

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
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА
ТИПУ 6ДКРН 40/200 (MAN 6G40ME-C9.5)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Ю. Л. Мошенцев

Здобувач освіти



О. О. Панасенко

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

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Панасенку Олександру Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 6ДКРН 40/200
(MAN 6G40ME-C9.5)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., професор Мошенцев Ю. Л.*,
(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 Потужність двигуна – 6600 кВт; частота обертання колінчатого валу – 125 хв⁻¹; питома ефективна витрата палива – 0,174 кг/(кВт·год); ступінь стиску – 15; коефіцієнт надлишку повітря – 2,4.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Технічна характеристика двигуна; Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна; Розрахунок динаміки двигуна; Розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна; Охорона праці в машинному відділенні судна

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна типу 6ДКРН 40/200;
Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;
Турбокомпресор.

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) */Олександр ПАНАСЕНКО/*
 (прізвище та ініціали)

 (підпис) */Юрій МОШЕНЦЕВ/*
 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі проведено техніко-розрахунковий аналіз головного суднового двигуна типу 6ДКРН 40/200 (MAN 6G40ME-C9.5). Представлено опис конструкції та характеристик двигуна, виконано перевірочний розрахунок робочого циклу, динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму, розрахунок відцентрового компресора для наддуву, а також заходи з охорони праці в машинному відділенні. Отримані результати дозволяють оцінити ефективність роботи двигуна та його відповідність сучасним вимогам щодо екологічності, паливної економічності та надійності. Робота може бути використана як приклад інженерного підходу до проектування та оцінки експлуатаційних параметрів суднових енергетичних установок.

Обсяг роботи – 78 сторінки. Кількість використаних джерел – 13.

Ключові слова: судновий дизельний двигун, робочий цикл, наддув, індикаторна діаграма, технічний розрахунок, 6G40ME-C9.5, охорона праці.

ABSTRACT

The qualification thesis presents a technical and analytical study of the main marine engine type 6DKRN 40/200 (MAN 6G40ME-C9.5). The work includes a description of the engine design and specifications, a verification calculation of the working cycle, a dynamic analysis of the crank mechanism, a calculation of the centrifugal compressor for turbocharging, and the development of occupational safety measures in the engine room. The obtained results allow for the assessment of engine performance in terms of fuel efficiency, environmental compliance, and operational reliability. This study can serve as an example of an engineering approach to the evaluation and optimization of marine power plants.

Volume – 78 pages. Number of sources used – 13.

Keywords: marine diesel engine, working cycle, turbocharging, indicator diagram, technical calculation, 6G40ME-C9.5, occupational safety.

					КРБ.142.4227ст.25.17.00.ПЗ	Лист
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1. Аналіз конструкції та технічних характеристик головного суднового двигуна типу MAN 6G40ME-C9.5.....	7
1.1. Загальні технічні характеристики двигуна	7
1.2. Вимоги до сучасних суднових двигунів даного типу	8
1.3. Конструктивна компоновка двигуна	9
1.4. Огляд основних конструктивних вузлів і систем двигуна	11
1.5. Висновок до розділу.....	22
2. Перевірочний розрахунок робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна MAN 6G40ME-C9.5.....	24
2.1. Вступ.....	24
2.2. Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.....	24
2.3. Розрахунок робочого циклу.....	28
2.4. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми...	36
2.5. Кінематичний розрахунок КШМ.....	38
2.6. Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку	41
2.7. Розрахунок та побудова діаграми діючих сил.....	42
2.8. Визначення маси та діаметру маховика.....	47
2.9. Висновок до розділу.....	49
3. Розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна.....	51
3.1. Визначення основних характеристик та параметрів компресора.....	51
3.2. Обґрунтування вибору турбокомпресора.....	53
3.3. Розрахунок проточної частини компресора.....	55
3.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора.....	62
3.5. Висновок до розділу.....	66

4. Охорона праці в машинному відділенні судна.....	67
4.1. Загальні вимоги до охорони праці на судах	67
4.2. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих чинників у машинному відділенні	68
4.3. Заходи з профілактики травматизму та професійних захворювань.....	70
4.4. Надання першої медичної допомоги в аварійних ситуаціях.....	71
4.5. Висновок до розділу.....	73
Висновки до роботи.....	75
Список використаної літератури.....	77

ВСТУП

Суднові енергетичні установки є ключовими елементами сучасного флоту, що забезпечують ефективне переміщення вантажів і пасажирів по морських і внутрішніх водних шляхах. У контексті зростаючих вимог до енергоефективності, екологічності та надійності морських дизельних двигунів, особливої уваги набули малообертові двотактні силові агрегати, які демонструють високий рівень термодинамічної досконалості та здатність працювати на важких видах палива.

Двигуни типу MAN серії ME-C, зокрема 6G40ME-C9.5, стали результатом тривалого розвитку технологій двигунобудування та втілення інновацій у сфері електронного управління, газотурбінного наддуву й підвищення паливної економичності. Вони поєднують у собі переваги надійності традиційних конструкцій із можливостями адаптації до міжнародних екологічних стандартів MARPOL Annex VI, включаючи вимоги щодо обмеження викидів NO_x , SO_x і парникових газів.

Зростаюча складність конструкцій сучасних головних двигунів зумовлює потребу у глибокому розумінні процесів, що відбуваються в робочому циклі, а також у грамотному підході до їх розрахунку, моделювання й експлуатаційного аналізу. Розробка нових моделей і модернізація існуючих агрегатів вимагають врахування численних технічних, економічних та екологічних факторів.

Метою цієї кваліфікаційної роботи є виконання комплексного дослідження головного суднового двигуна типу 6ДКРН 40/200, що є аналогом MAN 6G40ME-C9.5, з визначенням основних параметрів його робочого процесу, динаміки крилошпно-шатунного механізму, параметрів системи наддуву та особливостей конструкції, а також розробкою пропозицій безпечних умов експлуатації суднових двигунів.

					КРБ.142.4227ст.25.17.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТА ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ MAN 6G40ME-C9.5

1.1 Загальні технічні характеристики двигуна

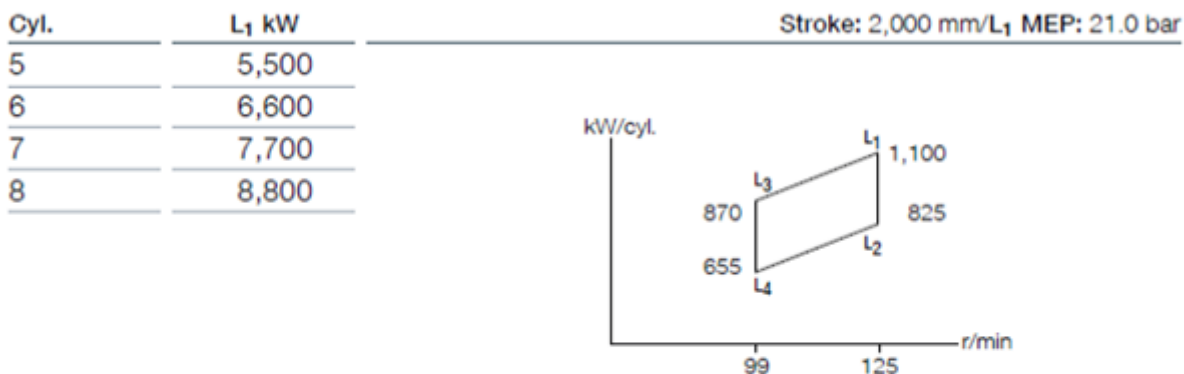
Технічні дані двигуна 6G40ME-C9.5 наведено у табл. 1.1. та рис. 1.1

Таблиця 1.1. Технічні характеристики двигуна за завданням 6G40ME-C9.5

Параметр, одиниці вимірювання	Величина
1. Діаметр циліндра, $D_{ц}$, мм	400
2. Хід поршня, S , мм	2000
3. Потужність двигуна, N_e , кВт	6600
4. Кількість циліндрів, i	6
5. Циліндрова потужність, N_{ey} , кВт	1100
6. Частота обертання колінчастого вала, n , хв^{-1}	125
7. Питома ефективна витрата палива, g_e , $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$	0,174
8. Питома витрата циркуляційного масла, g_m , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$	0,450

Power, Speed and Fuel Oil

MAN B&W G40ME-C9.5-TII



Fuel Oil

MAN B&W G40ME-C9.5

L₁ SFOC [g/kWh]

Opt. load range	50%	75%	100%
High load	172.5	170.0	174.0
Part load EGB	169.5	168.5	175.5
Low load EGB	167.5	169.5	175.5

Рис. 1.1. Параметри двигуна, згідно даних заводу-виробника

1.2 Вимоги до сучасних суднових двигунів даного типу

Сучасні головні суднові дизельні двигуни, зокрема малообертові двотактні агрегати, повинні відповідати комплексним вимогам, що висуваються як міжнародним морським законодавством, так і практикою експлуатації на транспортному флоті. Основними критеріями є ефективність, надійність, екологічна безпека та технологічність обслуговування. До ключових вимог належать:

1. Енергоефективність та паливна економічність. Двигун має забезпечувати мінімальну питому витрату палива (в межах 0,170...0,180 кг/(кВт·год)) при стабільній роботі в широкому діапазоні навантажень. Це досягається оптимізацією процесів згоряння, використанням високого тиску впорскування палива, багатофазної подачі (предвприск + основний впорск) і систем електронного керування.

2. Високий ресурс та надійність. Експлуатація двигунів на високов'язких важких паливних сумішах (HFO) вимагає підвищеної зносостійкості вузлів тертя – циліндро-поршневої групи, підшипників, клапанного механізму. Тривалість безкапітального ресурсу сучасного двигуна повинна досягати 50–60 тис. годин для головки поршня та 30 тис. годин для втулки циліндра.

3. Екологічна відповідність. Викиди NO_x , SO_x , CO та часток повинні відповідати вимогам Міжнародної конвенції MARPOL Annex VI. Для цього впроваджуються технології:

- рециркуляції відпрацьованих газів (EGR);
- селективного каталітичного нейтралізатора (SCR);
- водопаливної емульсії або впорскування води;
- оптимізації форм камери згоряння та часу впорскування.

4. Модульність і зменшення габаритів. Сучасні двигуни проєктуються з урахуванням зменшення маси і об'єму, що дозволяє зекономити машинне приміщення та збільшити об'єм вантажних трюмів. Наприклад, двигун типу 6G40ME-C9.5 має більш компактні габарити порівняно з попередніми моделями аналогічної потужності.

					КРБ.142.4227ст.25.17.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		8

5. Зручність технічного обслуговування. До конструкції двигунів інтегруються системи дистанційного моніторингу, автоматичної діагностики несправностей та зручного доступу до обслуговуваних вузлів. Це дозволяє мінімізувати простій судна під час ремонту і підвищити оперативність заміни зношених елементів.

6. Уніфікація та серійність. Стандартизація основних конструктивних елементів (поршень, форсунка, турбонагнітач) забезпечує спрощення виробництва, зменшення витрат на запчастини та прискорення логістики технічного обслуговування.

Таким чином, двигуни типу MAN 6G40ME-C9.5 відповідають сучасним вимогам, поєднуючи високу ефективність, екологічну безпеку та тривалий ресурс служби, що робить їх актуальним вибором для головних енергетичних установок суден великого тоннажу.

1.3 Конструктивна компоновка двигуна

Двигун MAN 6G40ME-C9.5 (рис. 1.2) належить до сімейства двотактних, малообертових головних судових двигунів з електронним управлінням подачею палива та наддувом. Його конструктивна компоновка забезпечує високу ефективність, надійність та зручність обслуговування. Основні компоненти двигуна розміщуються відповідно до модульного принципу, що спрощує його монтаж і технічну експлуатацію на борту судна. Конструктивна схема двигуна MAN 6G40ME-C9.5-ТІІ приведена на рис. 1.3.

Фундаментна рама двигуна — це зварна сталева конструкція, що складається з поздовжніх балок із привареними поперечними ребрами жорсткості та литими постелями для рамових підшипників. У кормовій частині інтегровано упорний підшипник типу Michell. Рама встановлюється на епоксидних опорних клинах і кріпиться до основи судна спеціальними гідравлічно затягнутими болтами.

					КРБ.142.4227ст.25.17.01.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

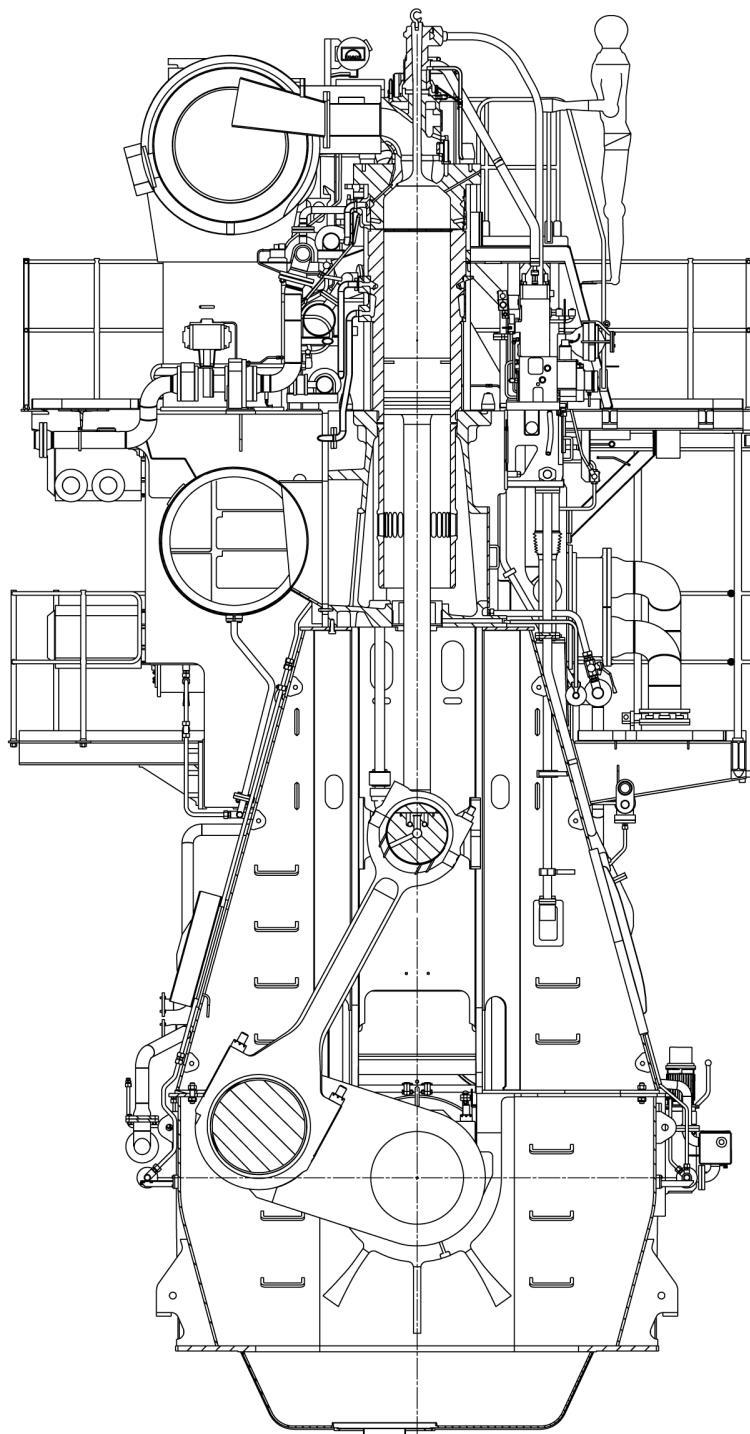


Рис. 1.2. Загальний вид двигуна MAN 6G40ME-C9.5

Станина (картер) виконана зварною з товстолистової сталі, з'єднана з фундаментною рамою анкерними болтами. На ній розміщені оглядові люки, запобіжні клапани, напрямні повзуні крейцкопфів і місця кріплення блоків циліндрів.

Блок складається із чавунних сорочок, які формують циліндровий простір. Він оснащений каналами для подачі охолоджуючої води та масла, а також отво-

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.17.01.ПЗ

Лист

10

ром для наддувного повітря. Конструкція передбачає простий доступ до поршневих кілець, форсунок і клапанних механізмів.

