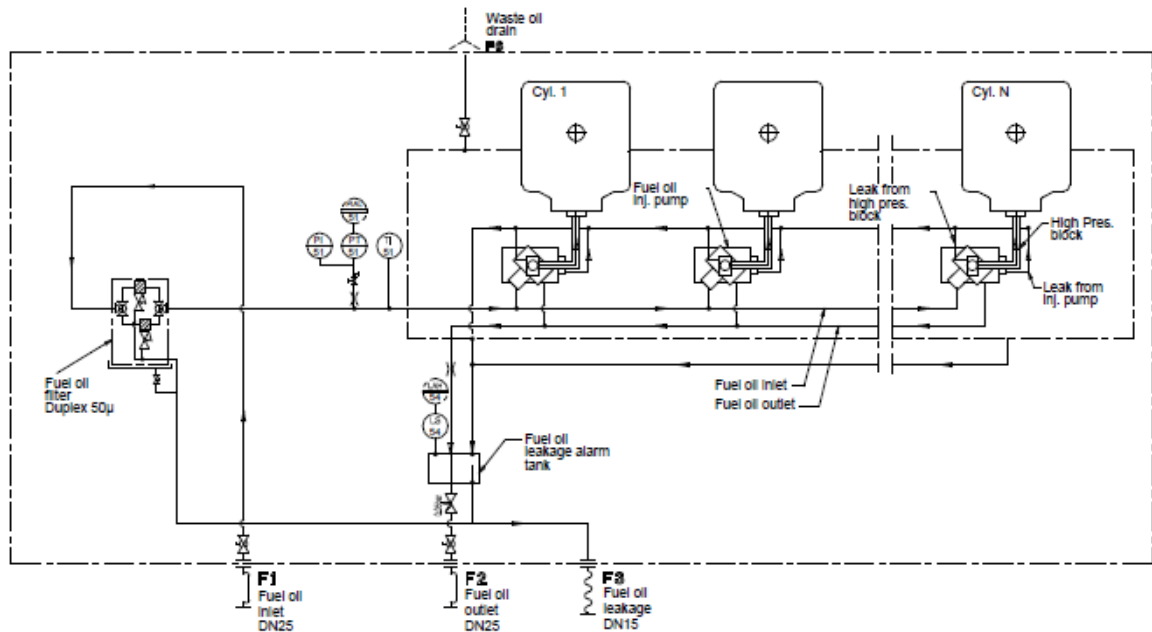


Рис. 3.1. Схема паливної системи дизельного двигуна
Hyundai HiMSEN 6H-21/32

На дизелях Hyundai HiMSEN 6H-21/32 застосовується шість індивідуальних паливних насосів високого тиску (рис. 3.2). Всі насоси прикріплені до лотка, на лотку для кожного насоса передбачено по 4-ри шпильки. Корпус насоса відлитий з чавуну.

Плунжерна пара складається з плунжера і втулки (гільзи). В гільзі плунжера є 2 отвори:

- нижній для відсікання палива;
- верхній для підведення палива.

На голівці плунжера присутні 2 спіральні кромочки (верхня і нижня), вони необхідні для забезпечення регулювання подачі палива в циліндри двигуна, регулювання відбувається за рахунок обертання плунжера. Ці кромочки розміщені так, що в разі, якщо рейка висувається, то подача палива збільшується, інакше – зменшується.

