

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

Кафедра двигунів  
внутрішнього згорання,  
установок та технічної  
експлуатації

«Допущений до захисту»  
Завідувач кафедри  
Гогоренко О. А.

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА**  
**ТИПУ 8ЧН 33/62 (MITSUBISHI 8AX33B)**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Юрій МОШЕНЦЕВ

Здобувач освіти



Сергій ЧАБАН

Миколаїв 2025





## АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена розрахунку допоміжного суднового двигуна типу 8ЧН 33/62 (Mitsubishi 8AX33B), що належить до класу середньооберткових чотиритактних дизелів. У роботі представлено загальну конструкцію двигуна, моделювання робочого циклу, перевірочний розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму, розрахунок відцентрового компресора системи наддуву та заходи з охорони праці. Результати розрахунків засвідчили відповідність параметрів двигуна вимогам ефективності, економічності та екологічності. Робота має прикладне значення для проектування та експлуатації суднових енергетичних установок.

Обсяг роботи – 80 сторінок. Кількість джерел у списку літератури – 12.  
*Ключові слова:* судновий дизель, Mitsubishi 8AX33B, робочий цикл, індикаторна діаграма, компресор, середньообертковий двигун, охорона праці.

## ABSTRACT

The qualification thesis is dedicated to the calculation of an auxiliary marine engine of the 8ChN 33/62 type (Mitsubishi 8AX33B), which belongs to the class of medium-speed four-stroke diesel engines. The thesis includes an overview of the general design, simulation of the working cycle, dynamic analysis of the crank mechanism, calculation of the centrifugal compressor for the turbocharging system, and occupational safety measures. The results confirm the compliance of the engine's parameters with the requirements of efficiency, fuel economy, and environmental standards. The study has practical value for the design and operation of marine power plants.

Volume – 80 pages. Number of sources used – 12.  
*Keywords:* marine diesel engine, Mitsubishi 8AX33B, working cycle, indicator diagram, compressor, medium-speed engine, occupational safety.

					КРБ.142.4221.25.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		3

## ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Загальна конструкція та опис двигуна .....	7
1.1 Технічні характеристики двигуна та сфера його застосування ....	7
1.2 Вимоги, які висувають до двигуна даного типу.....	10
1.3 Загальна компоновка двигуна.....	12
1.4 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна.....	15
1.5 Висновок до розділу.....	19
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу та динаміки двигуна	
Mitsubishi 8AX33B .....	21
2.1 Вступ.....	21
2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна .....	21
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна .....	23
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	32
2.5 Кінематичний розрахунок КШМ.....	34
2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна .....	37
2.7 Висновок до розділу.....	43
3 Розрахунок відцентрового компресора системи наддуву .....	44
3.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора..	44
3.2 Обґрунтування вибору турбонагнітача.....	46
3.3 Розрахунок проточної частини компресора.....	48
3.4 Термогазодинамічний розрахунок турбіни.....	57
3.5 Розробка загальної компоновки турбокомпресора.....	63
3.6 Висновок до розділу.....	67
4 Охорона праці при ремонті двигунів .....	68
4.1 Аналіз умов праці в ремонтному цеху.....	68
4.2 Виробничі шкідливості і небезпеки при виконанні ремонтних робіт .....	69
4.3 Заходи з охорони праці під час ремонту двигуна.....	71

4.4	Вимоги до обладнання і організації робочого місця	72
4.5	Надання першої допомоги при нещасних випадках	74
4.6	Висновок до розділу.....	76
	Висновки до роботи.....	77
	Список використаної літератури .....	79

## ВСТУП

У сучасному суднобудуванні ефективність, надійність і екологічність судових енергетичних установок відіграють ключову роль у забезпеченні безпечної та економічно вигідної експлуатації флоту. Одним із найважливіших елементів енергетичної установки є допоміжний дизельний двигун, який забезпечує роботу електрогенераторів, систем життєзабезпечення та інше бортове обладнання.

Середньообертові чотиритактні дизельні двигуни отримали широке застосування на сучасних морських судах завдяки високому рівню ефективності, тривалому моторесурсу та здатності працювати на важкому паливі з дотриманням вимог міжнародних екологічних стандартів, зокрема Конвенції MARPOL. Розвиток світової дизелебудівної галузі відбувається в напрямку підвищення питомої потужності, зменшення витрат на технічне обслуговування та забезпечення мінімального негативного впливу на довкілля.