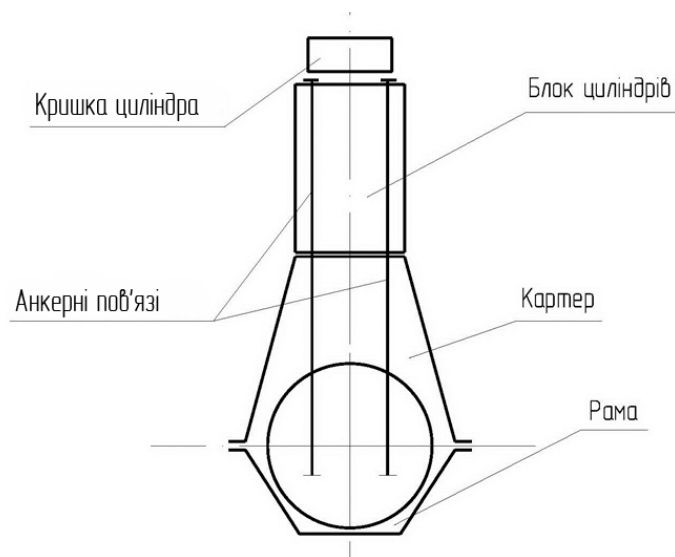


Рис. 1.3. Загальна конструктивна схема двигуна 6G40ME-C9.5

Втулка циліндра має масивний фланець і систему водяного охолодження. Головка циліндра – сталева, з каналами для охолодження та посадочними місцями для форсунок, випускного клапана, пускового клапана та індикаторного крана. Головка кріпиться до станини гідравлічно затягнутими шпильками.

Компоновка двигуна MAN 6G40ME-C9.5 дозволяє досягати зниження експлуатаційних витрат, високої ремонтпридатності і відповідності екологічним нормам (ІМО Tier II і перспективно – Tier III при дооснащенні). Такий підхід до конструкції забезпечує універсальність та ефективність у роботі на судах нового покоління.

1.4 Огляд основних конструктивних вузлів і систем двигуна

Фундаментна рама головного двигуна має вбудований упорний підшипник у задній частині. Конструкція рами виконана зі зварної сталі та включає позовжню балку з литими сталевими опорами для встановлення рамових підшипників. Підшипники мають тонкостінну будову та покриті шаром білого металу (бабіту). Для фіксації двигуна на судовій основі застосовуються подовжені гвинтові з'єднання з високими показниками міцності, які затягуються за допомогою гідравлічного інструменту. Рама встановлюється горизонтально на епоксидних клинах

без ухилу. Масляний піддон виготовляється зі сталевого листа та жорстко приєднується до конструкції рами шляхом зварювання.

Станина двигуна виготовлена у вигляді зварної металоконструкції. На її випускній стороні розташовані запобіжні клапани для кожного циліндра, а на протилежному боці – оглядові люки для візуального контролю. Напрявні для по-взунів крейцкопфного вузла закріплені зварюванням. З'єднання станини з фунда-ментною рамою здійснюється за допомогою болтів. Комплексне кріплення блоку циліндрів, станини та фундаментної рами виконується анкерними тягами, що забезпечують жорсткість і цілісність силової конструкції двигуна.

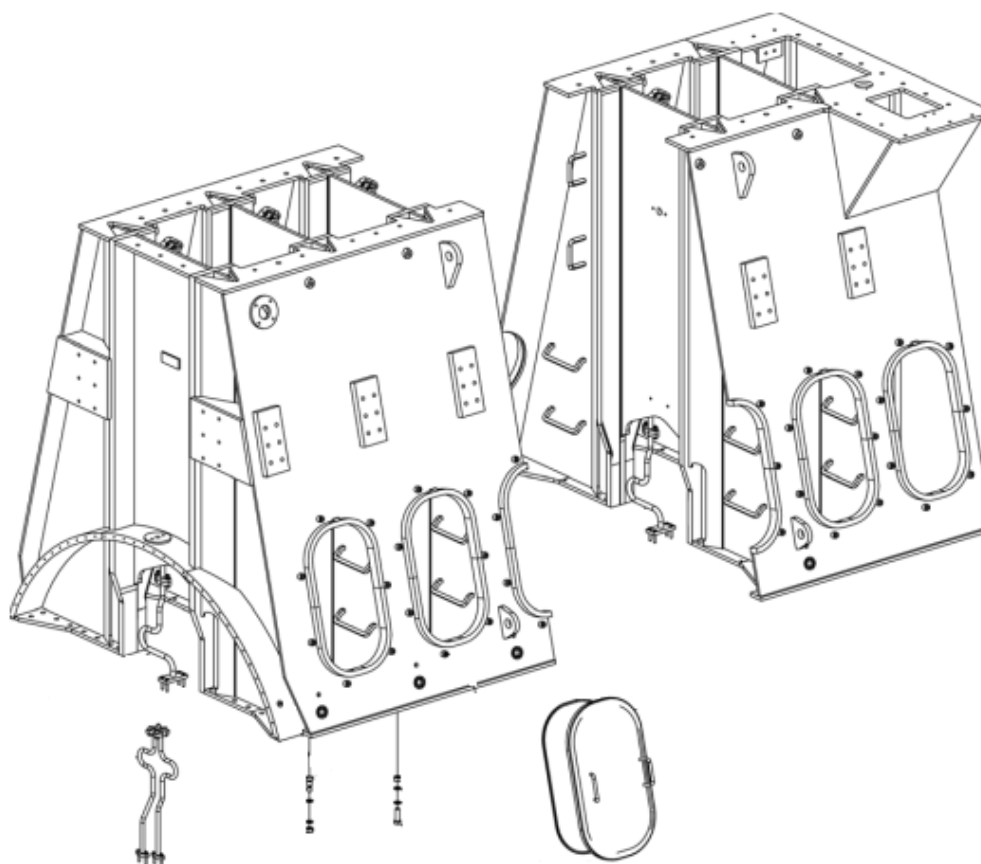


Рис. 1.4. Фундаментна рама двигуна MAN 6G40ME-C9.5

Блок циліндрів виготовлений із чавуну. На його стороні, де розташований розподільчий вал, передбачена оглядова кришка для контролю за станом поршневих кілець. У цій кришці наявні отвори для подачі повітря від продувного ко-лектора. Також у конструкції блока передбачено трубопроводи для подачі масла, що використовується для охолодження поршнів під час роботи двигуна.

До блоку циліндрів кріпляться основні елементи системи наддуву та обслуговування, зокрема повітряний ресивер, турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, а також кронштейни для встановлення обслуговуючих майданчиків. У нижній частині блока розміщено сальниковий вузол поршневого штока, який виконує ущільнювальну функцію: зі сторони картера він перешкоджає витіканню мастила в підпоршневу порожнину, а з боку порожнини — запобігає проникненню повітря, відпрацьованих газів і відпрацьованого мастила назад у картер.

Циліндрова втулка (рис. 1.5), виконана методом чавунного лиття, монтується на блок за допомогою фланцевого з'єднання. У її верхній частині розміщено отвори, куди встановлюються охолоджувальні трубки з термоізоляцією або без неї. Розташування каналів охолодження та характер ізоляції вибираються з урахуванням необхідності підтримки такої температури втулки, при якій виключається розвиток сірчистої корозії, але не перевищується гранична температура, що забезпечує стабільне змащування внутрішньої поверхні.

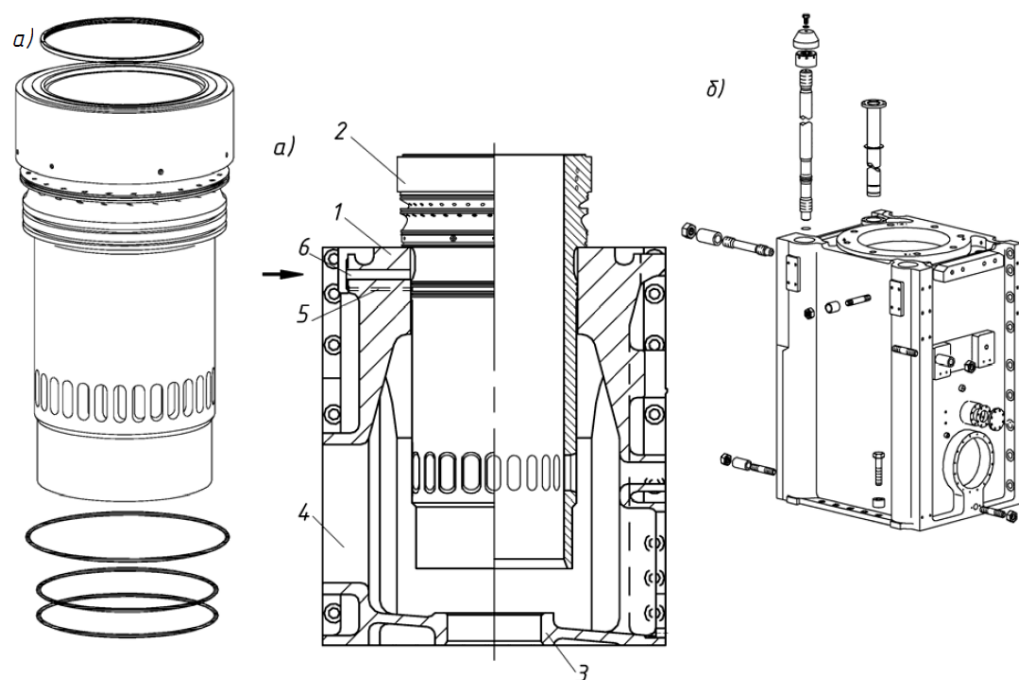


Рис. 1.5. Робочий циліндр і сорочка охолодження дизеля 6G40ME-C9.5

1 – сорочка циліндра; 2 – втулка циліндра; 3 – діафрагма; 4 – порожнина підведення наддувного повітря; 5 – дренажний отвір для контролю за станом ущільнень; 6 – підведення води на охолодження втулки

Головка циліндра являє собою монолітну сталеву конструкцію зі вбудованими каналами для циркуляції охолоджувальної рідини. У верхній частині головки розміщуються такі елементи: випускний клапан, запобіжний клапан та індикаторний кран. Монтаж головки до станини здійснюється за допомогою шпильок, при цьому кріпильні гайки затягуються з використанням гідравлічного інструменту, що забезпечує рівномірне зусилля та надійність з'єднання.

Шатун двигуна (рис. 1.6) виготовляється зі сталі шляхом кування або лиття. Його основне призначення – передача зусилля від крейцкопфа до колінчастого вала. З'єднання з обома вузлами відбувається через підшипники, які фіксуються за допомогою болтів. Як і у випадку з головкою, затягування кріпильних елементів здійснюється гідравлічним способом для досягнення високої точності та надійності в експлуатації.

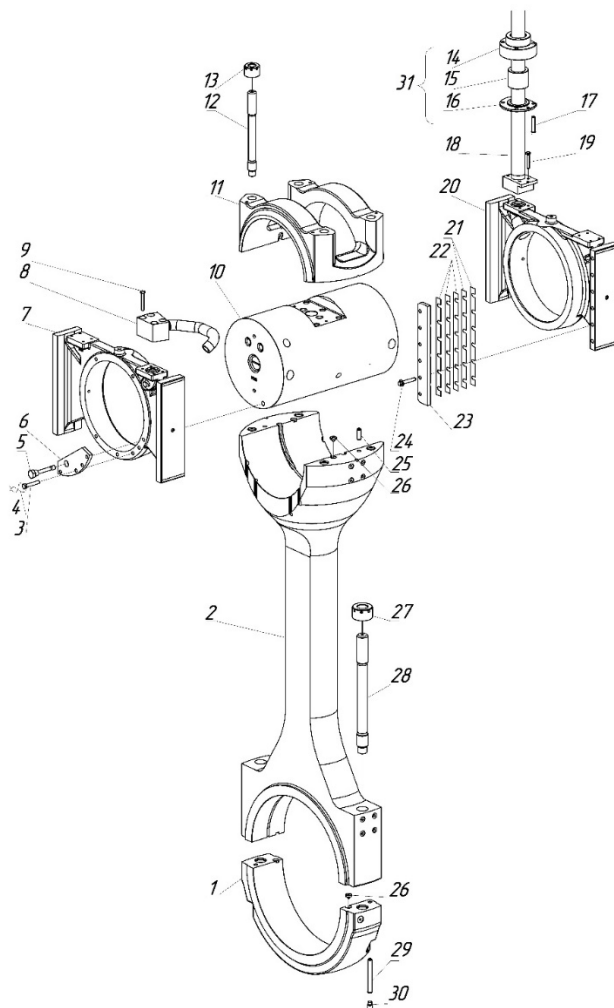


Рис. 1.6. Декомпозиція шатуна двигуна MAN 6G40ME-C9.5

1 – кришка підшипника мотильова; 2 – шатун; 3 – гвинт; 4 – шплінт; 5 – гвинт;

					КРБ.142.4227ст.25.17.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

6 – плита; 7 – передній башмак; 8 – труба випускна системи мащення; 9 – гвинт; 10 – повзун; 11 – кришка підшипника хрестоподібна; 12 – шпилька підключення стрижня; 13 – гайка для гідравлічного затягування; 14 – корпус, сальник; 15 – гільза; 16 – сальник, фланець; 17 – гвинт; 18 – труба телескопічна; 19 – гвинт; 20 – башмак, задній; 21 – передня направляюча; 22 – направляюча; 23 – направляюча смуга; 24 – гвинт фланцевий; 25 – дюбель; 26 – гвинт; 27 – гайка для гідравлічного затягування; 28 – шпилька підключення стрижня; 29 – дюбель; 30 – гайка кріпівної шпильки; 31 – сальник, телескопічна труба

Мотилевий підшипник має тонкостінчасту конструкцію з вкладишами, покритими білим металом. Змащення підшипників здійснюється через отвори у крейцкопфі та шатуні. Щоб зекономити місце, шатун виготовляють відносно коротким.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ), зображений на рис. 1.7, є одним з ключових компонентів системи впорскування дизельного двигуна. Цей насос зазвичай виконує дві основні функції: нагнітає певний об'єм палива під високим тиском та регулює момент початку впорскування. Однак з впровадженням акумуляторних систем впорскування функція регулювання моменту впорскування перейшла до управління електронікою форсунок.

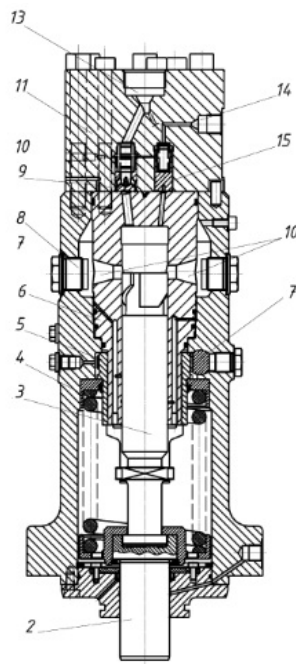


Рис. 1.7. Паливний насос високого тиску з золотниковим регулюванням:

					КРБ.142.4227ст.25.17.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		15

1 – штовхач роликовий; 2 – шток штовхача; 3 – плунжер; 4 – пружина поворотна; 5 – втулка розвороту плунжера з зубчастим сектором; 6 – втулка плунжера; 7 – рейка зубчаста управління подачею; 8 – пристрої демпфіруючі; 9 – клапан нагнітальний; 10 – вікна наповнювальні (зливні); 11 – кришка насоса; 12 – клапан реверсивний; 13 – штуцер (отвір) трубопроводу високого тиску приєднувальний; 14 – приєднуючий отвір трубопроводу високого тиску допоміжної форсунки; 15 – клапан нагнітальний магістралі високого тиску допоміжної форсунки

Оснoву паливного насоса високого тиску становить плунжерна пара, що складається з поршня (плунжера) та циліндра (втулки) малого діаметра. Для виготовлення цих елементів використовується високоякісна легована сталь. Завдяки надзвичайно точній обробці забезпечується мінімальний зазор між плунжером і втулкою, що утворює прецизійне сполучення.

Золотникові паливні насоси розміщуються на верхній обробленій поверхні циліндрового блоку. Для кожного циліндра встановлено окремий насос, оснащений штовхачем із роликом. Трубопроводи високого тиску мають однакову довжину і невелику протяжність, що позитивно впливає на процес згоряння палива. Уся паливна система, включно з трубками високого тиску, розміщується під захисними кожухами, які забезпечують надійний протипожежний захист.

Поршень (рис. 1.8) складається з головки та штока.