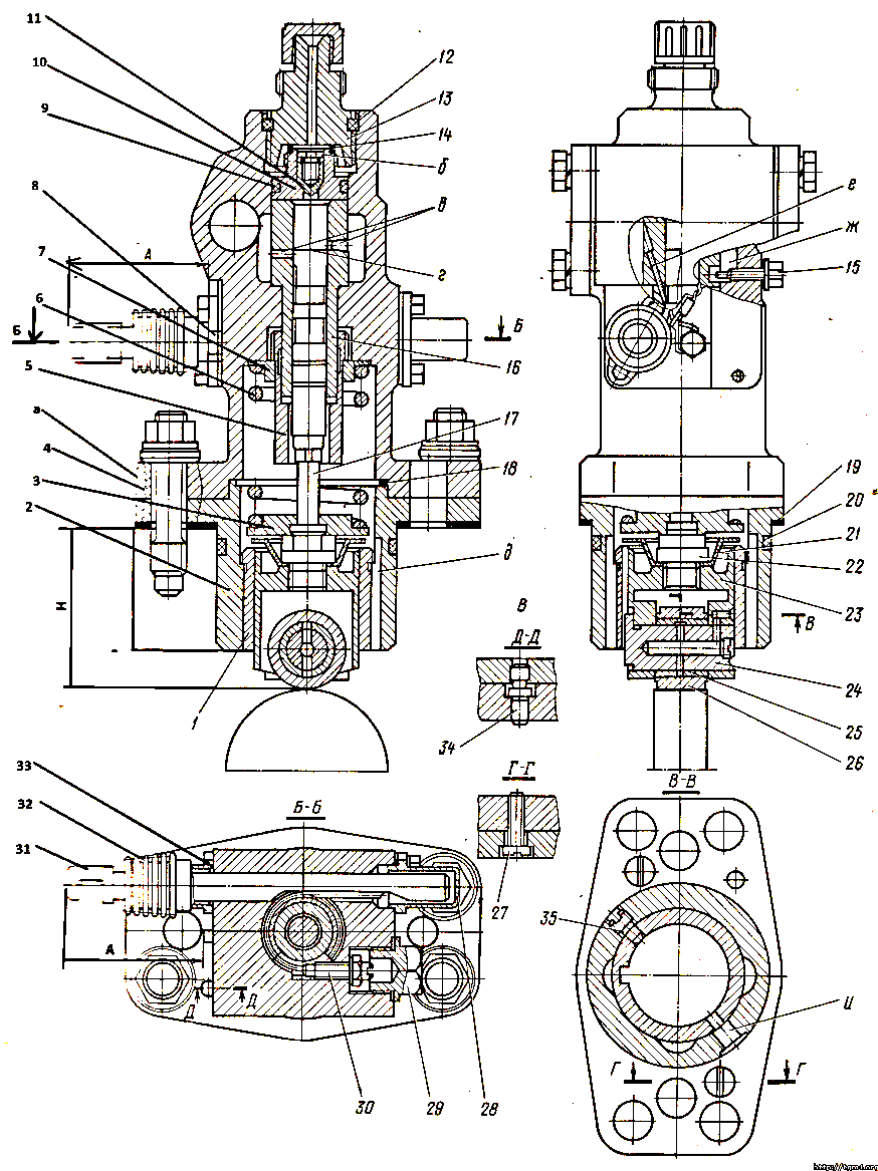


Рис. 3.2. Схематичне зображення ПНВТ

1 – втулка; 2 – напрямна втулка; 3 – тарілка нижня; 4 – корпус насоса; 5 – зубчастий вінець; 6 – пружина; 7 – тарілка верхня; 8 – болт; 9 – ущільнювальне кільце з бензомаслостойкой гуми; 10 – корпус нагнітального клапана; 11 – клапан; 12 – ущільнювальне кільце; 13 – натискний штуцер; 14 – прокладка; 15 – стопорний гвинт; 16 – гільза (втулка) плунжера; 17 – плунжер; 18 – ущільнювальне кільце; 19 – прокладка регулювальна; 20 – ущільнювальне кільце; 21 – тарілка; 22 – упор; 23 – корпус штовхача; 24 – вісь ролика; 25 – втулка; 26 – ролик; 27 – гвинт; 28 – кришка; 29 – пробка; 30 – гвинт; 31 – рейка; 32 – ковпак; 33 – фланець; 34 – штифт; 35 – гвинт стопорний.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.07.03.ПЗ

Аркуш

40

На рис. 3.2: А – максимальний вихід рейки ПНВТ, становить 89,3 мм; Н – відстань від ролика штовхача до торця направляючої втулки. Параметр Н береться до уваги при підборі прокладок, які ставлять між фланцями лотка і спрямовуючої штовхача. Самі прокладки необхідні для того, щоб забезпечити зазор між корпусом нагнітального клапана і плунжером, коли він знаходиться в крайньому верхньому положенні. Цей зазор повинен складати 2+0,15.

а - поверхня для маркування товщини прокладки;

б - порожнину, де створюється високий тиск;

в - отвори для відсічення і підведення палива;

г - запірні кромки;

д - зливний масляне отвір;

е - отвір;

ж - простір з низьким тиском;

з - масляне отвір для змащування штовхача.

На циліндричних поверхнях плунжерів є кілька кільцевих канавок. Одна цих канавок широка, і постійно з'єднана з каналом всмоктування, що знаходяться в гільзі, завдяки наявності цієї канавки присікається можливе попадання палива за плунжеру в систему змащення двигуна. На гільзі розміщений спеціальний зубчастий вінець, в його пази заходить повідець плунжера, звичайно з невеликим зазором. З цим вінцем в постійному зачепленні знаходиться паливна рейка, яка обертає плунжер. Зубчастий вінець 5, утримується на гільзі верхньою тарілкою 7, притиснутою до корпусу насоса пружиною 6. Протилежним торцем пружина 6 впирається в нижню тарілку 3, яка розташована на плунжері і спирається на упор 22 штовхача.

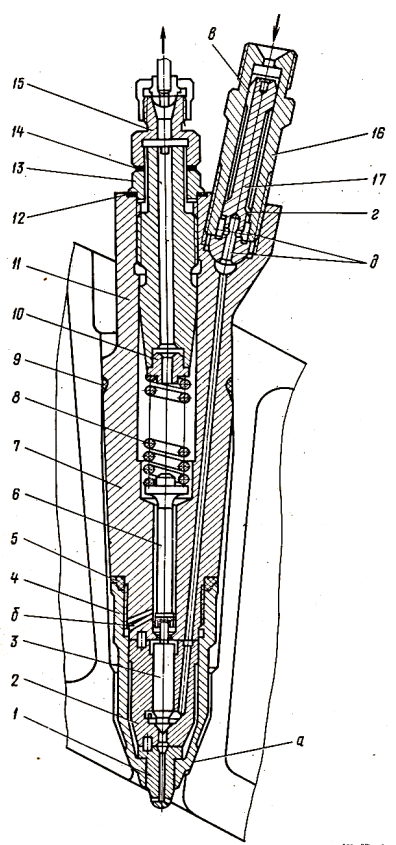
3.3 Огляд основних компонентів паливної системи