У цьому контексті важливим є дослідження та аналіз технічних характеристик перспективних моделей допоміжних судових двигунів. Одним із представників сучасного покоління судових середньообертових дизелів є двигун типу 8ЧН 33/62 (Mitsubishi 8AX33B). Його конструкція поєднує в собі передові технічні рішення: ефективну систему наддуву, оптимізовану геометрію камери згоряння, покращену зносостійкість вузлів, а також високу екологічність та економічність.

Метою цієї кваліфікаційної роботи є виконання повного розрахункового аналізу роботи допоміжного судового дизельного двигуна типу 8ЧН 33/62, зокрема розрахунок основних параметрів робочого циклу, динамічних характеристик, вибір і обґрунтування параметрів турбокомпресора, а також оцінка відповідності двигуна сучасним вимогам щодо надійності, економічності та екологічності.

Обраний для дослідження двигун є типовим прикладом ефективного технічного рішення, здатного забезпечити стабільну роботу допоміжних систем судна в умовах тривалих морських переходів, що робить його актуальним об'єктом для вивчення в межах виконання кваліфікаційної роботи.

					КРБ.142.4221.25.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

## РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ ТА ОПИС ДВИГУНА

### 1.1 Технічні характеристики двигуна та сфера його застосування

Дизельний двигун типу AKASAKA Mitsubishi 8AX33B є чотиритактним середньообертовим судновим силовим агрегатом, який широко застосовується в якості головного або допоміжного двигуна в складі суднових енергетичних установок. Його основне призначення – забезпечення приводу генераторів або гребного гвинта через редукційну передачу на транспортних, вантажних і спеціалізованих морських судах.

Двигун має рядне компонування з восьми циліндрами та обладнаний газотурбінною системою наддуву з охолодженням надувного повітря, що дозволяє досягти високих показників ефективності при відносно компактних розмірах. Наддув здійснюється одноступінчастим ізобарним турбокомпресором TCR18, а продувка реалізована через клапанну систему. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	AKASAKA Mitsubishi 8AX33B
Тип двигун	Чотиритактний дизельний, з газотурбінним наддувом
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, ізобарний, газотурбінний, з охолодженням повітря після нагнітача
Число турбокомпресорів (ТК)	1
Марка (ТК)	TCR18
Система продувки	Клапанна
Напрямок обертання колінчатого валу при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За годинниковою стрілкою
Розташування циліндрів	Рядний
Порядок роботи циліндрів при ході впе-	1-5-3-6-2-7-4-8

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

ред		
Кількість циліндрів	8	
Діаметр циліндра, мм	330	
Хід поршня, мм	620	
Номінальна частота обертання, $\text{хв}^{-1}$	310	
Довготривала потужність на задній хід	85 % при довготривалій потужності	
Температура випускних газів за циліндрами, К	760	
Паливо	ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50 °С клас Ф, РМН 55	
Масло: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів: для змазки циліндрів для змазки підшипників Т.К. для системи централізованої змазки важелів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості.	Фірма	Марка SAE 40
	Castrol Chevron ExxonMobil Shell Total	Marine MLC 40 DELO 194 SAE 40 Mobiigard 400 Gadinia SAE 40 CAPRANO TD 15W40
Питома витрата масла, г/(кВт · год)	0,78	
Лубрикаторне змащення, г/(кВт · год)	0,98	
Температура масла °С:		
Вхідного в дизель	10...15	
Вихідного з дизеля	63...66	
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С:		
вихідної з дизеля;	86...95	
перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля.	≤ 10	
Тиск повітря під час пуску, МПа	≤ 3	

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ

Аркуш

8

Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому забезпечується пуск холодного дизеля при температурі в машинному відділенні +8 °С, МПа	1,5
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому можливий пуск прогрітого дизеля, МПа	1,2
Середня витрата повітря на один пуск дизеля з реверсом, м <sup>3</sup> : на стенді: при управлінні з ДУ (заповнюється після ходових випробувань)	9,5 12,5
Число послідовних пусків і реверсів дизеля от холостого стану дизеля при температурі машинного відділення +8°С: і начальному тиску повітря 25 МПа	≥ 12
Час реверсу дизеля від моменту виконання маневру до початку роботи дизеля на паливі в зворотному напрямку при русі судна малим ходом, при ручному пуску та пуску з ДАУ, с.	≥ 12
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у межах габаритів дизеля, кг	47100
Маса найбільш важких вузлів та деталей, що переміщуються при ремонті, кг: втулка циліндра; кришка циліндра у зборі з випускним, пусковим, запобіжними клапанами та ін-	430 2600

дикаторним краном, але без стійки з ва-  
желем та без форсунок;  
поршень циліндра у зборі.