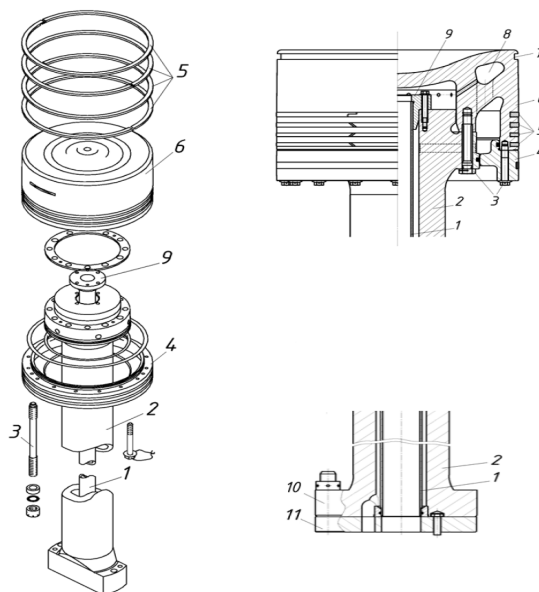


Рис. 1.8. Основні елементи поршня і його штока двигуна MAN 6G40ME-C9.5

					КРБ.142.4227ст.25.17.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		16

1 – зливна труба; 2 – шток поршня; 3 – елементи кріпильні; 4 – напрямна частина поршня; 5 – кільця поршневі та рівці кільцеві; 6 – головка поршня; 7 – бар'єр тепловий; 8 – порожнина охолодження, 9 – фланець труби охолодження; 10 – фланець кріплення штока; 11 – проставка регулююча

Поршневий шток виготовляється з кованої сталі, а його робоча поверхня, що контактує з сальниковою набивкою, піддається термічному зміцненню. З'єднання штока з крейцкопфом здійснюється за допомогою чотирьох болтів.

У центральній частині поршневого штока розташований канал, який разом із мастилопроводом формує систему подачі та відведення охолоджувального масла. Поршнева головка виготовлена з високоякісної сталі та має чотири канавки для поршневих кілець, внутрішні поверхні яких хромуються з обох боків. Верхнє поршневе кільце є компресійного типу (CPR) і відрізняється збільшеною шириною порівняно з трьома іншими кільцями, які мають косі стикові замки.

Поршневий шток виготовляється з кованої сталі, його поверхня шліфується та проходить термічну обробку для підвищення твердості та зносостійкості. Це дозволяє забезпечити вищий питомий тиск ущільнювальних кілець сальника та подовжити ресурс роботи при терті. Кріплення штока до крейцкопфа здійснюється за допомогою чотирьох шпильок. Усередині штока передбачено центральний канал, у якому розміщено трубку для подачі мастила з метою охолодження поршня.

Крейцкопф (рис. 1.9) служить для передачі зусиль від поршневого штока до шатуна і в зворотному напрямку. Він виготовляється з кованої сталі та з'єднується зі сталевими литими черевиками, робочі поверхні яких покриті білим металом для зниження зносу. Поперечна частина крейцкопфа оснащена телескопічною трубкою, яка забезпечує подачу та відведення мастила.

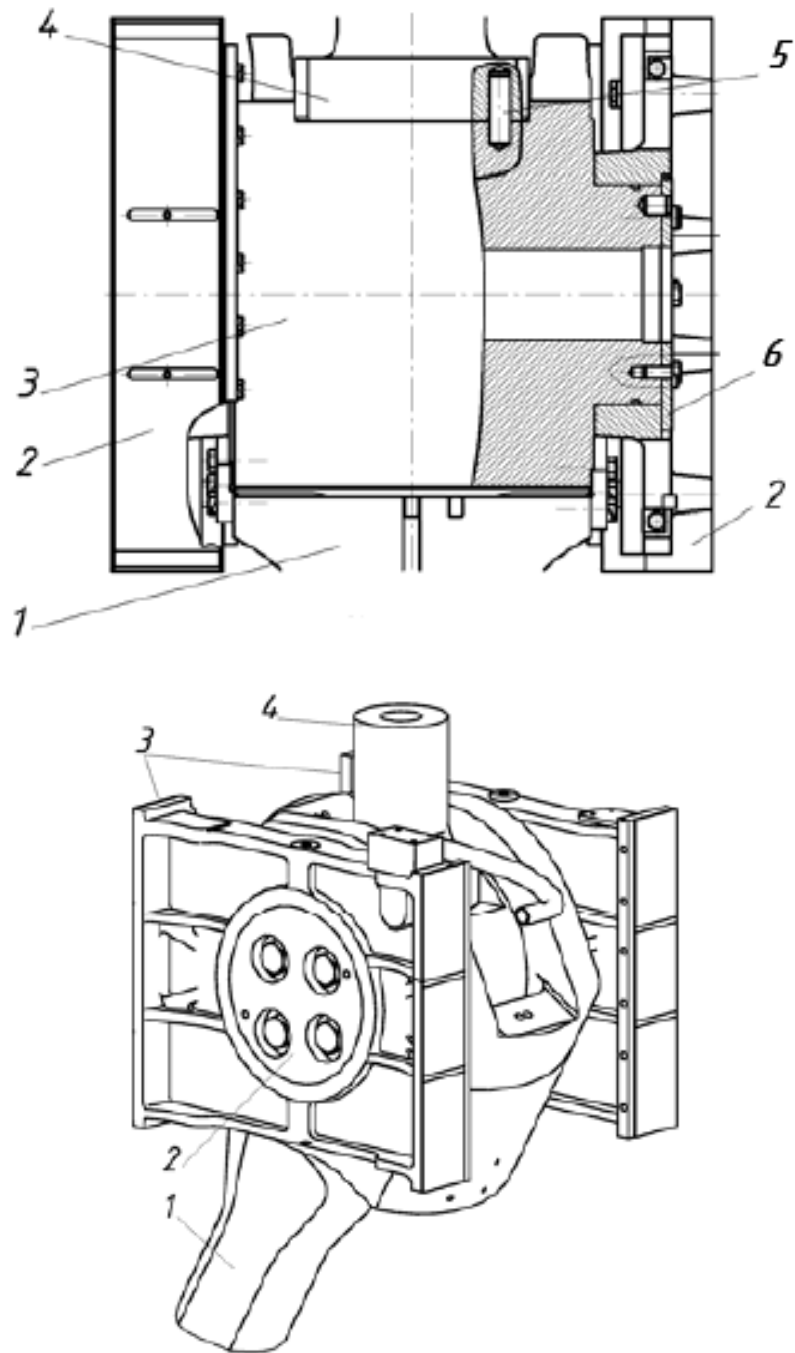


Рис. 1.9. Загальний вигляд крейцкопфного вузла двигуна MAN 6G40ME-C9.5:
1 – шатун; 2 – повзун; 3 – поперечина; 4 – шток поршня; 5 – штифт установоч-
ний; 6 – кришки фіксуючі

Колінчатий вал (рис. 1.10) має напівскладену конструкцію і формується з окремих колін, виготовлених із кованої або литої сталі.

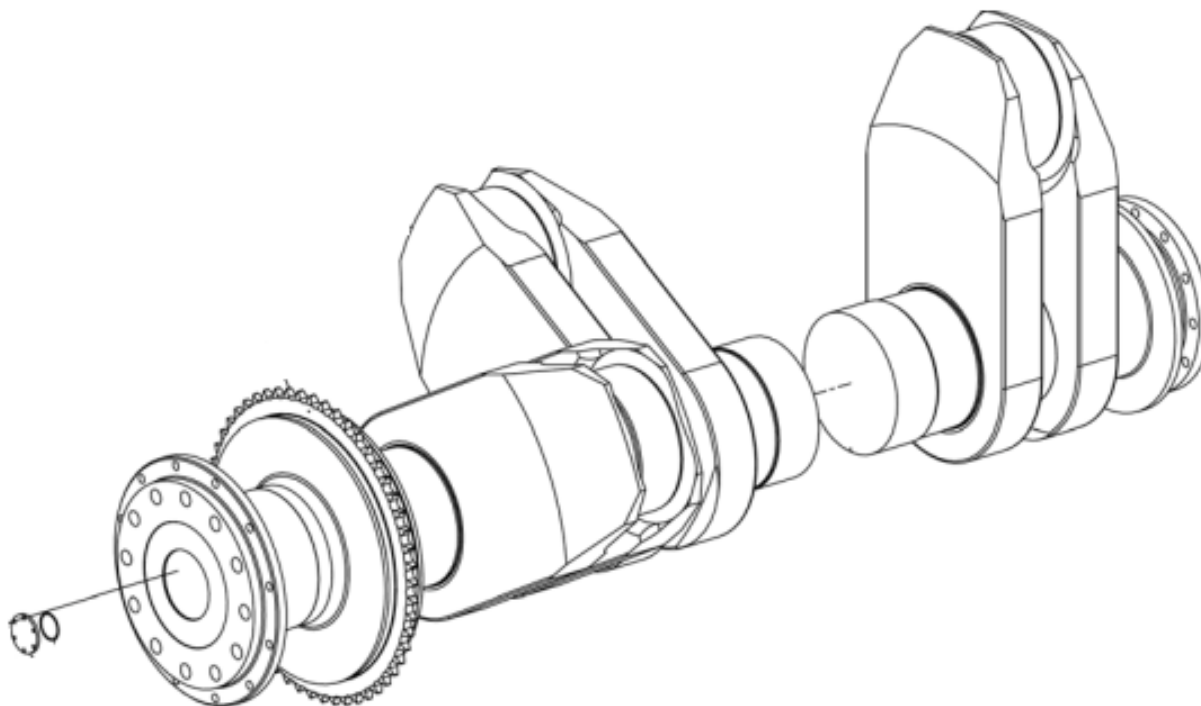


Рис. 1.10. Загальний вид колінчатого валу двигуна MAN 6G40ME-C9.5

На задньому кінці колінчатого валу розміщений упорний гребінь, який взаємодіє з упорним підшипником. Кормовий фланець з'єднується з маховиком і проміжним валом за допомогою центрованих (призонних) болтів. У передній частині двигуна встановлюється демпфер подовжніх коливань, а також фланець для відбору потужності на допоміжне обладнання або, за потреби, на валогенератор.

Розподільний вал виконує функції розподілу палива між циліндрами, керування відкриттям випускних клапанів, а також приводить у дію лубрикатори. Його конструкція збірна – кулачки напресовані на вал. Привід розподільного вала здійснюється за допомогою ланцюга, який з'єднує його з колінчастим валом.

Упорний підшипник типу V&W-Michell розташований у задній частині двигуна. Його конструкція включає упорний гребінь, основу підшипника та упорні подушки, поверхні яких покриті білим металом для зменшення тертя та зносу.

Упорний вал є складовим елементом колінчастого вала і отримує змащення від системи циркуляційного мастила, що забезпечує надійну роботу та зменшення тертя в зоні упору.

Реверсування двигуна виконується за допомогою електронного керування, що включає зміну моменту впорскування палива, а також активацію вихлопного та пускових клапанів.

Передача обертання (валоповоротний пристрій) складається з обертового колеса, яке зв'язане з упорним валом і приводить у рух шестерню кінцевого вала передачі, розташованого на фундаментній рамі. Обертання передачі здійснюється електричним двигуном, оснащеним гальмівним механізмом. Блокування головного двигуна під час запуску відбувається, коли передача перебуває у зачепленні. Введення та виведення передачі із зачеплення здійснюється вручну за допомогою осевого переміщення шестерні.

Демпфер подовжніх коливань складається з поршня та збірного корпусу, який розміщений попереду рамового підшипника. Поршень демпфера виконаний у вигляді цілісного гребеня на шийці рами, а корпус розташований на основі підшипника.

Система наддуву повітря працює таким чином: повітря спочатку надходить із машинного відділення через фільтр-глушник у турбонагнітач. Далі воно проходить через наддувну трубу, охолоджувач та ресивер, а потім через отвори у втулках циліндрів потрапляє до них у фазі газообміну.

Охолоджувачі наддувного повітря масло-блочного типу встановлюються окремо для кожного турбонагнітача. Вони охолоджують повітря за допомогою забортної води з тиском 0,2...0,25 МПа або прісної води під тиском 0,45 МПа. Конструктивно повітроохолоджувачі забезпечують різницю температур між наддувним повітрям і вхідною забортною водою до 12 °С.

Двигун оснащений допоміжними повітродувками, які подають повітря безпосередньо у двигун, минаючи охолоджувач наддувного повітря. Між охолоджувачем та ресивером встановлені зворотні клапани, що автоматично закриваються при відключеній повітродувці. Допоміжні повітродувки запускаються перед стартом двигуна для забезпечення потрібного тиску, необхідного для нормального запуску машини.

Циліндрова кришка (рис. 1.11) оснащена трьома форсунками, пусковим

					КРБ.142.4227ст.25.17.01.ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

клапаном та індикаторним краном.

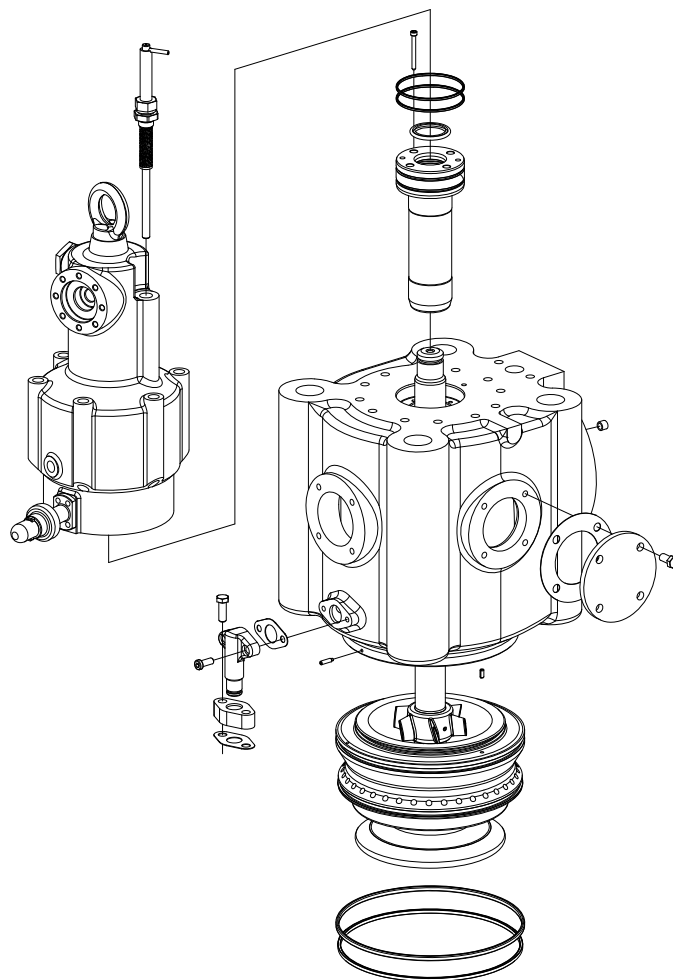


Рис. 1.11. Кришка циліндрів та клапан двигуна MAN 6G40ME-C9.5

Відкриття клапанів відбувається за допомогою високотискового бустера, а їх закриття забезпечується пружиною. Під час зупинки двигуна паливо автоматично циркулює через клапан, а золотник у разі несправності клапанів автоматично скидає паливо.

Трубопроводи високого тиску оснащені спеціальними з'єднаннями та рукавами, що витримують великі навантаження тиску. Пусковий клапан відкривається під впливом повітря і закривається пружиною. Робота пускового клапана контролюється інтегрованою системою управління дизелем за часовими параметрами. На двигуні встановлено індикаторний кран, на який можна підключати датчики діагностичної системи.

Випускний клапан (див. рис. 1.11) складається з корпусу та штока клапана. Корпус виготовлений із чавуну і оснащений каналами для охолодження, а в його

нижній частині замість сідла розміщено стальне охолоджувальне днище. Шток клапана виконаний з жароміцного нікелевого сплаву (німоніку). Відкриття випускного клапана здійснюється електронною гідравлічною системою, тоді як закриття відбувається під дією повітряного тиску.

Робота випускного клапана регулюється розподільним валом. Для забезпечення надійного та щільного прилягання клапана до сідла на штоку встановлено імпелер, який забезпечує його обертання.

Для забезпечення плавної роботи клапана у його верхній та нижній частинах встановлені демпфери. Охолоджувальні порожнини ущільнюються силіконовими кільцями, які замінюють кожні 1,5...2 тисячі годин експлуатації. Нижнє кільце виконане розрізним, підпружиненим та виготовленим із фторопласту, що дозволяє збільшити його ресурс до 3 тисяч годин.

Робоча поверхня сідла покрита жароміцним нікелевим наплавом, що забезпечує ефективний захист від високотемпературної корозії.

Появи плям прогару на сідлі не слід усувати до появи наскрізних канавок. В новіших моделях компанія почала виготовляти клапани Duracel із наплавленням на посадкову поверхню жароміцним і жаростійким хромонікелевим сплавом (інконелем), який витримує високі температури. Одночасно було впроваджено конструкцію сідла з двома камерами, що має форму W-подібної посадкової поверхні.