Конструкція форсунки (рис. 3.3) забезпечує максимально можливе наближення пружини до голки розпилювача для зменшення маси рухомих деталей. Щілинний фільтр на вході у форсунку дає можливість захистити розпи-

					КРБ.142.4221.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

лювач від забруднення при роботі, а також під час встановлення і зняття трубок з-за зовнішньої різьби на корпусі фільтра. Розпилюючі отвори в соплах розташовані похило, тобто так само, як і форсунки в кришках циліндра. Корпус розпилювача і сопло мають азотовані поверхні, що забезпечує термостійкість і зносостійкість деталей. Пропускну здатність форсунки перевіряють на стенді зі зразковим насосом на режимах, що відповідають номінальній потужності і мінімальній частоті обертання валу при холостому ході.

Рис. 3.3. Поперечний розріз форсунки



Форсунку на дизель встановлюють спеціальну розточування кришки циліндра, виконану під кутом 30 градусів до осі циліндра, що дозволяє розташувати поза закриття кришки зовнішню частину форсунки і полегшити умови її обслуговування в експлуатації. Форсунка кріпиться до кришки циліндра двома шпильками, гайки яких щоб уникнути надмірної деформації ковпака і розпилювача затягують ключем, створюючи момент $0,1 \dots 0,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$

Ущільнення форсунки в кришці забезпечується конусним з'єднанням в нижній частині і гумовим ущільнювальним кільцем 9 у верхній частині. До нижнього торця корпусу 7 кріплять ковпаком 4 корпус 2 розпилювача і сопло 1, торцеві поверхні яких ущільнені за рахунок їх малої шорсткості і високої точності обробки. Деформація деталей обмежена фіксованою затяжкою ковпака.

Дизельний двигун Hyundai HiMSEN 6H-21/32 використовує насос шестеренного типу з приводом від колінчастого валу. Даний насос забезпечує тиск в системі до 0,6 МПа.

Насос шестеренного типу з приводом від дизеля встановлено на торці корпусу приводу насосів і приводиться в обертання через проміжний

шліцьовий вал, втулку і штифт, що дозволяють за рахунок зазорів в шліцьових з'єднаннях компенсувати неспіввісність привідного валика насоса і шестерні приводу.

Перед тим як потрапити в паливну систему дизеля паливо спочатку проходить крізь фільтр грубої очистки палива. Фільтр здатний затримувати чужорідні частинки, розмір яких перевищує 45 мікрон. Фільтр грубої очистки палива розташований з лівого боку дизеля. Фільтр складається з корпусу, в якому розміщений набір фільтруючих елементів, цей набір утворює своєрідний пакет, який надівається на 3-х граний стрижень. Сам стрижень вкручується у верхню кришку, між верхньою кришкою і корпусом є ущільнювальне кільце. Пакет з фільтруючими елементами закріплений на стержні гайкою з шайбою, яка стопориться гранями і захищає фільтруючі елементи від можливого пошкодження, коли затягується гайки. Після затяжки гайка стопориться шплінтом. У нижній частині корпусу фільтр присутній різьбова пробочка, яка призначена для зливу палива і механічних домішок, які осідають внизу корпусу після очищення. Дизельне паливо засмоктується у фільтр грубої очистки крізь отвір в нижньому фланці, а далі через фільтруючі елементи потрапляє всередину пакета. Після цієї процедури очищення, паливо виходить по трубопроводу і спрямовується до паливопідкачуючого насоса. Частина "затриманих" чужорідних тіл залишаються на фільтрувальних елементах, інша ж частина опускається вниз корпусу фільтра.

Паливо від насосів до форсунок подається по паливопроводу високого тиску. На всіх дизельних двигунах Hyundai HiMSEN 6H-21/32 застосовується паливопроводи довжиною 570 мм з зовнішнім діаметром 8 мм і внутрішнім діаметром 2,6 мм. Тривала надійна робота паливопроводу високого тиску забезпечується раціональним вибором його розмірів і конфігурації, високою якістю виготовлення і монтажу на дизелях.

Паливо зберігається в цистернах: головна (запасна) паливна цистерна – призначена для зберігання основного об'єму палива; розташовується в нижній частині судна. Витратна цистерна – забезпечує подачу палива до системи

					КРБ.142.4221.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

підготовки та живлення; зазвичай обладнана системою підігріву і контролю рівня.