260

Сфера застосування двигуна охоплює: силові установки торговельних і транспортних суден, генераторні установки автономного енергопостачання, судна з обмеженим машинним простором, де важливими є компактність і економічність. Універсальність, високі експлуатаційні характеристики, низька питома витрата палива і відповідність вимогам ІМО щодо викидів роблять двигун 8АХ33В доцільним вибором для сучасного морського флоту.

## 1.2 Вимоги, які висувають до двигуна даного типу

До судових середньооберткових дизельних двигунів, таких як AKASAKA Mitsubishi 8АХ33В, пред'являються жорсткі вимоги, обумовлені умовами експлуатації на морських судах, вимогами до ефективності, надійності та відповідності міжнародним екологічним стандартам.

### 1. Вимоги щодо ефективності та компактності

Двигун повинен мати високу питому потужність при зменшених масогабаритних характеристиках, що дозволяє економити простір у машинному відділенні й збільшувати обсяг вантажних приміщень. Конструкція двигуна 8АХ33В забезпечує до 20 % економії місця порівняно з аналогічними моделями, що є критично важливим для оптимізації компоновки судна.

### 2. Вимоги до економічності

Оптимізація паливної системи і використання ефективного турбонаддуву дозволяє досягти низької питомої витрати палива. Завдяки сучасній конструкції камери згоряння, інноваційним поршнеvim кільцям та системі охолодження, двигун забезпечує мінімальне зношування гільз і зменшене споживання мастила. Це безпосередньо впливає на зниження витрат на експлуатацію.

### 3. Вимоги щодо надійності та ресурсу

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

У конструкції двигуна реалізовано низку технічних рішень, спрямованих на підвищення довговічності та зниження витрат на технічне обслуговування:

- інтегрована міцна структура циліндра;
- підвищена зносостійкість гільз;
- легкі поршні, що знижують навантаження на підшипники;
- покращені підшипникові матеріали.

#### 4. Екологічні вимоги

Конструкція камери згоряння та система вприскування палива оптимізовані для забезпечення повного і чистого згоряння, що сприяє зниженню викидів шкідливих речовин. Двигун відповідає вимогам Міжнародної морської організації (ІМО) щодо обмеження емісії оксидів азоту (NO<sub>x</sub>), зокрема стандарту ІМО Tier I/II. Незважаючи на збільшення потужності на понад 20 % порівняно з попередніми моделями, температура випускних газів залишається в допустимих межах, що свідчить про ефективність теплосвоєння.

#### 5. Умови експлуатації

Двигун повинен стабільно працювати в широкому діапазоні температур і вологісних умов, характерних для морського середовища:

- температура навколишнього середовища: від +8 до +45 °С;
- температура впускного повітря: від +10 до +45 °С;
- відносна вологість: до 98 % при +35 °С;
- температура забортної води: до +32 °С;
- паливо: важкі сорти відповідно до ISO 8217 (в'язкість до 730 сСт при 50 °С);
- масло: клас в'язкості SAE 40.

Комплексне задоволення зазначених вимог робить двигун Mitsubishi 8AX33B ефективним і надійним технічним рішенням для сучасного флоту, що функціонує в умовах зростаючих вимог до енергоефективності та екологічної відповідальності.

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

### 1.3 Загальна компоновка двигуна

Двигун AKASAKA Mitsubishi 8AX33B є чотиритактним, рядним, восьмициліндровим, середньообертним дизельним агрегатом з прямим вприскуванням палива, оснащеним турбонаддувом і охолодженням наддувного повітря. Його конструкція розроблена з урахуванням вимог компактності, надійності та зручності технічного обслуговування. Загальна конструктивна схема двигуна представлена на рис. 1.1.