Двигун оснащений кронштейнами, площадками та леєрами, розташованими так, щоб забезпечити зручний доступ для проведення оглядів і перевірок. У зоні кронштейнів прокладені труби різних систем, що підтримують роботу двигуна. З боку випускної частини до кронштейнів кріпляться балки штормового кріплення двигуна.

1.5 Висновок до розділу

У розділі проведено всебічний аналіз головного суднового дизельного двигуна типу MAN 6G40ME-C9.5, який є представником сучасного покоління двотактних малообертових силових установок з електронним керуванням подачею

					КРБ.142.4227ст.25.17.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		22

палива та газотурбінним наддувом. Наведено детальні технічні характеристики двигуна, охарактеризовано вимоги до його експлуатаційних параметрів, розглянуто конструктивну компоновку та окремі ключові вузли.

Особливу увагу приділено технічним рішенням, спрямованим на підвищення паливної ефективності, зниження токсичних викидів, забезпечення високої надійності та довговічності. Проаналізовано особливості конструкції поршневої групи, крейцкопфного вузла, системи охолодження, паливоподачі, наддуву та управління газорозподілом.

Отримані дані є основою для подальших розрахунків робочого циклу, оцінки динаміки кривошипно-шатунного механізму, а також розрахунку параметрів компресору системи наддуву. Таким чином, розділ закладає теоретичне підґрунтя для комплексного інженерного аналізу ефективності функціонування двигуна.

					КРБ.142.4227ст.25.17.01.ПЗ	Лист
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА MAN 6G40ME-C9.5

2.1 Вступ

У цьому розділі здійснюється перевірочний розрахунок робочого циклу дизельного двигуна MAN 6G40ME-C9.5, що є одним із провідних суднових двигунів великої потужності. Метою розрахунку є оцінка основних теплотехнічних параметрів, визначення робочих процесів у циліндрах, а також побудова індикаторних діаграм, що дозволяють аналізувати ефективність роботи двигуна на різних режимах.

Окрім теплотехнічних розрахунків, у розділі виконується динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму, що включає розрахунок сил, моментів та навантажень на основні рухомі деталі. Такий підхід дає змогу оцінити механічну надійність двигуна, забезпечити оптимальні умови його роботи та запобігти можливим поломкам в процесі експлуатації.

2.2 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Для виконання перевірочного розрахунку робочого циклу двигуна необхідно визначити вихідні параметри, що характеризують конструкцію та умови роботи силової установки. Правильний вибір цих даних має вирішальне значення для отримання достовірних результатів, що дозволяють оцінити ефективність процесу згоряння, теплове навантаження та економічність двигуна. У цьому підрозділі розглядаються основні геометричні, термодинамічні та експлуатаційні характеристики, які використовуються як вхідні дані для подальших розрахунків. Обґрунтування вибору цих параметрів базується на технічній документації, даних прототипу або аналогічних двигунів, а також на загально-

прийнятих рекомендаціях і нормативних значеннях, що відповідають сучасному рівню розвитку двигунобудування. Нижче приводиться зведення основних параметрів до розрахунку циклу.

Ефективна потужність двигуна $N_e = 6600$ кВт;

Частота обертання колінчатого валу $n = 125$ хв⁻¹;

Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,174$ кг/(кВт·год);

Діаметр циліндра $D_{ц} = 0,4$ м;

Хід поршня $S = 2,0$ м;

Під час вибору ступеня стиснення враховують геометричні характеристики циліндра, зокрема його діаметр ($D_{ц}$) і хід поршня (S), а також тип процесу сумішоутворення. Враховуючи ці фактори та керуючись рекомендованими значеннями для даного типу двигуна, приймаємо $\varepsilon = 15$.

Значення коефіцієнта надлишку повітря визначається передусім розмірами циліндра та типом сумішоутворення. З урахуванням цих чинників, а також згідно з типовими рекомендаціями для подібних двигунів, обираємо $\alpha = 2,4$.

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Температура залишкових газів T_r . Під час вибору цього параметра орієнтуються на типовий діапазон значень: 600...900 К. Нижчі температури залишкових газів характерні для двигунів із менш інтенсивним робочим процесом або за підвищеного коефіцієнта надлишку повітря. У нашому випадку, враховуючи особливості двигуна, приймаємо $T_x = 750$ К.

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 293$ К, що відповідає стандартним атмосферним умовам. Лише в особливих випадках обирають температуру повітря в машинному відділенні.

Тиск навколишнього середовища p_0 . У всіх випадках необхідно обирати для розрахунку $p_0 = 0,101$ МПа, що відповідає стандартним атмосферним умовам

Відносна вологість повітря φ . У всіх випадках варто приймати $\varphi = 50$ %, при якій гарантується заводом-виробником номінальна потужність двигуна.

					КРБ.142.4227ст.25.17.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		25

Зміна температури повітря при переході з наддувочного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10 \text{ K}$, як для ДВЗ з наддувом.

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр, K_a . Для МОД приймаємо $K_a = 0,97$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z . Для МОД приймаємо $\zeta_z = 0,93$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці B . Для МОД приймаємо $\zeta_b = 0,94$.

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Цей параметр характеризує співвідношення максимального тиску в циліндрі до тиску в кінці стиснення та впливає на форму індикаторної діаграми, термодинамічну ефективність і теплові навантаження деталей. Значення ступеня підвищення тиску залежить від типу двигуна, умов згоряння і характеристик палива. Для подальших розрахунків, з урахуванням досвіду проектування аналогічних двигунів, приймаємо $\lambda = 1,3$.

Доля ходу поршня втраченого на продувку φ_p . Цей показник відображає, яку частину ходу поршня витрачається на продувку циліндра в процесі газообміну. Його значення залежить від конструктивних особливостей продувної системи, виду продувки (пряма, зворотна, змішана) та частоти обертання двигуна. Для подальших розрахунків приймаємо $\varphi_p = 0,06$, що є типовим значенням для двигунів із ефективною системою продувки.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Цей коефіцієнт враховує відхилення реальної індикаторної діаграми від ідеалізованої теоретичної кривої внаслідок втрат, зумовлених динамікою процесів згоряння та газообміну. Він використовується для корекції результатів розрахунку індикаторної роботи. З огляду на прийняту методику та характер роботи двигуна, приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,96$.

Коефіцієнт тактності $z = 1$ для 2-х тактних двигунів;

Хімічний склад палива. Для теплотехнічних розрахунків зазвичай використовують умовне паливо середнього складу, яке відповідає типовим показ-

никам дизельного пального. У такому паливі приймаються наступні масові частки основних елементів: вуглець – 0,866 кг, водень – 0,130 кг, сірка – 0 кг, кисень – 0,004 кг, волога (вода) – 0 кг. Такий склад дозволяє врахувати основні процеси згоряння та точно розрахувати теплоту згоряння палива.

Розрахунок було виконано в середовищі MathCAD з використанням програмного забезпечення, розробленого на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК. Алгоритм розрахунку приведений наведено нижче у вигляді роздруківок програми.

					КРБ.142.4227ст.25.17.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		27

2.3 Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 6600$
1.2 Частота обертання, хв^{-1}	$n = 125$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.101$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$\Pi_k = 3.5$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_Z = 0.93$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.94$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{мв}} = 15$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 10$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0.06$
1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.96$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.77$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.0045$
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):	$C = 0.866$
	$H = 0.13$
	$S = 0$
	$O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 6$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.4$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 2$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 1$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.4$

1.27 Показник адіабаты для повітря $k_B = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.76$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.354$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 456.959$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 299.558$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 326.498$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.349$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.339$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.862$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

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

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

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

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

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



$$b_c = 0.002518 \quad a_{\nu c} = 19.279$$

3.4 Середній показник політропи стиску



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

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 13.625$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 876.033$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.195$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0273$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0263$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.989$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.026$$

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 $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0326$

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

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.066$$

$$a_{vz} = 19.77711$$

$$b_z = 0.00297$$

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

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

$$a_{vb} = 19.78233$$

$$b_b = 0.002975$$

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



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

звідки: $T_z = 1767.153$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 17.712$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.592$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.422$$

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

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



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

$$n_2 = 1.296$$

$$T_b = 910.268$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.968$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.376$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.189$$

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

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

$$b_i = 0.167$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.505$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 2.101$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.485$$

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

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

$$b_e = 0.1742$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 6606.86$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.104 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 11.431$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 11.75$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.336$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 714.819$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.221$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.688$$

8.6 Показник адіабаты розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.379$$

8.7 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$P_{kd} = 3.499$

8.8 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.04 \cdot \%$$

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 $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,296
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,625
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	17,712
Ступінь попереднього розширення ρ	1,592
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.1.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розп}$
1,00	17,71	
1,00	13,63	17,71
1,59	7,23	17,71
2,26	4,47	11,23
2,93	3,14	8,02
3,60	2,37	6,14
4,27	1,88	4,93
4,94	1,54	4,08
5,61	1,30	3,46
6,28	1,11	2,99
6,96	0,97	2,62
7,63	0,85	2,33
8,30	0,76	2,09
8,97	0,68	1,89
9,64	0,62	1,72
10,31	0,57	1,57
10,98	0,52	1,45
11,65	0,48	1,34
12,32	0,44	1,25
12,99	0,41	1,17
13,66	0,39	1,09
14,33	0,36	1,03
15,00	0,34	0,97
15,00	0,34	0,34

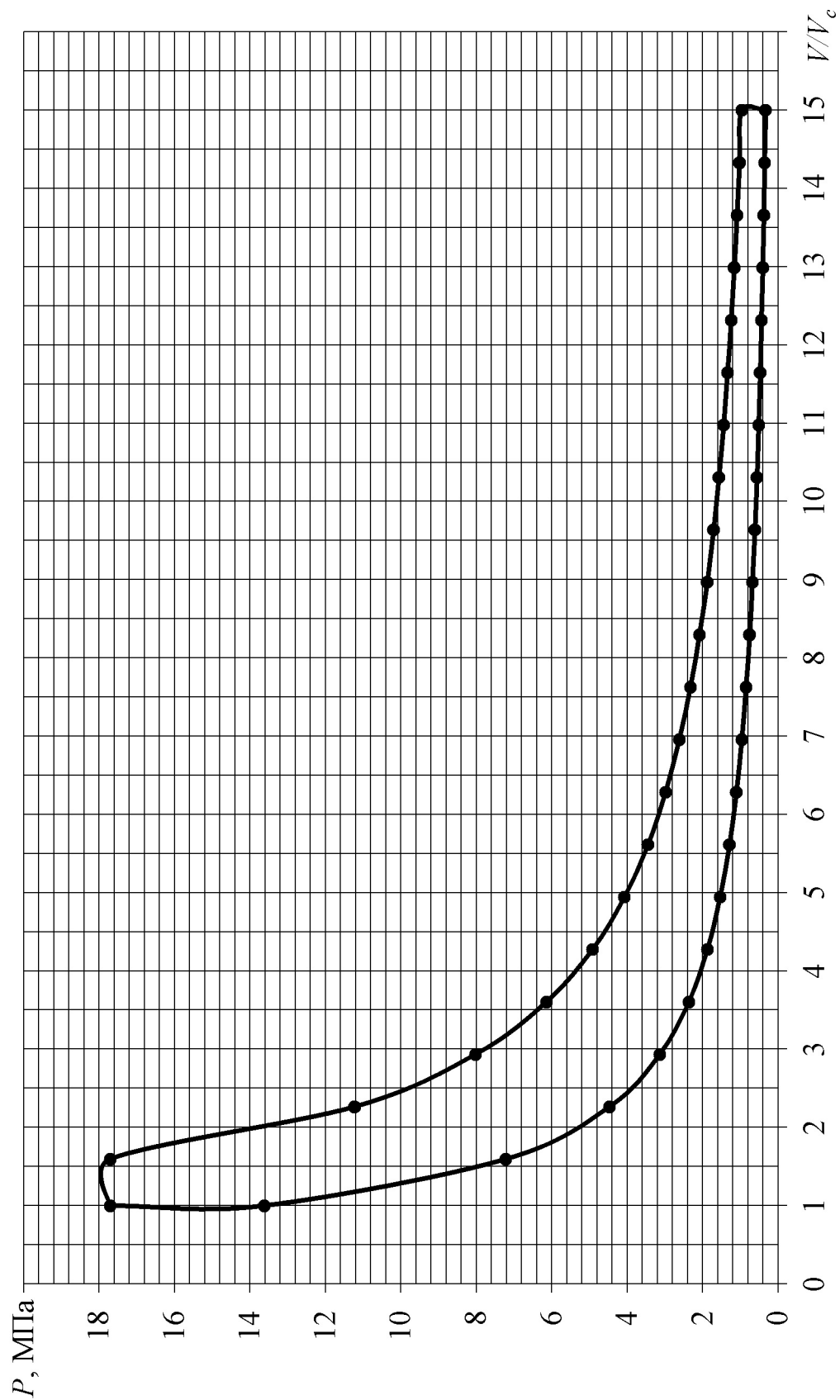


Рис. 2.1.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна 6ДКРН 40/200

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 ($R = S_n / 2 = 2,0 / 2 = 1,0$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,50$), 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 – кутова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 13,08$), 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	256,76
15	0,0508	4,9354	239,46
30	0,1965	8,8229	191,03
45	0,4179	11,2525	121,04
60	0,6875	12,4712	42,79
75	0,9744	12,9611	-29,82
90	1,2500	13,0833	-85,59
105	1,4921	12,9611	-118,42
120	1,6875	12,4712	-128,38
135	1,8321	11,2525	-121,04
150	1,9285	8,8229	-105,45
165	1,9827	4,9354	-91,22
180	2,0000	0,0000	-85,59
195	1,9827	-4,9354	-91,22
210	1,9285	-8,8229	-105,45
225	1,8321	-11,2525	-121,04
240	1,6875	-12,4712	-128,38
255	1,4921	-12,9611	-118,42
270	1,2500	-13,0833	-85,59
285	0,9744	-12,9611	-29,82
300	0,6875	-12,4712	42,79
315	0,4179	-11,2525	121,04
330	0,1965	-8,8229	191,03
345	0,0508	-4,9354	239,46
360	0,0000	0,0000	256,76