3.4 Вимоги до ефективності та надійності паливної системи

Ефективність паливної системи полягає в здатності точно й стабільно дозувати необхідну кількість палива впродовж кожного циклу роботи двигуна, з забезпеченням повного згоряння та мінімальних втрат. Основними вимогами є:

Точність дозування – необхідна для забезпечення стабільної потужності, рівномірної роботи всіх циліндрів та дотримання оптимального співвідношення повітря й палива;

Своєчасність подачі – паливо повинно надходити в циліндри під тиском і в точно визначені моменти, що критично для дизельного згоряння;

Мінімізація гідравлічних втрат – зменшення втрат тиску в магістралях дозволяє підвищити ККД системи;

Надійність і стійкість до зносу – деталі паливної системи (насоси, форсунки, трубопроводи) повинні бути витривалими до дії високого тиску, температур і агресивних домішок;

Вибухо- і пожежобезпечність – конструкція системи повинна виключати витіки палива і сприяти безпечній експлуатації навіть у разі аварійних ситуацій.

Двигун Hyundai HiMSEN 6H-21/32 призначений для роботи на важкому судновому паливі (Heavy Fuel Oil, HFO) або дистилятах (Marine Diesel Oil, MDO), залежно від режиму експлуатації та вимог щодо викидів.

В'язкість: при використанні HFO паливо має високу в'язкість (180–700 сСт при 50 °C), тому потребує попереднього підігріву до температури 130–150 °C для забезпечення нормального розпилення у форсунках;

Наявність домішок: суднове паливо містить механічні домішки, сірку, воду та асфальтени, тому необхідне попереднє очищення (фільтрація, сепарація);

					КРБ.142.4221.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

Зміни навантаження: двигун працює в умовах частих змін навантаження, що вимагає швидкого реагування системи паливоподачі;

Температурні умови: система повинна стабільно функціонувати в широкому діапазоні температур довкілля – від $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Експлуатація на морі: вібрації, нахили, вологість та обмежений доступ до технічного обслуговування визначають необхідність у високій автономності та надійності системи.

Урахування зазначених вимог є ключовим при проектуванні паливної системи та виборі її компонентів, з метою досягнення високої продуктивності та відповідності міжнародним нормам.

3.5 Розрахунок паливної системи

Циклова подача палива:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{\text{дв}} i} \text{ г/цикл,}$$

де $g_e = 0,208 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 960 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$\tau = 4$ – коефіцієнт тактності;

$n = 750 \text{ об/хв}$ – частота обертання колінчатого валу;

$i = 6$ – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = \frac{0,208 \cdot 960 \cdot 4}{120 \cdot 750 \cdot 6} = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл.}$$

Запас палива

$$G_{\text{тт}} = [K_{\text{м}} (g_e N_e)] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт, який враховує можливе збільшення витрати палива;

$\tau = 20$ – час ходового режиму, годин;

$$G_{\text{т}} = [1,1 \cdot (0,208 \cdot 960)] \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 4,4 \text{ т.}$$

Об'єм витратної цистерни

$$V = (G_{\text{т}} / \rho_{\text{п}}) K_1 K_2 \cdot 10^3, \text{ м}^3.$$

де $\rho_{\text{п}} = 830 \text{ кг/м}^3$ – щільність палива;

					КРБ.142.4221.25.07.03.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захаращення цистерни;

$K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, який враховує мертвий об'єм цистерни.

$$V = \frac{4,4}{830} \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 5,5 \text{ м}^3.$$

Продуктивність паливopідкачуючого насоса (ППН):

$$W_{\text{пн}} = K_3 N_e g_e / \rho_{\text{п}}, \text{ м}^3 / \text{год},$$

де $K_3 = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу подачі палива.

$$W_{\text{пн}} = \frac{1,5 \cdot 960 \cdot 0,208}{830} = 0,36 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Потужність привода ППН:

$$N = W_{\text{пн}} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta), \text{ кВт},$$

де $p = 0,5 \text{ МПа}$ – тиск нагнітання;

$K_4 = 1,1 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу потужності;

$\eta = 0,6 \dots 0,7$ – ККД ППН.

$$N = \frac{0,36 \cdot 0,5 \cdot 1,5}{3600 \cdot 0,7} \cdot 10^3 = 0,107 \text{ кВт}$$

Площа поверхні фільтруючих елементів:

$$F_{\text{ф}} = W_{\text{пн}} / (3600 \nu_{\text{т}} K_{\text{ж.п}}) \text{ м}^2,$$

де $\nu_{\text{т}} = 0,02 \dots 0,05 \text{ м/с}$ – швидкість фільтрації;

$K_{\text{ж.п}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

$$F_{\text{ф}} = \frac{0,35}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2} = 0,02 \text{ м}^2.$$

У результаті виконаних розрахунків визначено основні параметри паливної системи суднового дизельного двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32, що забезпечують її ефективну та безперебійну роботу в експлуатаційних умовах.

Циклова подача палива для одного циліндра при заданій потужності двигуна ($N_e = 960 \text{ кВт}$), питомій витраті палива ($g_e = 0,208 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$), частоті обертання колінчатого валу ($n = 750 \text{ об/хв}$), та кількості циліндрів ($i = 6$) склала приблизно $0,74 \text{ г/цикл}$. Це значення є достатнім для реалізації стабільного процесу згоряння у камерах циліндрів при двотактному режимі роботи.