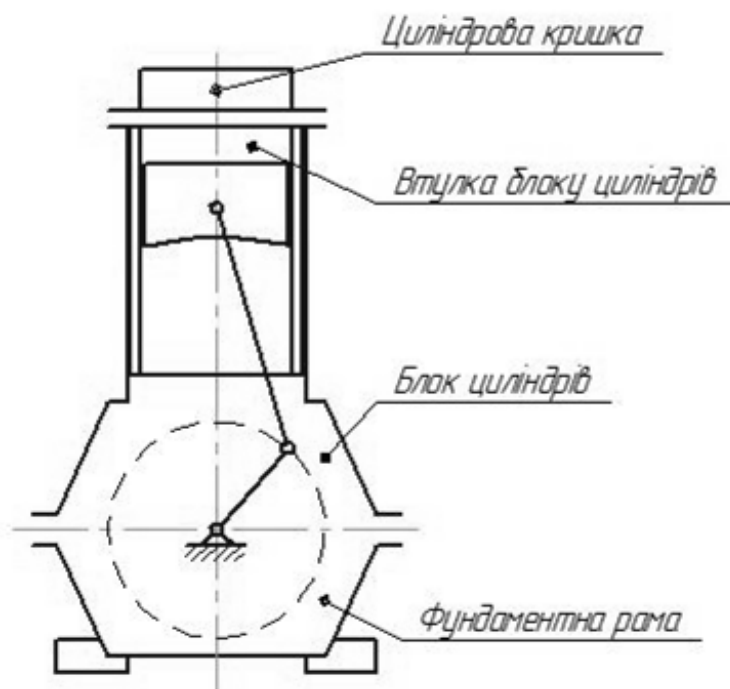


Рис. 1.1. Загальна конструктивна схема двигуна AKASAKA Mitsubishi 8AX33B

Блок циліндрів (рис. 1.2) виконано як цілісне чавунне литво з запресованими гільзами циліндрів. У нижній частині блока розташовано колінчатий вал, який опирається на корінні підшипники. Кришки підшипників кріпляться болтами з гідравлічним затягуванням.

Фундаментна рама двигуна (рис. 1.2), виготовлена з чавуну, виконує функції масляного піддону та опори для колінчатого валу. Вона має жорстку та масивну конструкцію, яка забезпечує необхідну стійкість агрегату до динамічних навантажень.

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

Втулки циліндрів (рис. 1.2) охолоджуються у верхній частині, де теплове навантаження є найбільшим. Така організація охолодження забезпечує підтримку оптимального температурного режиму внутрішньої поверхні циліндра.