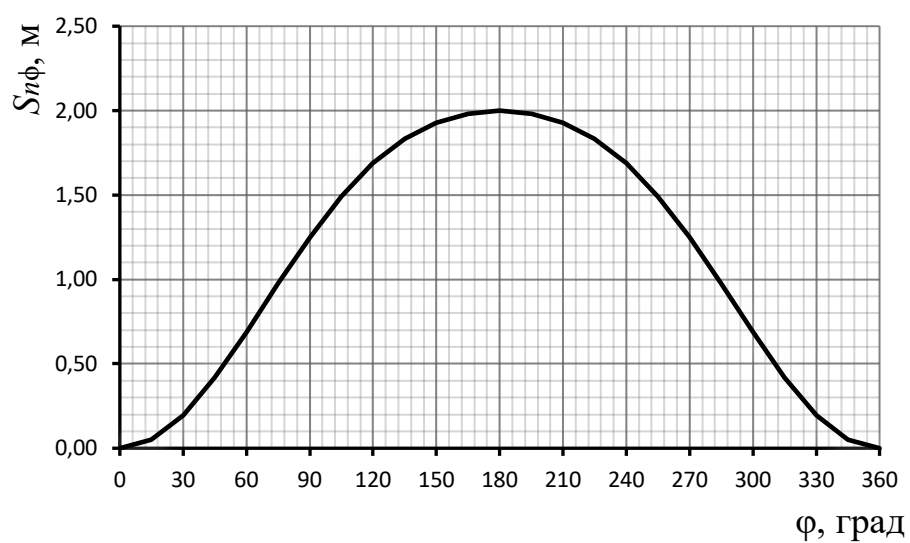


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

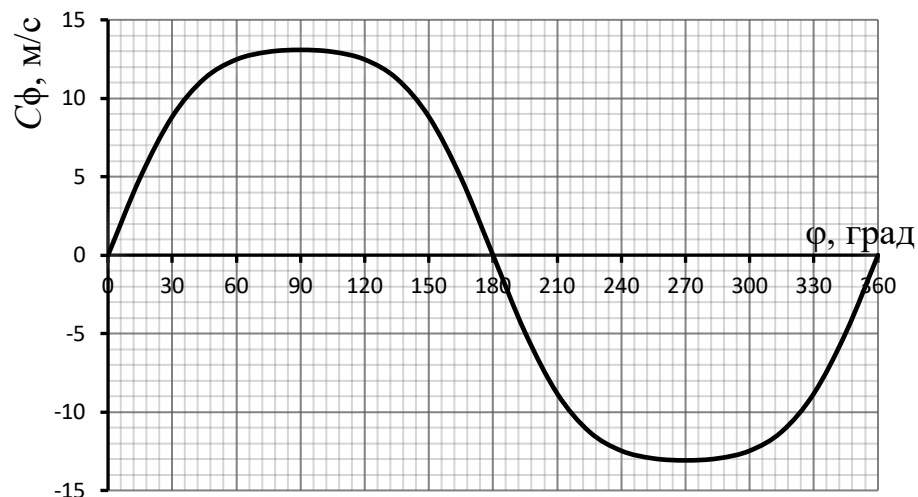


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

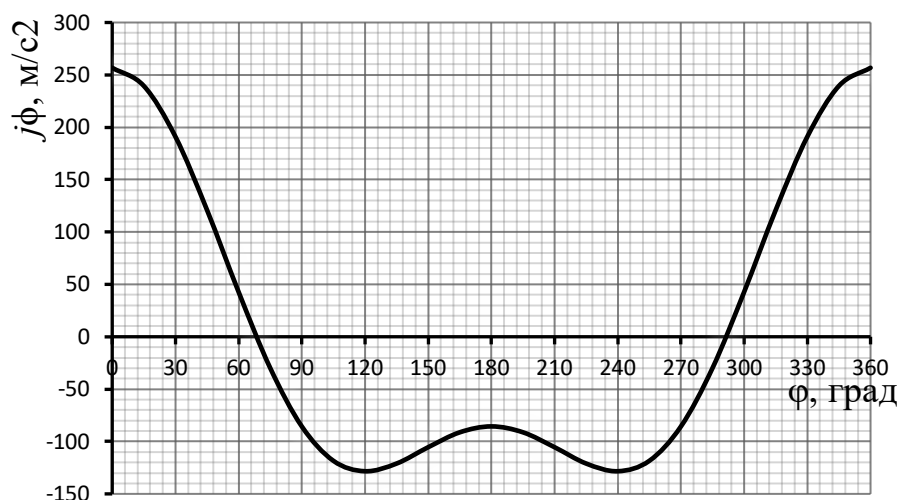


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

Знання залежності ходу поршня від кута повороту колінчастого вала дозволяє визначити його точне положення в циліндрі на будь-якому етапі циклу. Це має важливе значення для розрахунку змін тиску під час тактів стиску та розширення.

Крім того, значення швидкості поршня необхідне для проектування впускної системи: середню швидкість використовують для оцінки швидкості руху повітря у впускних каналах і визначення втрат тиску на місцевих опорах. Це, у свою чергу, дає змогу розрахувати фактичний тиск свіжої порції заряду наприкінці такту впуску.

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

2.6 Вибір та обґрунтування вихідних даних для динамічного розрахунку

Таблиця 2.3. Вихідні данні для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Крок розрахунку. Обертається в залежності від кута за- клинки	$H = 15^\circ$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 125 \text{ хв}^{-1}$
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально	$M_S = 1540 \text{ кг}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 1000 \text{ мм}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{III} = 0,50$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T = 0,101 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K = 0,354 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці c)	$P_C = 13,625 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_Z = 17,712 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$\rho = 1,592 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,364$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,296$
Степінь стиску	$\varepsilon = 15,0$

Розрахунок виконаний на ПК з використанням програмного забезпе-
чення, розробленого на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК.

Під час роботи двигуна на кривошипно-шатунний механізм (КШМ) впли-
вають кілька основних типів сил: тиск газів у циліндрі, інерційні сили рухомих
мас, сили ваги, сили тертя та сили корисного опору, прикладені до колінчастого
вала. Сили тертя зазвичай мають менший вплив порівняно з іншими силами і
залежать від таких трудно враховуваних факторів, як шорсткість поверхонь,
стан змащення, тепловий режим, зазори тощо. Тому при виконанні динамічних
розрахунків сили тертя не враховують безпосередньо, а замість цього вводять
механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна.

					КРБ.142.4227ст.25.17.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		41

Сили ваги мають значення переважно для двигунів із низькою частотою обертання. Їх обчислюють на основі мас деталей, визначених за робочими кресленнями або шляхом зважування.

Результуюча всіх прикладених до поршня сил утворює рушійну силу. Вона прикладена до точки приведення всіх мас механізму, що здійснюють поступальний рух. Для крейцкопфних двигунів ця точка відповідає центру головного підшипника..

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму

$$P_{ДВ} = P_{Г} + P_{S} + P_{ТР} + P_{ТП} + P_{В}$$

де $P_{Г}$ – сила від тиску газів;

P_{S} – сила інерції поступальних мас;

$P_{В}$ – сила ваги поступальних мас;

$P_{ТП}$ – сила тиску на поршень з тильної його сторони;

$P_{ТР}$ – сила тертя між втулкою і поршнем.

2.7 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

На рис. 2.5 зображено силову схему кривошипно-шатунного механізму, де показано розклад сил у центрі головного підшипника та центрі мотильового підшипника.

Найменування сил, зображених на рис. 2.5 наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотильової шийки.

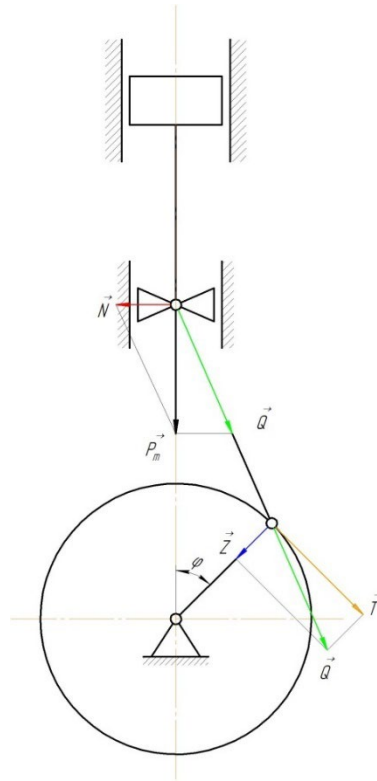


Рис. 2.5. Силова схема КШМ

Розрахункові формули мають вид

$$N = P_{ДВ} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \varphi))$$

$$Q = \frac{P_{ДВ}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$Z = \frac{P_{ДВ} \cos(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$T = \frac{P_{ДВ} \sin(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок.

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі Microsoft Office Excel. Результати розрахунку представлені в табл. 2.4

За даними табл. 2.4 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , Z , T , які представлені на рис. 2.6 та 2.7.

Таблиця 2.4. Результати динамічного розрахунку

j°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3490	1,0494	1,3984	0,0000	-1,3984	0,0000
15	0,3490	1,1185	1,4675	-0,1915	-1,4670	-0,1948
30	0,3112	1,2929	1,6041	-0,4142	-1,5962	-0,4434
45	0,3316	1,4841	1,8157	-0,6863	-1,7692	-0,7986
60	0,3671	1,5741	1,9412	-0,9325	-1,7782	-1,2149
75	0,4268	1,4520	1,8788	-1,0363	-1,4872	-1,5466
90	0,5282	1,0494	1,5776	-0,9108	-0,9108	-1,5776
105	0,7070	0,3656	1,0725	-0,5916	-0,2938	-1,1891
120	1,0432	-0,5247	0,5185	-0,2491	0,0435	-0,5735
135	1,7309	-1,4841	0,2469	-0,0933	0,1086	-0,2405
150	3,2452	-2,3423	0,9029	-0,2331	0,6653	-0,6533
165	6,2985	-2,9361	3,3625	-0,4388	3,1343	-1,2941
180	17,7120	-3,1482	14,5638	0,0000	14,5638	0,0000
195	17,7120	-2,9361	14,7759	1,9284	13,7734	5,6869
210	10,5451	-2,3423	8,2028	2,1179	6,0448	5,9356
225	5,4996	-1,4841	4,0156	1,5177	1,7662	3,9126
240	3,3065	-0,5247	2,7818	1,3363	0,2336	3,0773
255	2,2507	0,3656	2,6163	1,4430	-0,7167	2,9006
270	1,6914	1,0494	2,7408	1,5824	-1,5824	2,7408
285	1,3742	1,4520	2,8262	1,5588	-2,2372	2,3264
300	1,1871	1,5741	2,7612	1,3264	-2,5293	1,7281
315	1,0757	1,4841	2,5598	0,9675	-2,4942	1,1259
330	1,0113	1,2929	2,3042	0,5949	-2,2929	0,6369
345	0,3360	1,1185	1,4545	0,1898	-1,4540	0,1931
360	0,3490	1,0494	1,3984	0,0000	-1,3984	0,0000

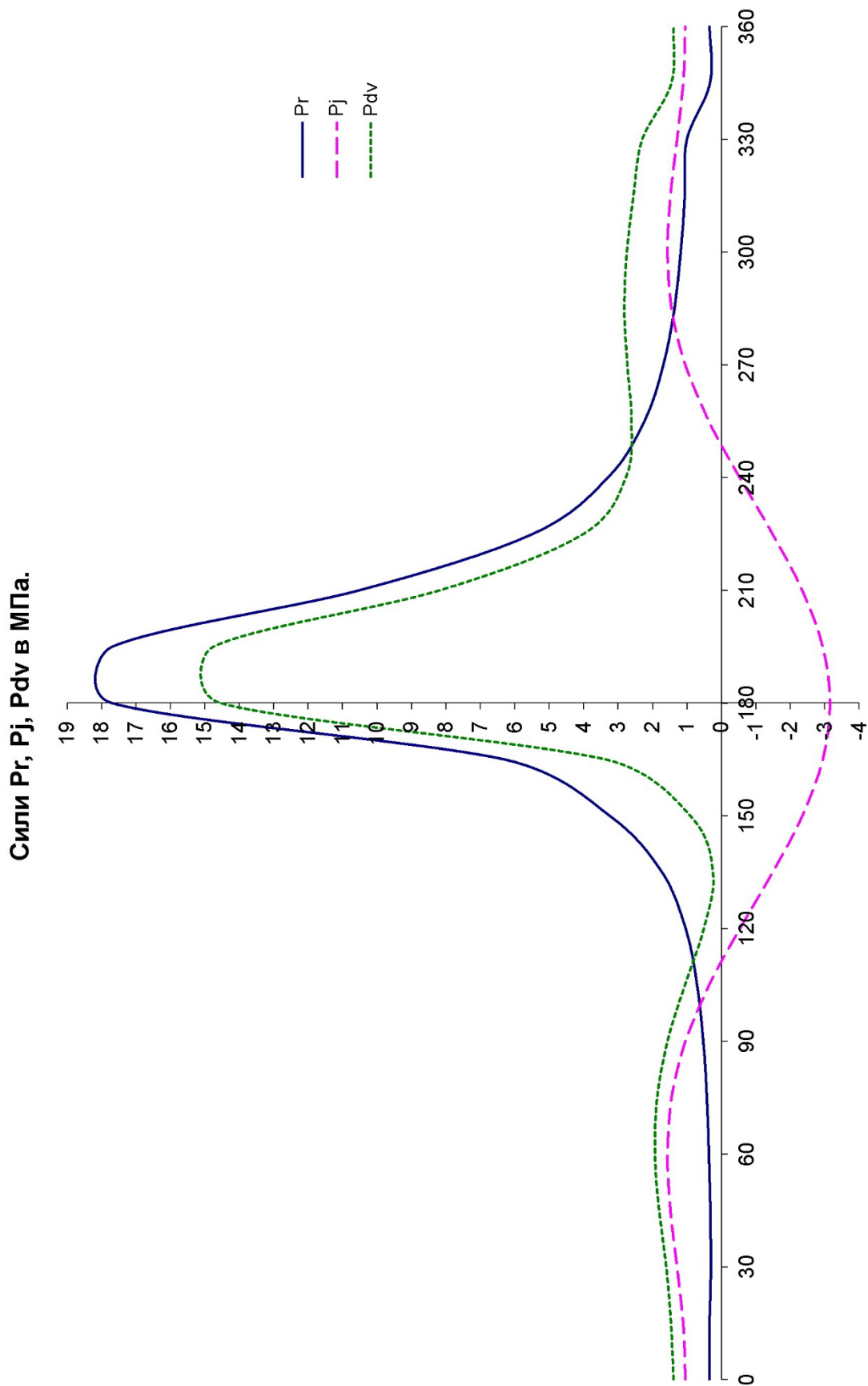


Рис. 2.6. Діаграми сил, що діють у КШМ

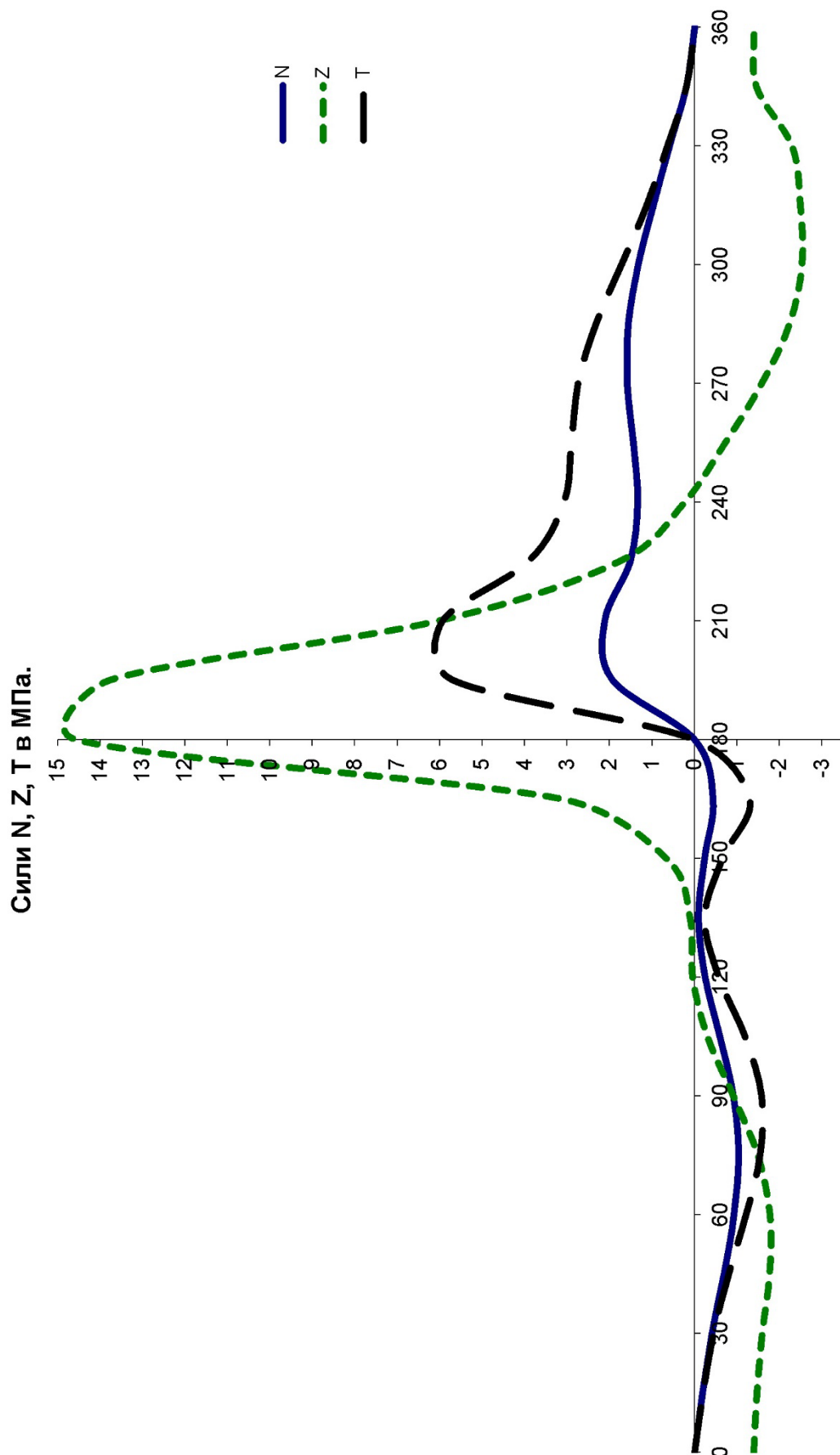


Рис. 2.7. Діаграми сил N , Z , T , що діють у КШМ

2.8 Визначення маси та діаметру маховика

Розрахунок маховика зводиться до визначення його махового моменту інерції, максимально допустимого зовнішнього діаметра обода та маси. Під маховим моментом інерції розуміють узагальнену величину, яка з практичної точки зору характеризується як відношення маси маховика до квадрата його зовнішнього діаметра (без урахування обода).