					КРБ.142.4221.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

Запас палива, необхідний для забезпечення роботи двигуна протягом 20 годин на ходовому режимі, з урахуванням коефіцієнта збільшення витрати палива, розраховано як 4,15 т. Цей запас дозволяє гарантувати безпечне та тривале функціонування силової установки без дозаправлення.

Відповідно до розрахунків, для зберігання зазначеного об'єму палива необхідна витратна цистерна об'ємом приблизно 5,5 м³, з урахуванням щільності палива $\rho_{\text{п}} = 830 \text{ кг/м}^3$, коефіцієнта захаращення та мертвого об'єму. Об'єм вибрано з певним запасом для забезпечення безпечного зберігання і циркуляції палива.

Продуктивність паливopідкачуючого насоса, необхідна для надійного живлення системи, становить приблизно 1,5 м³/год з урахуванням коефіцієнта запасу подачі. Це забезпечує стабільний тиск і витрату палива навіть при пікових навантаженнях.

Розрахункова потужність привода ППН за умов тиску нагнітання до 0,4 МПа, ККД насоса 0,65 та запасу потужності склала близько 0,3 кВт, що дозволяє застосовувати електропривод невеликої потужності, забезпечуючи при цьому необхідну продуктивність.

Для забезпечення належної якості очищення палива фільтрами тонкого очищення розрахована загальна площа фільтруючих елементів склала близько 0,05 м², що забезпечує необхідну швидкість фільтрації при допустимих гідравлічних втратах.

Таким чином, розраховані параметри підтверджують працездатність обраної схеми паливної системи для двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32 та її відповідність вимогам сучасної експлуатації морських енергетичних установок.

3.5 Висновок до розділу

У даному розділі проведено комплексний аналіз та розрахунок паливної системи суднового дизельного двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32, що дозво-

					КРБ.142.4221.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

лило сформувати цілісне уявлення про конструктивні та експлуатаційні особливості цієї системи. На основі технічних характеристик двигуна та вимог до ефективності, надійності і безпеки паливоподачі виконано обґрунтований вибір елементів системи, а також проведено розрахунок основних параметрів, які забезпечують її працездатність.

Розрахована циклова подача палива забезпечує оптимальний режим згоряння у кожному циліндрі, а обсяг витратної цистерни та необхідний запас палива гарантують безперебійну роботу двигуна протягом заданого часу експлуатації. Визначено продуктивність паливопідкачуючого насоса, його енергоспоживання, а також площу фільтруючих елементів, що дозволяє забезпечити стабільну подачу та якісну підготовку палива.

Результати розрахунків підтверджують, що розроблена принципова схема паливної системи відповідає технічним вимогам і може бути ефективно використана в складі енергетичної установки судна. Отримані дані можуть слугувати основою для розробки детального проєкту системи, вибору обладнання та подальших техніко-економічних обґрунтувань.

					КРБ.142.4221.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Вступ

Експлуатація та ремонт двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) супроводжуються значним впливом як на працівників, так і на навколишнє середовище. Під час виконання технічного обслуговування, діагностики, демонтажу та збирання ДВЗ персонал може зазнавати дії небезпечних та шкідливих виробничих факторів: токсичних парів пального та мастильних матеріалів, високих температур, шуму, вібрацій, а також механічних ризиків травмування. Водночас під час експлуатації ДВЗ утворюються відпрацьовані гази, залишки паливно-мастильних матеріалів та інші відходи, що можуть спричиняти негативний вплив на довкілля, якщо не вжити відповідних заходів захисту.

Актуальність охорони праці та довкілля при роботі з ДВЗ зумовлена необхідністю забезпечення безпеки працівників, зниження виробничого травматизму, профілактики професійних захворювань, а також дотримання екологічного законодавства та впровадження сталих технологій з урахуванням сучасних вимог до захисту навколишнього середовища.

Метою цього розділу є аналіз та обґрунтування заходів з охорони праці і охорони навколишнього середовища, які повинні бути реалізовані під час експлуатації та ремонту ДВЗ.

Основні завдання розділу:

- визначення шкідливих і небезпечних факторів, характерних для роботи з ДВЗ;
- розгляд нормативної бази щодо охорони праці та довкілля;
- опис засобів колективного та індивідуального захисту працівників;
- аналіз заходів щодо зменшення впливу на довкілля під час експлуатації ДВЗ;
- формування пропозицій щодо підвищення рівня безпеки праці та екологічності процесів, пов'язаних із ДВЗ.

					КРБ.142.4221.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

4.2 Нормативно-правове забезпечення

Охорона праці та охорона навколишнього середовища під час експлуатації і ремонту двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) регулюється широким спектром нормативно-правових актів, які встановлюють вимоги до безпечних умов праці, захисту працівників від шкідливих факторів виробничого середовища та зменшення негативного впливу на довкілля.

Основні нормативно-правові акти України у сфері охорони праці:

Закон України "Про охорону праці" – визначає основні принципи державної політики у сфері охорони праці, обов'язки роботодавця та права працівників.

Кодекс законів про працю України (КЗпП) – містить положення щодо умов праці, трудових прав працівників, режимів праці та відпочинку.

Закон України "Про охорону навколишнього природного середовища" – регламентує загальні вимоги до екологічної безпеки, у тому числі при експлуатації технічних засобів.