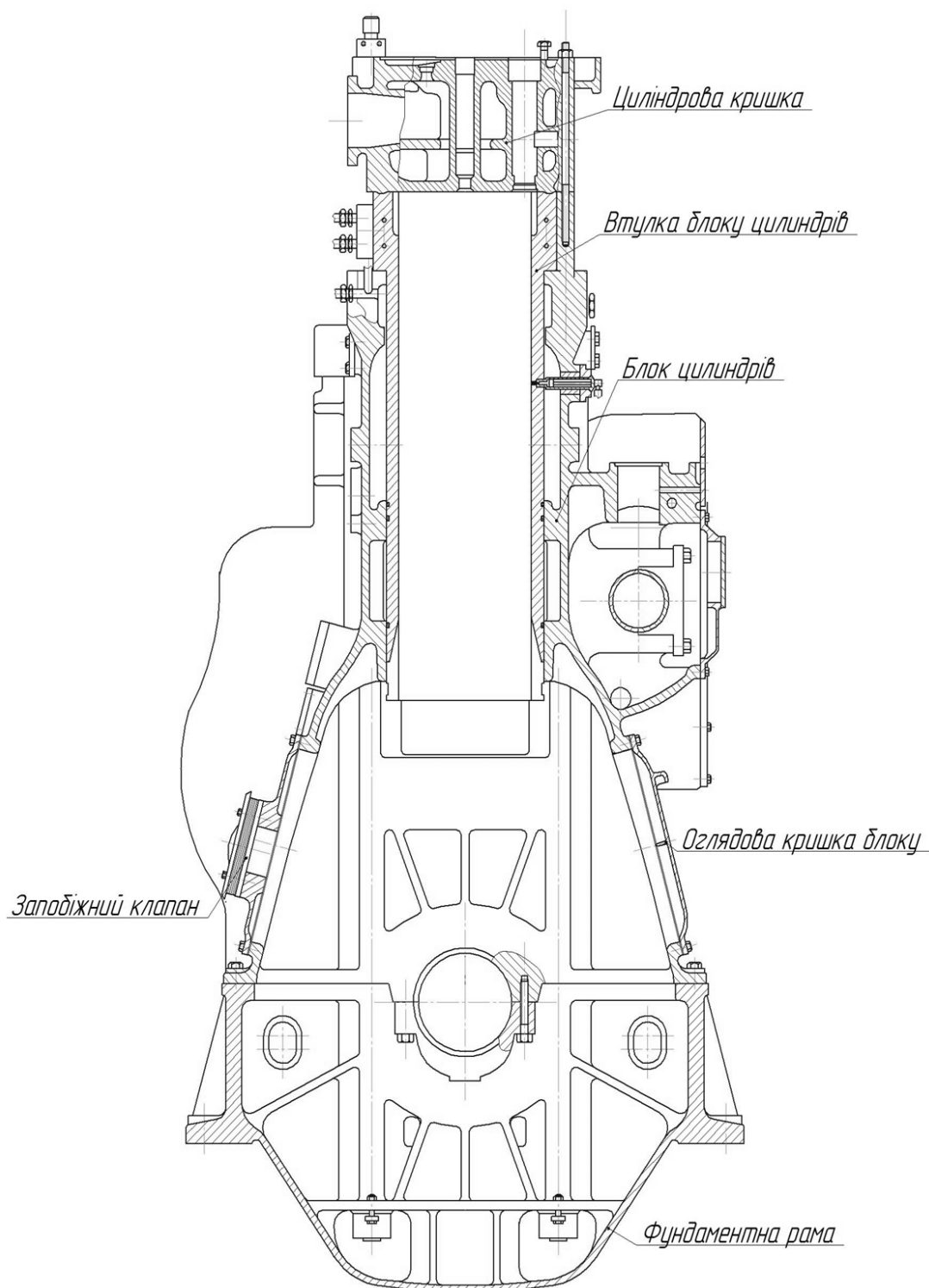


Рис. 1.2. Конструкція та основа двигуна

Оглядові кришки картера виготовлені з легкого сплаву, встановлюються на ущільнення з еластомеру. З одного боку вони обладнані запобіжними клапанами

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

для скидання надлишкового тиску у випадку вибуху в картері. У подальшій комплектації двигуна передбачається встановлення вентиляційного трубопроводу картера.

Колінчатий вал – цільнокований, з вбудованими масляними каналами для змащення підшипників. Він спирається на корінні підшипники та фіксується в осьовому напрямку напрямними шайбами.

Корінні підшипники повністю взаємозамінні і являють собою три металеві або біметалеві напівкільцеві.

Шатун має складену конструкцію (так званий «судновий шатун») і складається з трьох частин: нижньої кришки, верхньої головки та стрижня. Всі елементи виготовляються методом кування з легованої сталі. Підшипники шатуна – біметалеві, взаємозамінні.

Поршень складається з двох частин: верхньої (днища), виготовленої з жаростійкого сплаву, та нижньої (юбки) з чавуну. Для інтенсивного охолодження днища поршня застосовується система подачі мастила через канал у штоку шатуна.

Головка блоку циліндрів має двостінну конструкцію для забезпечення ефективного охолодження. Вона кріпиться до блоку за допомогою шпильок із гідравлічним затягуванням. У головці встановлено два клапани (впускний і випускний), форсунку, а також індикаторний і запобіжний клапани.

Система впорскування палива включає насос високого тиску та форсунку для кожного циліндра. У стандартній комплектації застосовується механічна система впорскування.

Змащувальна система складається з шестеренчастого насоса, фільтрів, охолоджувача з термостатом, а також електропривідного насоса попереднього змащування. Це забезпечує надійну роботу вузлів тертя навіть під час запуску двигуна.

Система пуску реалізується через розподільник пускового повітря, що працює від розподільного валу. Вона дозволяє запускати двигун у різних режимах, включаючи реверс.

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

Загальна компоновка двигуна передбачає зручний доступ до основних агрегатів і систем, що спрощує проведення технічного обслуговування і ремонтних робіт на борту судна.

#### 1.4 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна

Рухомі елементи кривошипно-шатунного механізму (КШМ) дизельного двигуна AKASAKA Mitsubishi 8AX33B сконструйовані з урахуванням високих навантажень, що виникають під час згоряння палива, і забезпечують перетворення зворотно-поступального руху поршнів у обертальний рух колінчатого вала. Усі деталі мають підвищену міцність, зносостійкість та обробку, що забезпечує довговічність та надійність двигуна.

Колінчатий вал призначений для перетворення зворотно-поступального руху поршнів у обертальний рух, необхідний для передачі крутного моменту до споживача потужності – генератора, гребного гвинта або іншого механізму. Це одна з найбільш відповідальних і навантажених деталей у конструкції двигуна, яка визначає його надійність і довговічність. Через складність виготовлення та вимоги до точності, колінчатий вал є також однією з найдорожчих деталей у двигуні.

Вал виготовляється методом високоміцного кування як монолітна конструкція з внутрішніми мастильними каналами, які забезпечують подачу масла до корінних і шатунних підшипників кривошипно-шатунного механізму (КШМ).