Надлишкова робота, яку виконує сумарний крутильний момент протягом робочого циклу, визначається за відповідною формулою:

$$L_{изб} = L'_{изб} \cdot \mu_T \cdot \mu_\alpha \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_\psi \cdot R \cdot 10^6, \text{ кДж}$$

де: $L'_{изб}$ – площа згідно з надлишковою роботою, мм;

μ_T – масштаб діаграми сумарний та дотичних сил, МПа/мм;

μ_α – масштаб кута α , град/мм;

F_ψ – площа циліндра, м²;

R – радіус кривошипа, м².

$$L_{изб} = 5131 \cdot 0,054 \cdot 0,25 \cdot (3,14 / 180) \cdot 0,126 \cdot 1,0 \cdot 10^6 = 0,913 \text{ МДж};$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

$$I_D = \frac{91,2 \cdot L_{изб}}{\delta \cdot n^2}, \text{ кг м}^2;$$

$$I_D = 91,2 \cdot 0,913 / (0,05 \cdot 125^2) = 106580 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

де: $\delta = 5\%$ – ступінь нерівномірності обертання колінчатого валу;

$n = 125 \text{ хв}^{-1}$ частота обертання колінчатого валу.

З урахуванням того, що рухомі частини механізму вже мають власний момент інерції, який становить половину необхідного значення, момент інерції, який має забезпечити маховик, повинен дорівнювати лише половині загальної розрахункової величини:

$$I_M = 0,5 \cdot I_D, \text{ кг м}^2;$$

					КРБ.142.4227ст.25.17.02.ПЗ	Лист
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Отже:

$$I_M = 0,5 \cdot 106580 = 53290 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}, \text{ м};$$

де: $[v] = 60 \text{ м/с}$ – допустима лінійна швидкість на ободі маховика, м;

$$D_M = 60 \cdot 60 / (3,14 \cdot 125) = 9,2 \text{ м/с};$$

$$D_{M2} = 1,5 \cdot S;$$

$$D_{M2} = 1,5 \cdot 2,0 = 3,0 \text{ м};$$

Маховий момент маховика, кг:

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_D;$$

звідки:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_D}{D_M^2}$$

де D_M – діаметр маховика, м;

$$M_M = 4 \cdot 106580 / 3,0^2 = 4737 \text{ кг}.$$

Визначення основних розмірів ободу маховика.

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}};$$

де M_M – маховий момент;

$$K_M = B/H;$$

D_m – діаметр ободу маховика;

ρ – щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{4737}{3,14 \cdot 0,30 \cdot 9,2 \cdot 7800}} = 0,265 \text{ м}$$

Ширина маховика, м

$$B = 0,25 \cdot H,$$

$$B = 0,25 \cdot 0,265 = 0,066 \text{ м},$$

					КРБ.142.4227ст.25.17.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		48

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho ;$$

де D_m – діаметр ободу маховика;

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 3,0 \cdot 0,066 \cdot 0,265 \cdot 7800 = 1285 \text{ кг};$$

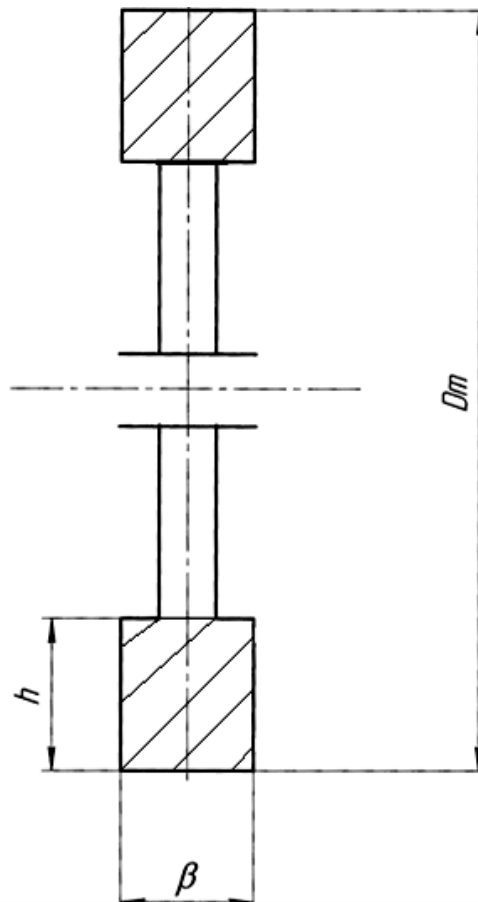


Рис. 2.8. Розрахункова схема маховика

2.9 Висновок до розділу

У другому розділі було виконано розрахунок робочого процесу двигуна, на основі якого побудовано теоретичну індикаторну діаграму. Використана методика моделювання забезпечує достатню для практичних потреб точність, незважаючи на те, що реальний цикл у двигуні описується спрощеними термоди-

намічними процесами, а для врахування реальних умов введено низку коригувальних коефіцієнтів.

Питома ефективна витрата пального, яка становить $0,174 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$, свідчить про відносно високий рівень економічності двигуна. За цим показником двигун типу 6ДКРН 40/200 може бути віднесений до числа енергоефективних суднових двигунів і має конкурентоспроможність серед агрегатів аналогічної потужності та габаритів.

У цьому ж розділі було також проведено розрахунок кінематики та динаміки двигуна 6ДКРН 40/200, зокрема визначено сили, що діють на елементи кривошипно-шатунного механізму. Побудовано відповідні діаграми силових дій і кінематичних параметрів.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що зусилля, які виникають у КШМ під час роботи двигуна, знаходяться в межах допустимих значень і не перевищують конструктивних обмежень. Це є запорукою надійної та довготривалої експлуатації двигуна.

					КРБ.142.4227ст.25.17.02.ПЗ	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ДЛЯ НАДДУВУ ДВИГУНА

Розділ включає етап вибору турбокомпресора (ТК) для точки L_1 поля робочих параметрів двигуна, яка визначає максимальну тривалу потужність N_e (номінальну).

Оскільки газодинамічні процеси, які відбуваються у циліндрах дизеля, у турбіні і компресорі, взаємозалежні, МОД розглядається як єдина система, як комбінований двигун.

Основні дані, які необхідні для розрахунку, наводяться у попередніх розділах. На підставі розрахунків сумісної роботи дизеля і прийнятого турбокомпресора визначаються геометричні та енергетичні характеристики компресора і турбіни.

3.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора

Для розрахунку системи повітропостачання та її агрегатів необхідно визначити витрати повітря двигуном. Цей параметр разом із ступенем підвищення тиску повітря у компресорі є основними розрахунковими параметрами необхідними для вибору турбокомпресора.

Витрати повітря через компресор G_k , кг/с, які необхідні для наповнення і продувки двигуна, знаходяться згідно відомих умов визначення витрат повітря для згоряння заданої кількості палива і обчислюються за формулою:

$$G_k = \frac{g_e \cdot N_e \cdot L_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_a}{3600} \quad (3.1)$$

де L_0 –теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (для палива середнього складу $L_0 = 14,3$);

α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива;

φ_a – коефіцієнт продувки (для двотактних двигунів – $\varphi_a = 1,04$).

$$G_k = \frac{6600 \cdot 14,3 \cdot 0,174 \cdot 2,4 \cdot 1,04}{3600} = 11,4 \text{ кг / с}$$

Об'ємні витрати повітря через компресор, м³/с, обчислюються за формулою:

$$Q_k = \frac{G_k}{\rho_n} \quad (3.2)$$

де $\rho_n = 1,17 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря на вході компресора (при температурі ISO).

$$Q_k = \frac{11,4}{1,17} = 9,7 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_k = \frac{P_k}{P_0} \quad (3.3)$$

де P_k – тиск повітря після компресора, МПа;

$P_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – тиск навколишнього середовища (ISO).

Тиск в повітряному ресивері визначається за формулою:

$$P_s = 0,871 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_s}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_n} \quad (3.4)$$

де $g_e = 0,174 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 6600 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

$T_s = 299,6 \text{ К}$ – температура повітря у впускному колекторі;

$D_{\text{ц}} = 0,40 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$S = 2,0 \text{ м}$ – хід поршня;

$i = 6$ – кількість циліндрів;

$n = 125 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів;

$z = 1$ – коефіцієнт тактності;

$\eta_n = 0,87$ – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$P_s = 0,871 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,174 \cdot 6600 \cdot 2,4 \cdot 299,6}{0,4^2 \cdot 2 \cdot 6 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 0,87} = 0,348 \text{ МПа}$$

					КРБ.142.4227ст.25.17.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		52

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюються за формулою:

$$P_k = \frac{P_s}{(P_s/P_k)} \quad (3.5)$$

де $P_s/P_k = 0,98 \dots 0,99$ – відносна втрата тиску на шляху від компресора до ресивера.

$$P_k = \frac{0,348}{0,983} = 0,354 \text{ МПа.}$$

Далі за формулою (3.3) обчислюється ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_k = \frac{0,354}{0,101} = 3,5.$$

3.2 Обґрунтування вибору турбокомпресора

Типорозмір турбокомпресора визначається потрібними об'ємними витратами повітря на двигун, прийнятою кількістю турбонагнітачів і ступенем підвищення тиску у компресорі, тобто форсуванням двигуна.

На підставі значень Π_k та G_k (або Q_k) знаходиться точка у полі витрат (рис. 3.1, точка А).

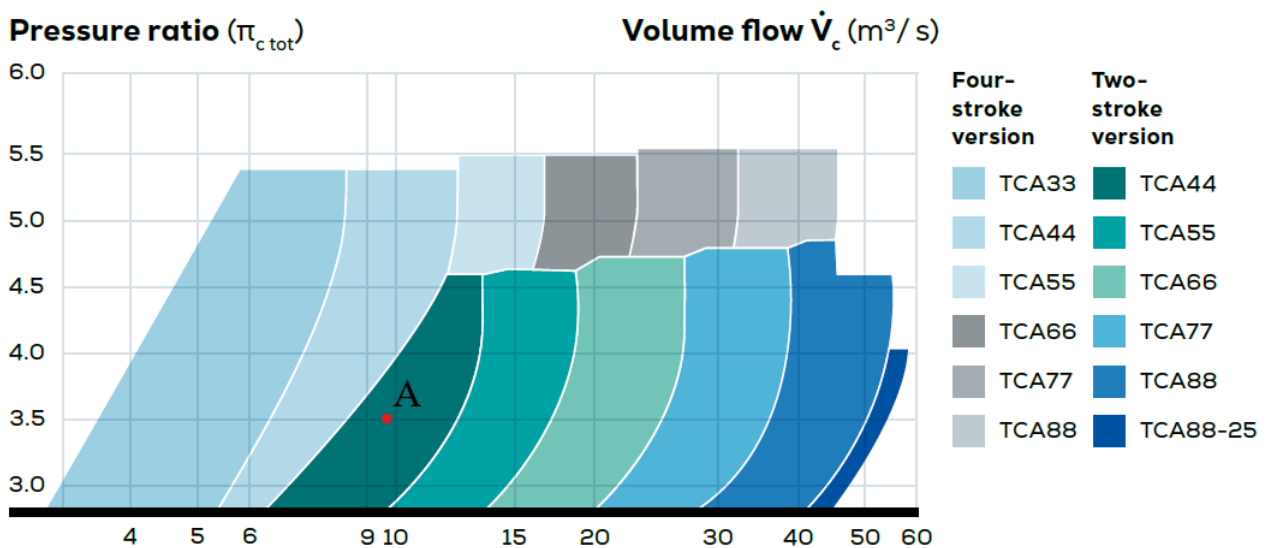


Рис. 3.1. Поле робочих характеристик турбокомпресорів ($\Pi_k - Q_{k1}$) типу ТСА

За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Букви ТСА означають, що турбокомпресор має відцентрову турбіну. Цифри визнача-

ють величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_K) у сантиметрах (значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір. Якщо точка одночасно знаходиться у межах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. При виборі одного з двох можливих ураховують особливості двигуна, для якого підбирають ТК, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращими результатами в умовах можливих обмежень.

Максимальні об'ємні видатки сучасних ТК обмежені значеннями $Q_K = 50 \dots 60 \text{ м}^3/\text{с}$.

По знайденим значенням ступеня підвищення тиску ($\Pi_K = 3,5$) і об'ємної витрати компресора ($Q_K = 9,7 \text{ м}^3/\text{с}$), на полі робочих характеристик компресрів ТК серії ТСА знаходимо відповідну точку і визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки ТСА44 (рис 3.1). Зображення турбокомпресора приведене на рис. 3.2.

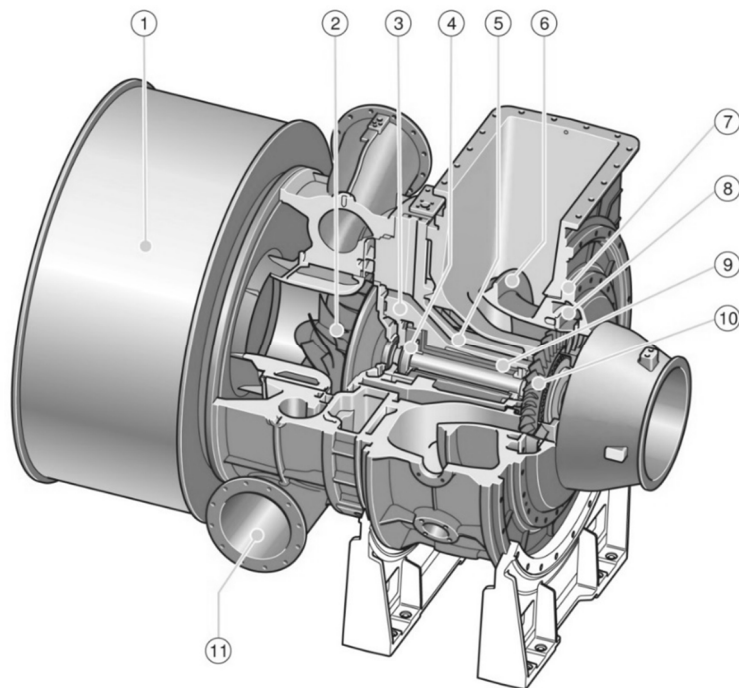


Рис. 3.2. Загальний вигляд турбоагнітача ТСА44

1 – повітряний фільтр (шумоглушник); 2 – колесо компресора; 3 – корпус підшипника; 4 – упорний підшипник; 5 – система ущільнення; 6 – дифузор відпрацьованих газів; 7 – кожух; 8 – направляюче кільце; 9 – підшипник ковзання; 10 – лопатки турбіни; 11 – корпус компресора

Технічні характеристики ТСА44 для двотактних двигунів зведені в табл.

3.1.