Закон України "Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення" – визначає гігієнічні нормативи і вимоги до умов праці, зокрема допустимі рівні шкідливих речовин, шуму, вібрацій.

Підзаконні акти та галузеві документи:

ДСН 3.3.6.042–99 – "Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку".

ГОСТ 12.1.005-88 – "Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони".

НПАОП 0.00-1.28-10 – "Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском".

НПАОП 0.00-1.29-10 – "Правила безпеки систем газопостачання України".

Правила пожежної безпеки в Україні (наказ МВС №1417 від 30.12.2014 р.) – регламентують вимоги до пожежної безпеки у виробничих приміщеннях та під час роботи з паливно-мастильними матеріалами.

					КРБ.142.4221.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

Міжнародні стандарти (за потреби впровадження або відповідності):
ISO 45001:2018 – Система управління охороною здоров'я і безпекою праці.

ISO 14001:2015 – Система екологічного менеджменту.

Директиви ЄС щодо безпеки праці та захисту довкілля, які враховуються при імпорті обладнання, технологій або реалізації міжнародних проєктів.

Таким чином, організація безпечної роботи з ДВЗ базується на дотриманні вищезазначених нормативів, що дозволяє зменшити ризики виробничих травм, захворювань і техногенного забруднення навколишнього середовища.

4.3 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів при роботі з ДВЗ

Під час експлуатації та ремонту двигунів внутрішнього згоряння працівники зазнають впливу комплексу шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які можуть становити реальну загрозу для здоров'я і життя, а також створюють ризики виникнення аварійних ситуацій. Ці фактори можуть мати фізичну, хімічну, термічну, біологічну або психофізіологічну природу, діючи як ізольовано, так і в комбінації, що значно ускладнює умови праці.

Одним із найбільш поширених небезпечних факторів є вплив рухомих частин механізмів та обертових вузлів двигуна. Під час демонтажу, діагностики або регулювання вузлів існує ризик механічного травмування рук, випадкового затискання або поранення. Особливо небезпечними є маховики, шестерні, шківи, які за відсутності захисних кожухів чи недотримання інструкцій можуть спричинити серйозні травми.

Високий рівень шуму, який створюється під час роботи ДВЗ, впливає на органи слуху, викликає втому та зниження концентрації уваги. У разі тривалої дії шуму, що перевищує допустимі межі (як правило, понад 85 дБ), можливий розвиток професійних хвороб слуху. Крім того, вібрації, що передаються через інструменти або підлогу, викликають вібраційну хворобу, розлад

					КРБ.142.4221.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

опорно-рухового апарату і периферійної нервової системи.

Теплові фактори відіграють важливу роль при роботі з гарячими поверхнями двигуна, особливо в умовах недостатньої вентиляції або обмеженого простору. Температура компонентів після зупинки двигуна або під час випробувань може досягати декількох сотень градусів Цельсія, що створює ризик опіків. Окрім цього, в закритих приміщеннях можливо швидке підвищення температури повітря до неприйняттого рівня, що додатково погіршує умови праці.

Серед найбільш небезпечних хімічних факторів слід зазначити токсичність вихлопних газів, до складу яких входять чадний газ (CO), оксиди азоту (NO_x), вуглеводні (HC), сажа та інші канцерогенні сполуки. Удихання цих речовин призводить до отруєння організму, головного болю, порушення дихальної та серцево-судинної систем, а при хронічній дії – до серйозних професійних захворювань. Особливу небезпеку становить чадний газ, який є безбарвним і не має запаху, але навіть при малих концентраціях в замкнутому просторі викликає гіпоксію.

Важливим чинником ризику є контакт з паливно-мастильними матеріалами, які мають дратівливу та алергенну дію на шкіру, а також виділяють шкідливі пари. При ремонті чи заміні мастила можливе забруднення шкірних покривів, що в разі тривалого контакту може викликати дерматити, екземи, а також ризик проникнення речовин через шкіру в організм. Не менш небезпечні й розчинники, очисники та інші технічні рідини, які використовуються у процесі обслуговування двигуна.

Слід також враховувати ризики електротравм, які виникають при роботі з пусковими пристроями, системами запалювання, зарядними агрегатами або при використанні електроінструментів без належної ізоляції. Неналежне заземлення обладнання, відсутність інструктажу або порушення правил експлуатації можуть призвести до ураження електричним струмом.

Пожежонебезпека при роботі з ДВЗ є ще одним критичним аспектом, оскільки двигуни функціонують на легкозаймистих речовинах — бензині,

					КРБ.142.4221.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

дизельному паливі, газі. Витоки пального, скупчення парів, коротке замикання або іскроутворення здатні призвести до займання, особливо в закритих або погано вентильованих приміщеннях.

Психофізіологічні фактори, пов'язані з інтенсивністю праці, високою відповідальністю, монотонністю операцій, необхідністю точної координації дій, також не можна ігнорувати. У разі перевтоми або недостатнього відпочинку можливе зниження уважності та реакції, що підвищує ризик помилок і травм.