Таблиця 3.1. Технічні характеристики турбокомпресора ТСА44

Параметр	Значення
Максимальна потужність двигуна, кВт	7900
Максимальний ККД ТК	0,73
Максимальна частота обертання, об/хв. ⁻¹	22700
Маса, кг	1950
Довжина, мм	2149
Висота, мм	1614
Ширина, мм	1054

3.3 Розрахунок проточної частини компресора

Таблиця 3.2. Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата	G, кг/с	Згідно розрахунку	11,4
2	Ступінь підвищення тиску	P_k	Згідно розрахунку	3,5
3	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	Приймається	300
4	Температура після глушника	T_a , К	$T_a = T_0$	300
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , Па	Приймається	101000
6	Тиск після глушника	P_a , Па	$P_0 - \Delta P_a$	99000
7	Діаметр колеса на вході	D_2 , м		0,44
8	Діаметр маточини колеса	D_0 , м	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,11
9	Діаметр на виході з БЛД	D_3 , м	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	0,454
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	D_4 , м	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	0,72
11	Товщина лопаток на вході у колесо	δ_1 , м	0,3 ... 2 мм	0,001
12	Число лопаток колеса	Z_k	12 ... 23	24
13	Число лопаток дифузора	Z_d	$Z_d > Z_k$; $Z_d = 17, 19, 23 \dots$	26
14	Товщина лопаток дифузора: на вході на виході	δ_3 , м δ_4 , м	0,5 ... 8,0 мм 0,3 ... 2,0 мм	0,005 0,002
15	Коефіцієнт напору компресора	H_k	Приймається	1,5
16	Показник політропи на	n_1	1,35 ... 1,39	1,4

	ділянці 0-1			
17	Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо)	η_2	0,83 ... 0,92	0,92
18	Політропний ККД на ділянці 2-3 (щільний або без лопатний дифузор)	η_3	0,6 ... 0,8	0,8
19	Коефіцієнт тертя у без лопатному дифузорі (БЛД)	$\lambda_{БЛД}$	0,075 ... 0,01	0,01
20	Політропний ККД на ділянці 3-4 (лопатний дифузор)	η_4	0,7 ... 0,85	0,7
21	Коефіцієнт дискових витрат	$\alpha_{ТВ}$	0,04 ... 0,08	0,04
22	Коефіцієнт втрат на ділянці 4-5 (завитка)	ζ_5	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступеня компресора	C_T	0,2 ... 0,35	0,25
24	Коефіцієнт розходу робочого колеса	φ_{2r}	0,16 ... 0,22	0,20
25	Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі	k_α	1,05 ... 1,07	1,05
26	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі	A	0,5 ... 1,0	0,77
27	Кут атаки вхідної кромки ОСА	I_{1+} , град	1 ... 10	1,0
28	Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі	Δ_α , град	12 ... 18	12,0
29	Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД	I_{3+} , град	0 ... 5	1,0
30	Швидкість повітря перед фільтром	c_a , м/с	Приймається	30,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	δ_t , град	Приймається	2,0

Таблиця 3.3 Попереднє визначення колової швидкості U_2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт напору	$\bar{H}_k$		1,5	1,5
2	Адіабатна робота стиску в компресорі	$L_{ад}$, Дж/кг	$1004,5 T_0 (\pi_k^{0,286} - 1)$	$L_{ад} = 1004,5 \cdot 300 (3,5^{0,286} - 1)$	140690,27
3	Колова швидкість на діаметрі D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ад}}{\bar{H}_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 115136,22}{1,5}}$	440,517

Таблиця 3.4 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість перед колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,25 \cdot 391,809$	129.89
2	Температура повітря перед колесом	T_1 , К	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2c_p}$	$T_1 = 300 - \frac{97,952^2 - 30^2}{2010}$	298
3	Тиск перед колесом	P_1 , Па	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{295,674}{300} \right)^{3,7}$	100000
4	Густина повітря перед колесом	ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{100000}{287,2 \cdot 298}$	1,17
5	Площа на вході у колесо	f_1 , м ²	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{11,4}{1,17 \cdot 129,89}$	0,106
6	Зовнішній діаметр колеса на вході	D_H , м	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,106}{3,14} + 0,11^2}$	0,433
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1 , м	$\sqrt{\frac{D_H^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,433^2 + 0,11^2}{2}}$	0,268

Таблиця 3.5. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_k \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{24 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,268}{0,44} \right)^2 \right]}}$	0,896
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	B_{11} град	$\arctg \left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1} \right)$	$\arctg \left(\frac{129,89 \cdot 0,44}{440 \cdot 0,268} \right)$	31

3	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	$\beta_{1л}$, град	$\beta_{1л} + i_1$	30,79+1	32
4	Коефіцієнт за- харащення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_k}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	$\tau_1 = \frac{0,001 \cdot 24}{3,14 \cdot 0,268 \cdot 0,365}$	0,996
5	Швидкість пові- тря на вході з урахуванням за- харащення ло- патками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{129,89}{0,996}$	130,412
6	Кут входу по- току у колесо з ур-нням заха- ращення на діаме- трі D_1	$\beta'_{1л}$, град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{1л} = \arctg\left(\frac{107,285}{391,809} \cdot \frac{0,44}{0,268}\right)$	28,11
7	Кут входу по- току на діаметрі D_H	β_{1H} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_H}\right)$	$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{130,412}{440,517} \cdot \frac{0,44}{0,433}\right)$	36,09
8	Відносна швид- кість потоку на діаметрі D_H	w'_H , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1H}}$	$w'_H = \frac{130,412}{\sin 24,23}$	317,76
9	Число λ_w на діа- метрі D_H	λ_{HW}	$\frac{w'_H}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{HW} = \frac{317,76}{18,3\sqrt{298}}$	1,006
10	Температура повітря за коле- сом	T_2 , К	$T_1 + (\mu + \alpha - 0,5\mu^2) \frac{U_2^2}{c_p}$	$298 + (0,896 + 0,04 - 0,5 \cdot 0,896^2) \cdot 193,089$	401,226
11	Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} n_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,22
12	Тис к за коле- сом	P_2 , кПа	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$0,1 \cdot \left(\frac{401,226}{298}\right)^{3,22}$	0,26033
13	Густина повітря	ρ_2 , кг/м ³	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{0,26033}{287 \cdot 401,226}$	2,2607
14	Проекція абсо- люотної швидко- сті c_2 на колову	c_{2u} , м/с	$\mu(U_2 - \frac{c_{2r}}{\tg \beta_{2л}})$	$c_{2u} = 0,896 \cdot \left(440,517 - \frac{83,698}{\tg 75^\circ}\right) - \frac{83,698}{3,73}$	374.597
15	Меридіональна складова абсо- люотної швидко- сті	c_{2r} , м/с	$\phi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,19 \cdot 440,517$	83.698

16	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	c_2 , м/с	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{374.597^2 + 83.698^2}$	383.834
17	Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{383,834}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 401,226}}$	0,956
18	Кут потоку на виході з колеса	α_2 , град	$\arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{83,698}{374,597}\right)$	12,57
19	Ширина колеса на виході	b_2 , м	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{11,4}{3,14 \cdot 2,2607 \cdot 83,698 \cdot 0,44}$	0,0414

Таблиця 3.6. Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$C_3^{(1)}$, м/с	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$C_3^{(1)} = 383,834 \cdot \frac{0,44}{0,454}$	288,203
2	Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(1)} = 401,226 + \frac{383,834^2 - 288,203^2}{2010}$	433,2
3	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} n_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
4	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,56
5	Тиск за БЛД	P_3 , кПа	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 0,26033 \cdot \left(\frac{433,2}{401,226} \right)^{2,8}$	0,3227
6	Густина повітря за БЛД	ρ_3 , кг/м ³	$\frac{P_3}{287 T_3}$	$\rho_3 = \frac{0,3227}{287 \cdot 433,2}$	2,596
7	Ширина БЛД на виході	b_3 , м	b_2	$b_3 = b_2$	0.0414

8	Кут виходу потоку з БЛД	α_3 , град	$\arctg \left[\frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,0414}{0,0414} \cdot \frac{2,2607}{2,596} \cdot \{ \operatorname{tg} 12,57 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 12,57} \cdot \frac{0,075}{0,0414} (0,227 - 0,22) \cdot \left[1 + \frac{1,4-1}{1,56-1} \cdot \frac{0,956}{2} \cdot \left(1 - \frac{0,22}{0,227} \right) \right] \right]$	12.04
9	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3^{(2)}$, м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3^{(2)} = \frac{11,4}{3,14 \cdot 0,454 \cdot 0,0414 \cdot 0,209 \cdot 2,596}$	261.89
10	Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(2)} = \frac{401,226 + \frac{383,834^2 - 261,89^2}{2010}}{2010}$	440.4
11	Визначення числа Маха	M_{c_3}	$M_{c_3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c_3} = \frac{261,89}{\sqrt{1,4 \cdot 216,5 \cdot 440,401}}$	0,717

Таблиця 3.7. Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Кут установки лопатки ЛД на вході	α_{3_n} , град	$\alpha_{3_n} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3_n} = 12.0407 + 0$	12.041
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	α_{4_n} , град	$\alpha_{3_n} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4_n} = 12.0407 + 15$	27.041
3	Середній кут установки лопатки	α_{cp} , град	$(\alpha_{3_n} + \alpha_{4_n})/2$	$\alpha_{cp} = (12.041 + 27.041)/2$	19.541
4	Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4_n}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{0,455}{1,06}$	25,4
5	Коефіцієнт захащення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{\text{ЛД}} \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3_n}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{26 \cdot 0,001}{3,14 \cdot 0,454 \cdot 0,209}$	0,955

6	Коефіцієнт за- харащення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{\text{д}} \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4n}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{26 \cdot 0,0005}{3,14 \cdot 0,72 \cdot 0,455}$	0,990
7	Ширина дифу- зора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,0414 + \frac{0,72 - 0,454}{2} \operatorname{tg} 0^\circ$	0,0414
8	Дифузорність	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{0,72 \cdot 0,0414 \cdot 0,990 \cdot 1,06 \cdot 0,42}{0,454 \cdot 0,0414 \cdot 0,209}$	2,416
9	Кут розкриття еквівалентно-го дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3n}}{D_3 z_{\text{д}}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = \left(\sqrt{\frac{2 \arctg \frac{0,0414 \cdot 0,955 \cdot 0,209}{0,454 \cdot 26}}{\frac{0,72}{0,454} - 1}} \right) \times \frac{\sqrt{2,416-1}}{\frac{0,72}{0,454} - 1}$	14,18

Таблиця 3.8. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№	Параметр	Позна- чення та одиниці ви- мірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Резуль- тати
1	Комплекси показника політропи в ЛД	k_{n_4}, k_{2n_4}	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} n_4$ $k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,7$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,4 - 1}$	$k_{n4}=2,4$ 5 $k_{2n4}=2,$ 5
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше на- ближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	$440,401 = 440,401$	440,40 1
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	$c_4 = 261,89 \cdot \frac{0,0414 \cdot 0,454 \cdot 0,209}{0,0414 \cdot 0,72 \cdot 0,429} \cdot \left(\frac{440,401}{440,401} \right)^{25}$	113,74
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}$, К	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 440,401 + \frac{261,89^2 - 113,74^2}{2010}$	468,08 7

5	Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$	$P_4 = 2,65 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{434}{418,29} \right)^2$	285279
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_n, \text{м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4n} - D_3 \cos \alpha_{3n})}$	$\frac{0,72^2 - 0,454^2}{4(0,72 \cdot 0,891 - 0,454 \cdot 0,978)}$	2,64
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_u, \text{м}$	$\sqrt{R_n^2 + R_3^2 - D_3 R_n \cos \alpha_{3n}}$	$\sqrt{0,190^2 + 0,227^2 - 0,454 \cdot 0,190 \cdot 0,95}$	0,093
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$C_5, \text{м/с}$	$c_1 A$	$C_5 = 123,3955 \cdot 0,5$	61,698
9	ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$1 - \frac{0,2 \cdot 117^2}{117^2 - 75,42^2}$	0,66
10	Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,66$	2,31
11	Температура повітря за завиткою	$T_5, \text{К}$	$T_5 = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010}$	$T_5 = \frac{117^2 - 75,42^2}{2010}$	448,74
12	Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$	$\Delta P_5 = 0,1 \cdot \frac{2,97 \cdot 113,7417^2}{2}$	351311,2
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 \left[(P_5/P_0)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{298 \left[(0,38/0,1)^{0,286} - 1 \right]}{472,63 - 298}$	0,793
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot l_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{11,4 \cdot 140690,27}{0,793 \cdot 1000}$	3399,27

3.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора

При компонуванні ТК обирається схема з консольним розташуванням коліс компресора та турбіни. Опорно-упорний підшипник розташовується зі сторони колеса компресора, а опорний – зі сторони диска турбіни. Підшипниковий вузол захищається від високих температур тепловими екранами, які виконуються у вигляді порожнин зі сторони турбіни.

Спроектований турбокомпресор маркується як ТСА44 в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та ступеня підвищення тиску. Він має радіальну турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням коліс.

Остов турбокомпресора ТСА44 складається з трьох корпусів – це корпус компресора (див. рис. 3.2), середній корпус та корпус турбіни.

Корпус компресора слугує для утворення його проточної частини, в тому числі передньої частини каналу колеса, для створення каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору та завитки-повітрозбірника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Корпус турбіни слугує для створення робочого тракту турбіни та для відведення газів після їх роботи у турбіні.

Середній корпус турбіни слугує остовом в якому розміщений ротор турбокомпресора з підшипниками.

Корпуси компресора, турбіни та середній з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно вісі обертання ротору.

Турбокомпресор кріпиться на кронштейні за допомогою приливу в нижній частині середнього корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора та турбіни. Ротор жорсткий з нержавіючої сталі 2Х13.

Складові ротору.

Колесо компресора з'єднується з ротором з допомогою посадки з натягом, а також закріплюється гайкою. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має один гребінець відносно великої товщини і використовується

					КРБ.142.4227ст.25.17.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни радіального типу з'єднано з ротором через зварювання. У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною рекомендовано замінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни, які виготовлялись зі сталі ЄІ69, на жароміцний сплав типу ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ.

Підшипники. Ротор спирається на два опорних підшипники ковзання. Зі сторони компресора розміщений упорний підшипник. До підшипників по спеціальних каналах підводиться масло, яке після змащення відводиться також по каналах.

Вузли ущільнення.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається з двох пружних кілець типу поршневих (контактних). Кільця під час обертання ротора за рахунок своєї пружності притискаються до корпусної втулки і залишаються нерухомими.

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворюватися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене двома пружними кільцями.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться з системи змащення двигуна через штуцери на корпусах підшипників.

При роботі турбокомпресора газ з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної завитки. З неї вони надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротору з великою частотою. Після робочого колеса газ відходить у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

					КРБ.142.4227ст.25.17.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		64

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час якого виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесу. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього повітря та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса.. Водночас з отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площ перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості руху повітря у відносній течії, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується).

Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична енергія (пов'язана з високою, звичайно надзвуковою швидкістю) та потенційна енергія (пов'язана з підвищеним статичним тиском). Після колеса повітря надходить до щілинного дифузору. Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім може незначно розширюватися. Рух часок повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу – зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня. Інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або викличе його помпаж. Друге призначення – вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузору, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення.

Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового. Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш круті

					КРБ.142.4227ст.25.17.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		65

траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор.

На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна. За звичай при проектуванні компресора не слід допускати значне перетворення енергії потоку у завитці через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика або з розподільчого ребра). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіального зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря по колу згідно з законом збереження енергії

3.5 Висновок до розділу

В даному розділі були визначені основні характеристики та параметри компресора агрегату наддуву двигуна типу 6ДКРН 40/200. За даними розрахунку був обраний турбокомпресор з радіальною турбіною ТСА44, турбокомпресор забезпечує необхідну ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,5$ та витрату повітря $Q_k = 9,7 \text{ м}^3/\text{с}$. Передбачається, що один турбокомпресор типу ТСА44 здатен забезпечити двигун типу 6ДКРН 40/200 необхідною кількістю наддувного повітря на режимі номінальної потужності.

					КРБ.142.4227ст.25.17.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		66

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ В МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ СУДНА

4.1 Загальні вимоги до охорони праці на судах

Охорона праці на судах є невід’ємною складовою безпечної експлуатації судна та збереження життя і здоров’я членів екіпажу. Вона охоплює комплекс організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних, профілактичних та правових заходів, спрямованих на створення безпечних умов праці в морському середовищі, яке характеризується підвищеним рівнем небезпеки. Загальні вимоги до охорони праці базуються на міжнародних конвенціях і кодексах, таких як Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (СОЛАС), Кодекс з управління безпекою (МКУБ), Конвенція МОП № 147 про мінімальні норми на торгових судах, а також Кодекс ПДНВ (Підготовка, дипломування і несення вахти). Усі ці документи регламентують правила забезпечення охорони праці на морському транспорті, підготовку екіпажу та функціонування систем управління безпекою.

Однією з ключових вимог є наявність на кожному судні затвердженої системи управління безпекою (СУБ), яка передбачає політику компанії щодо охорони праці, розподіл відповідальності, порядок розслідування інцидентів, оцінку ризиків, планування аварійних дій та постійне підвищення рівня безпеки. Судновласник і суднова команда повинні забезпечити дотримання правил безпечного виконання робіт, регулярне проведення інструктажів, технічне обслуговування обладнання, контроль за санітарними умовами, а також моніторинг стану здоров’я моряків. Особлива увага приділяється періодичному проведенню навчань і тренувань із пожежної, аварійної, медичної та евакуаційної підготовки.

До загальних вимог належать також забезпечення судна необхідними засобами колективного і індивідуального захисту, наявність знаків безпеки, схем евакуації, журналів обліку інструктажів та аварійних ситуацій. Екіпаж повинен мати доступ до актуальної документації з охорони праці та регулярно проходити перевірку знань і тренування відповідно до посадових обов’язків. Усі приміщення, зокрема машинне відділення, повинні відповідати вимогам ергономіки, мати

					КРБ.142.4227ст.25.17.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		67

ефективну вентиляцію, освітлення, системи контролю шкідливих факторів, а також бути обладнані аварійними виходами та сигналізацією.