Таким чином, робота з двигунами внутрішнього згоряння характеризується комплексом шкідливих і небезпечних факторів, які вимагають чітко організованої системи захисту працівників, суворого дотримання техніки безпеки, впровадження сучасних засобів захисту та постійного контролю за умовами праці.

4.4 Заходи щодо забезпечення безпеки персоналу

Забезпечення безпеки персоналу під час експлуатації та ремонту двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) є пріоритетним завданням системи охорони праці. Враховуючи наявність численних шкідливих і небезпечних факторів, ефективна система захисту повинна включати комплекс організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних та інженерних заходів, спрямованих на попередження травм і професійних захворювань.

Насамперед, важливою умовою безпечної діяльності є проведення первинного, повторного та позапланового інструктажів з охорони праці. Працівники мають проходити навчання і перевірку знань правил безпеки при роботі з ДВЗ, у тому числі в частині поводження з паливом, мастильними матеріалами, електрообладнанням і підйомно-транспортними механізмами. Інструктаж має супроводжуватися демонстрацією правильного використання засобів захисту, дій у разі аварії чи пожежі.

Значну роль у системі безпеки відіграє раціональна організація робочого місця. Робоча зона має бути обладнана відповідно до ергономічних вимог,

					КРБ.142.4221.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

із достатнім рівнем освітлення, вентиляції, вільним доступом до всіх вузлів і механізмів. Усі небезпечні зони повинні бути позначені сигнальними знаками, а рухомі частини – захищені кожухами або іншими бар'єрами. Особливу увагу слід приділяти забезпеченню протипожежних заходів, включаючи наявність вогнегасників, заземлення електроустановок, регулярну перевірку стану електромережі.

Використання засобів індивідуального захисту (ЗІЗ) є обов'язковим для всіх працівників, які виконують роботи з ДВЗ. До ЗІЗ належать: спецодяг (костюми, халати з вогнестійких тканин), захисне взуття, рукавиці, респіратори або маски (для роботи з випарами пального чи хімічними речовинами), захисні окуляри (при обробці деталей, зварюванні, роботі з рідинами під тиском) та протишумові навушники. ЗІЗ мають відповідати вимогам технічного регламенту і бути індивідуально підібраними за розміром та умовами роботи.

Також до важливих заходів належить регламентне технічне обслуговування устаткування. Своєчасна перевірка справності інструментів, витяжних систем, підйомних механізмів, електрообладнання, систем подачі пального й системи охолодження дозволяє запобігти поломкам, витокам і загорянням. Не менш важливим є обмеження доступу сторонніх осіб до робочих зон, а також дотримання регламентованих режимів праці та відпочинку, що сприяє зниженню рівня втоми та підвищує концентрацію уваги персоналу.

Окремо слід відзначити заходи щодо санітарно-гігієнічного забезпечення, зокрема наявність побутових приміщень, засобів особистої гігієни, регулярне прибирання робочих зон, контроль за мікрокліматом, освітленням і вологістю повітря. Застосування сучасних систем вентиляції та очищення повітря забезпечує зменшення концентрації шкідливих речовин у робочій зоні, а отже, й зниження рівня професійного ризику.

Таким чином, ефективна система заходів безпеки при роботі з ДВЗ базується на комбінації інструктивної, технічної, організаційної та індивідуальної складових. Її реалізація дозволяє не лише зменшити травматизм і захворюваність, а й забезпечити сталість та якість виробничих процесів.

					КРБ.142.4221.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		54

4.5 Організація охорони навколишнього середовища

Під час експлуатації та ремонту двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) суттєво впливає на навколишнє середовище комплекс технічних, хімічних та фізичних факторів. Викиди відпрацьованих газів, розливи пального і мастильних матеріалів, а також утворення твердих і рідких відходів можуть призводити до забруднення повітря, ґрунту та водних ресурсів. Відсутність або недостатність заходів з охорони довкілля створює екологічні ризики, що впливають як на здоров'я населення, так і на стан природних екосистем.

Організація охорони навколишнього середовища у сфері експлуатації та ремонту ДВЗ базується на впровадженні комплексного підходу, який включає планування, контроль та мінімізацію негативних екологічних впливів. Важливим напрямом є впровадження систем контролю за викидами відпрацьованих газів — застосування сучасних фільтрів, каталізаторів та інших технологічних засобів очищення, що дозволяють знизити вміст шкідливих речовин до нормативних рівнів. Це сприяє зменшенню забруднення атмосферного повітря, а також зниженню парникового ефекту.

Особливу увагу приділяють правильному поводженню з паливно-мастильними матеріалами та відпрацьованими рідинами. Забруднені мастила, відпрацьоване паливо, розчинники та інші токсичні рідини мають збиратись, зберігатись і утилізуватись відповідно до встановлених екологічних норм. Впровадження замкнутих систем збору й утилізації відходів знижує ризик потрапляння шкідливих речовин у ґрунт та водні об'єкти.

Системи вентиляції та аспірації на робочих місцях забезпечують своєчасне видалення шкідливих парів і пилу, що не лише підвищує безпеку працівників, а й зменшує навантаження на довкілля. Відповідність цим системам стандартам якості повітря робочої зони є одним із ключових факторів екологічної безпеки.