Таким чином, загальні вимоги до охорони праці на суднах формують систему, що сприяє зниженню ризиків виробничого травматизму, підвищенню професійної надійності екіпажу та безпечному функціонуванню судна під час рейсів будь-якої складності.

4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих чинників у машинному відділенні

Машинне відділення судна є одним із найнебезпечніших об'єктів суднового простору, де зосереджено велика кількість механічного, теплотехнічного, електричного та гідравлічного обладнання. У цьому середовищі персонал постійно піддається впливу комплексу небезпечних і шкідливих виробничих чинників, які можуть спричинити травми, гострі або хронічні захворювання, а в екстремальних випадках – смертельні випадки.

Одним із основних чинників є підвищений рівень шуму, що створюється працюючими дизельними двигунами, компресорами, насосами, вентиляторами та іншими агрегатами. Шум у машинному відділенні може досягати і перевищувати 100 дБ, що перевищує гранично допустимі рівні і потребує обов'язкового використання засобів індивідуального захисту слуху. Тривале перебування в умовах підвищеного шуму без захисту призводить до втрати слуху, головного болю, зниження концентрації уваги і загальної втоми.

Не менш важливим фактором є вібрація, що передається через підлогу, опори, ручки механізмів та інші елементи конструкцій. Постійний вплив вібрацій негативно впливає на опорно-руховий апарат, серцево-судинну і нервову системи працівника. Для зниження впливу вібрацій використовуються віброгасні платформи, амортизатори, правильне закріплення обладнання, а також індивідуальні віброзахисні рукавички та взуття.

Ще одним характерним чинником є підвищена температура повітря, яка

					КРБ.142.4227ст.25.17.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68

виникає через роботу двигунів і теплообмінних апаратів. Температура в машинному відділенні може перевищувати 40 °С, що ускладнює тепловіддачу організму та підвищує ризик теплового удару. Умови посилюються високою вологістю та обмеженою циркуляцією повітря, тому ефективна вентиляція є критично важливою.

До шкідливих хімічних факторів належать вихлопні гази, пари палива і мастил, охолоджуючих рідин, мийних і дезінфікуючих засобів. Пари і аерозолі таких речовин можуть викликати подразнення слизових оболонок, шкіри, отруєння, алергічні реакції та ураження органів дихання. Також у разі витоку може виникнути ризик займання або вибуху.

Механічні небезпеки включають ризик ударів, защемлення, порізів, попадання в рухомі частини механізмів. Робота з інструментами, демонтаж, технічне обслуговування обладнання, особливо у випадках невиконання правил безпеки, є джерелом потенційної травматизації. Особливу небезпеку становить несправність захисних кожухів, порушення процедури зупинки механізмів та недостатня освітленість робочих місць.

Також слід враховувати електричну небезпеку, пов'язану з функціонуванням електричних систем управління, електроприводів та освітлення. В умовах підвищеної вологості і температури ймовірність ураження електричним струмом підвищується. Особливо небезпечними є пошкоджені ізоляції, відсутність заземлення і неправильна експлуатація електроінструменту.

Окремо варто відзначити ризик виникнення пожежі чи вибуху, зважаючи на наявність паливних, мастильних, гідравлічних систем, а також відкритих гарячих поверхонь. Потенційно небезпечними є витоки палива, витік газів, коротке замикання, порушення правил зберігання легкозаймистих речовин.

Таким чином, аналіз небезпечних і шкідливих чинників у машинному відділенні свідчить про необхідність суворого дотримання вимог техніки безпеки, використання ефективних засобів захисту, проведення регулярного інструктажу і забезпечення надійного технічного стану обладнання для мінімізації професійних ризиків для суднового персоналу.

					КРБ.142.4227ст.25.17.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

4.3 Заходи з профілактики травматизму та професійних захворювань

У машинному відділенні судна, де сконцентровано велика кількість джерел небезпеки – механічних, теплових, електричних, шумових, хімічних – запровадження ефективних профілактичних заходів є критично важливим для збереження здоров'я і життя персоналу. Профілактика травматизму та професійних захворювань базується на системному підході, який охоплює організаційні, технічні, медико-санітарні та навчальні заходи.

Насамперед, важливим аспектом профілактики є організація безпечного робочого процесу. Всі роботи повинні проводитися відповідно до затверджених інструкцій, технологічних карт та стандартних процедур. Перед початком будь-якої операції механіки і мотористи мають бути ознайомлені з потенційними небезпеками, методами захисту та планом дій у разі нештатної ситуації. На борту має бути передбачена система регулярного інструктажу – вступного, первинного, повторного, цільового та позапланового – з фіксацією у відповідних журналах.

Велике значення має використання засобів індивідуального захисту (ЗІЗ). Персонал машинного відділення повинен бути забезпечений спецодягом, взуттям із протиковзкими підшвами, захисними касками, протишумовими навушниками або берушами, окулярами, рукавицями, а також респіраторами або фільтрувальними масками – залежно від умов виконання роботи. Експлуатація несправного або забрудненого ЗІЗ категорично забороняється.

Окремим напрямом профілактики є забезпечення справності й безпеки експлуатації обладнання. Для цього проводяться планові огляди, технічне обслуговування, своєчасна заміна зношених елементів, контроль за роботою запобіжних пристроїв і систем блокування. Усі механізми повинні бути оснащені захисними кожухами, сигнальними табличками, аварійними вимикачами. Заборонено проводити ремонт або обслуговування обладнання під час його роботи, без знеструмлення або зняття тиску.

Для зменшення впливу несприятливих фізичних факторів застосовуються

					КРБ.142.4227ст.25.17.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		70

засоби колективного захисту – шумоізоляційні конструкції, вентиляційні системи, локальні витяжки, протиковзке покриття підлоги, освітлення відповідної яскравості та кольорової температури. Такі заходи знижують ризик перенавантаження організму та виникнення професійних захворювань, зокрема хвороб слуху, серцево-судинної системи, опорно-рухового апарату, дихальних шляхів.

Особлива увага приділяється режиму праці та відпочинку. Високий рівень фізичних і психоемоційних навантажень у машинному відділенні вимагає дотримання чітко регламентованого графіка вахт, періодичного відпочинку та ротації працівників. Уникаючи перевтоми, екіпаж підтримує працездатність та зменшує ризик помилкових дій, що можуть призвести до нещасного випадку.

Профілактика неможлива без медичного контролю та санітарно-гігієнічного забезпечення. На судні повинні бути створені умови для підтримання особистої гігієни, облаштовані душові, побутові приміщення, санітарні вузли. Регулярно проводяться медичні огляди, передрейсові обстеження та за необхідності – профілактичні щеплення. Судновий медичний пункт повинен мати достатній запас медикаментів та засобів першої допомоги.

Важливо також регулярно проводити тренування з безпечної поведінки, аварійні вправи та практичні заняття з надання першої допомоги. Це формує у членів екіпажу навички швидкого реагування на нештатні ситуації – опіки, травми, отруєння, втрату свідомості тощо.

Комплексна реалізація вказаних заходів дозволяє не лише мінімізувати ризики травматизму та професійних захворювань у машинному відділенні, а й створити умови для стабільної та ефективної роботи всього суднового екіпажу.

4.4 Надання першої медичної допомоги в аварійних ситуаціях

Надання першої медичної допомоги в умовах аварійної ситуації на судні, зокрема в машинному відділенні, є надзвичайно важливою складовою загальної системи охорони праці та безпеки життєдіяльності екіпажу. Від швидкості та правильності дій при травмуванні, опіках, отруєннях або втраті свідомості залежить не лише здоров'я потерпілого, а інколи і його життя, особливо в умовах

					КРБ.142.4227ст.25.17.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

автономного плавання, коли кваліфікована медична допомога з берега є тимчасово недоступною.

Основними видами ушкоджень, які можуть виникнути в машинному відділенні, є механічні травми (переломи, забиття, порізи, ампутації), термічні опіки від гарячих поверхонь або пари, електротравми, отруєння парами палива, масил, холодоагентів, а також ураження органів дихання чадним газом або відпрацьованими газами. У всіх цих випадках необхідно вжити термінових заходів до прибуття кваліфікованої допомоги.

Надання першої медичної допомоги починається з оцінки стану потерпілого. Якщо людина непритомна, першочерговими діями є перевірка наявності дихання і пульсу, відкриття дихальних шляхів, проведення штучної вентиляції легенів або непрямого масажу серця при необхідності. Важливо діяти чітко відповідно до алгоритму базової підтримки життя (BLS – Basic Life Support), що має бути засвоєний усіма членами екіпажу ще на етапі підготовки до роботи.

У випадку опіків, постраждалу поверхню шкіри слід негайно охолодити проточною водою (не менше 10...15 хвилин), після чого накласти стерильну пов'язку без застосування мазей. Якщо опіки значні – понад 10 % площі тіла, або постраждало обличчя, дихальні шляхи, геніталії – постраждалого слід терміново зафіксувати у горизонтальному положенні, забезпечити спокій, тепло та гідратацію.

При механічних травмах важливо зупинити кровотечу: накласти джгут або тугу пов'язку вище рани, обробити краї рани антисептиком, зафіксувати кінцівку при підозрі на перелом, уникати зайвого переміщення постраждалого до стабілізації стану. У випадку ампутації – кінцівку або її частину зберігають у стерильному середовищі (сухий, герметичний пакет у холодній воді або льоді) для можливої реплантації.

При електротравмі першочергове завдання – знеструмити джерело електричного струму. Далі потрібно оцінити стан потерпілого та надати допомогу відповідно до характеру травми (опіки, порушення дихання, свідомості). Заборонено торкатися до потерпілого, поки джерело струму не буде відключене.

					КРБ.142.4227ст.25.17.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

У разі отруєння газами потерпілого слід негайно винести на свіже повітря, зняти тісний одяг, забезпечити приплив кисню, за необхідності – провести штучну вентиляцію легенів. В умовах судна повинні бути наявні кисневі балони, маски, інгалятори або портативні кисневі концентратори.

У всіх випадках важливо забезпечити психологічну підтримку потерпілого, не допустити паніки, підтримувати комунікацію до прибуття медичної допомоги. У випадках тяжких травм, якщо судно обладнане відповідними засобами, необхідно організувати зв'язок з береговими медичними установами або телемедичними службами для дистанційної консультації. Це особливо важливо під час тривалих рейсів.

На кожному судні повинна бути укомплектована медична аптечка (тип А чи В згідно з класифікацією ІМО), яка містить перев'язувальні матеріали, антисептики, знеболювальні засоби, протишокові препарати, антидоти, засоби для серцево-легеневої реанімації, а також відповідна документація (інструкції, журнал надання допомоги). Також необхідно мати засоби для транспортування постраждалих – носилки, рятувальні пояси, спецстропи для евакуації з машинного відділення.

Надання першої допомоги повинно бути відпрацьоване в ході регулярних тренувань екіпажу. Вони проводяться згідно з судновим розкладом та планом підготовки екіпажу й включають імітацію аварійних ситуацій з відпрацюванням алгоритмів порятунку.

Отже, своєчасне і правильне надання першої медичної допомоги в аварійних ситуаціях на борту судна є ключовим фактором зниження смертності та інвалідності серед членів екіпажу, а отже – невід'ємною частиною ефективної системи охорони праці на флоті.

4.5 Висновок до розділу

У розділі розглянуто ключові аспекти охорони праці в умовах експлуатації машинного відділення судна – одного з найбільш небезпечних і складних з точки зору виробничого середовища об'єктів на борту. Проаналізовано основні вимоги

					КРБ.142.4227ст.25.17.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

міжнародного та національного законодавства щодо забезпечення безпечної роботи екіпажу, охарактеризовано перелік небезпечних і шкідливих виробничих чинників, таких як шум, вібрація, підвищена температура, токсичні випари, висока напруга, механічні й термічні ризики.

Зазначено, що ефективна система охорони праці на судні має базуватися на системному управлінні ризиками, належному технічному стані обладнання, наявності засобів колективного та індивідуального захисту, а також регулярному інструктуванні, навчанні та контролі знань персоналу. Особлива увага приділена профілактиці травматизму, дотриманню режимів праці та відпочинку, контролю за санітарно-гігієнічними умовами праці та забезпеченню екіпажу необхідними засобами медичного реагування.

Належна організація надання першої медичної допомоги, оснащення судна аптечками та засобами евакуації, а також регулярне проведення тренувань значно підвищують рівень готовності екіпажу до дій у надзвичайних ситуаціях. Усі перелічені заходи сприяють не лише зниженню рівня травматизму і професійних захворювань, а й підвищенню загального рівня безпеки та ефективності функціонування суднової енергетичної установки.

					КРБ.142.4227ст.25.17.04.ПЗ	Лист
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ

Випускна кваліфікаційна робота виконана на тему: «Розрахунок головного суднового двигуна типу 6ДКРН 40/200 (MAN 6G40ME-C9.5)» та присвячена аналізу конструкції, робочих процесів і основних технічних характеристик сучасного двотактного дизельного двигуна, що використовується у складі суднових енергетичних установок.

У першому розділі роботи розглянуто конструкцію головного двигуна MAN B&W 6G40ME-C9.5, наведено його технічну характеристику на основі даних виробника. Проаналізовано основні вузли остову, деталі кривошипно-шатунного механізму, особливості конструкції систем газорозподілу, упорного підшипника, системи мастила та охолодження. Визначено сферу застосування двигуна – він використовується як головна рушійна установка на морських транспортних судах середнього тоннажу.

Другий розділ присвячено проведенню розрахунків, необхідних для оцінки робочих характеристик двигуна. Виконано розрахунок робочого процесу (процеси впуску, стискання, згоряння та розширення), визначено індикаторні та ефективні показники, побудовано теоретичну індикаторну діаграму. Проведено аналіз динаміки кривошипно-шатунного механізму, розраховано діючі сили та надлишкову роботу крутильного моменту, визначено основні геометричні параметри маховика.

У третьому розділі на підставі результатів розрахунку витрати повітря і заданої степені підвищення тиску був обраний турбокомпресор, здатний задовільнити ефективну роботу двигуна на номінальному режимі. Як результат, для забезпечення необхідного рівня наддувного тиску обґрунтовано вибір турбокомпресора типу ТСА44. В цьому ж розділі були розраховані елементи проточної частини компресора, визначено зміну швидкості, температури і тиску наддувного повітря на кожній окремій ділянці компресора. Дані розрахунку дозволяють виконати ескізне проєктування компресорної частини турбокомпресора ТСА44.

					КРБ.142.4227ст.25.17.00.ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

У завершальному, четвертому розділі роботи здійснено аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих чинників, характерних для машинного відділення судна, та запропоновано комплекс організаційних і технічних заходів щодо зниження рівня професійних ризиків. Надано рекомендації щодо використання засобів колективного та індивідуального захисту, регламенту інструктажу, профілактики травматизму, а також дій екіпажу в аварійних ситуаціях з наданням першої медичної допомоги.

Отже, робота комплексно розкриває особливості функціонування сучасного двотактного суднового дизельного двигуна типу MAN 6G40ME-C9.5, обґрунтовує вибір турбокомпресора в системі наддуву двигуна та містить практичні рекомендації з охорони праці.

					КРБ.142.4227ст.25.17.00.ПЗ	Лист
						76
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сайт заводу виробника MAN Diesel & Turbo: <https://marine.man-es.com>
2. Наливайко В.С. Суднові двигуни внутрішнього згорання : підруч. для студентів ВНЗ / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. - Миколаїв : Торубара В. В. [вид.], 2015. – 331 с.
3. Дьяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія : Підручник / В.Г. Дьяченко; За ред. А.П. Марченка. - Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с.
4. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 491 с.
5. Двигуни внутрішнього згорання: 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.
6. Лукін А.І. Конструкція судових двигунів внутрішнього згорання. - Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 54 с.
7. Артемов Г. А. Суднові енергетичні установки / Г. А. Артемов, В. М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
8. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.
9. Наливайко В. С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згорання / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський. – Миколаїв: НУК, 2013. – 100 с.
10. Тимченко І. І. Системи ДВЗ / І. І. Тимченко, П. В. Жадан, С. С. Жилін. Х.: ХНАДУ, 2007. – 204 с.
11. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Підручник. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.

					КРБ.142.4227ст.25.17.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		77

12. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.

13. Методичні рекомендації до виконання розділу "Охорона праці" у бакалаврських випускних роботах (проектах) / О. В. Щедролосєв, Г. В. Додонова, А. М. Мозговий, В. В. Савельєв. – Миколаїв : НУК, 2012. – 25 с.

					КРБ.142.4227ст.25.17.00.ПЗ	Лист
						78
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		