Крім того, екологічна політика включає регулярний моніторинг стану навколишнього середовища, своєчасне проведення екологічних аудитів і контроль за виконанням вимог законодавства. Проводяться навчання персоналу

					КРБ.142.4221.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

з питань екологічної безпеки, формуються внутрішні інструкції та регламенти щодо поводження з екологічно небезпечними матеріалами.

Успішна організація охорони навколишнього середовища у процесах експлуатації і ремонту ДВЗ забезпечує не лише збереження природних ресурсів і поліпшення якості життя, а й сприяє сталому розвитку підприємства, підвищенню його соціальної відповідальності та іміджу.

4.6 Висновок до розділу

У розглянутому розділі було детально проаналізовано основні аспекти організації охорони праці та охорони навколишнього середовища під час експлуатації та ремонту двигунів внутрішнього згоряння. Визначено широкий спектр шкідливих і небезпечних факторів, що впливають на здоров'я працівників, а також екологічних ризиків, пов'язаних із викидами та утворенням відходів.

Встановлено, що ефективна система охорони праці має базуватися на суворому дотриманні нормативно-правових вимог, регулярному проведенні навчань і інструктажів, застосуванні засобів колективного та індивідуального захисту, а також організації безпечних умов праці на робочих місцях. Важливу роль відіграють заходи з технічного обслуговування обладнання та пожежної безпеки.

Щодо охорони навколишнього середовища, було підкреслено необхідність впровадження систем контролю викидів, організації збору і утилізації відходів, а також моніторингу екологічного стану. Комплексний підхід до охорони довкілля під час роботи з ДВЗ сприяє мінімізації негативного впливу на природу і здоров'я людей, а також підтримує принципи сталого розвитку.

Таким чином, інтеграція заходів з охорони праці і навколишнього середовища є ключовою умовою безпечної, ефективної та екологічно відповідальної експлуатації та ремонту двигунів внутрішнього згоряння.

					КРБ.142.4221.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

ВИСНОВОК

У процесі виконання кваліфікаційної роботи було визначено конструктивні особливості заданого двигуна внутрішнього згоряння, обґрунтовано вибір основних параметрів робочого циклу для подальших розрахунків динаміки, кінематики та елементів паливної системи. На основі розрахунку робочого циклу побудовано теоретичну індикаторну діаграму, а також виконано розрахунок і побудову графіків зміни сил, що діють на кривошипно-шатунний механізм одного циліндра.

У третьому розділі проведено розрахунок основних елементів паливної системи суднового дизельного двигуна Hyundai HiMSEN 6H-21/32, зокрема визначено орієнтовні параметри системи та виконано її технічний опис. Розрахунки базуються на припущеннях, що відповідають типовим умовам експлуатації даного типу двигунів.

Окрема увага приділена питанням охорони праці та захисту довкілля при експлуатації та ремонті ДВЗ. Проведено аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів, встановлено причини їх виникнення та впливу на обслуговуючий персонал. Розроблено комплекс заходів із забезпечення безпеки праці, включаючи використання засобів індивідуального та колективного захисту, технічні, організаційні та санітарно-гігієнічні рішення. Також охарактеризовано основні екологічні ризики, пов'язані з роботою двигуна, та запропоновано способи мінімізації негативного впливу на навколишнє середовище.

Отримані результати можуть бути використані як основа для подальших технічних удосконалень систем двигуна, а також для розробки рекомендацій щодо безпечної й екологічно відповідальної експлуатації судових ДВЗ.

					КРБ.142.4221.25.07.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		57

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Kirkpatrick A. T. Internal combustion engines: Applied thermosciences (4th ed.). Wiley, 2020. – 656 p.
4. Instruction Book Volume I. Engine type H21/32 / Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. – 361 p.
5. Kuiken, K. Diesel engines for ship propulsion and power plants: Part 3 (3rd ed.). Target Global Energy Training, 2017. – 456 p.
6. Pounder's. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition, 2004. – 914 p.
7. Shah Y.T. Energy and Fuel Systems Integration / Taylor & Francis Group, LLC., 2016. – 478 p.
8. Miller B.G., Tillman D. Combustion Engineering Issues for Solid Fuel Systems / Academic Press, 2008. — 400 p.
- 9.
10. Institution of Mechanical Engineers. Fuel Systems for IC Engines / Imech, London: Woodhead Publishing Limited, 2012. 306 p.
11. Woodyard, D. F. Pounder's marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
12. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
13. Автомобіль вантажний. Сучасні конструкції / А. Т. Лебедєв, В. Д. Мигаль та ін. – Харків: Планета-Прінт, 2021. – 369 с.

14. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. – Одеса, 2022. – 86 с.

15. Березуцький В. В. Основи охорони праці / В. В. Березуцький. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.

16. Агій Я. Ю. Охорона праці у галузі: навч. пос. / Я. Ю. Агій, І. М. Лях. – Ужгород: ПП «АУТДОР - ШАРК», 2015. – 200 с.

					КРБ.142.4221.25.07.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