Конструктивно колінчатий вал має дев'ять корінних шийок та вісім шатунних шийок (рис. 1.3). Кріплення здійснюється за допомогою гвинтів із гідравлічним затягуванням, що забезпечує високу точність посадки й рівномірність натягу.

На передньому кінці вала розміщено:

- ущільнююче кільце, що перешкоджає витоку масла з порожнини картера;
- комбінований підшипник маховика, який виконує опорно-осьову функцію;
- упорний підшипник, що обмежує осьове зміщення вала.

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

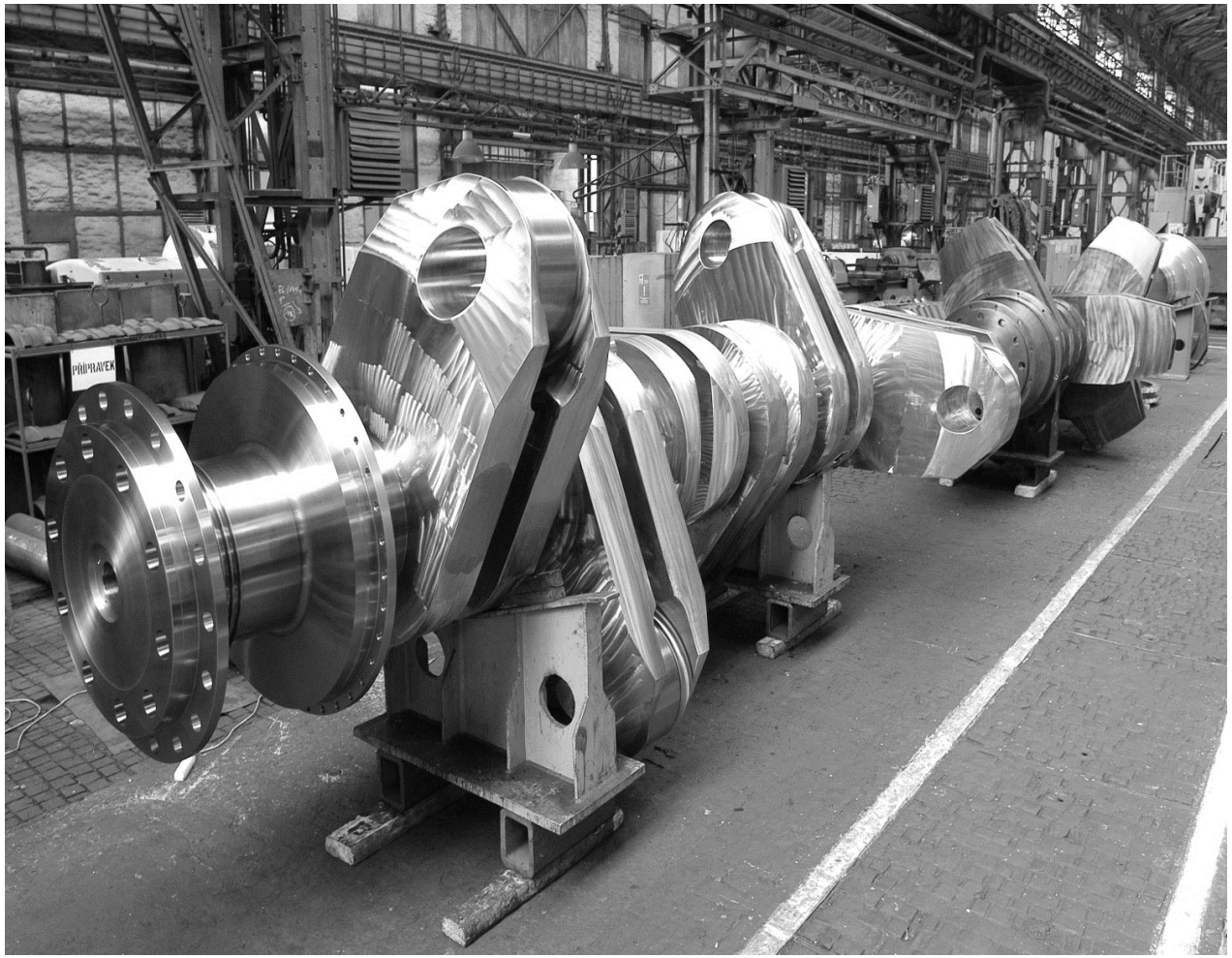


Рис. 1.3. Колінчатий вал двигуна Mitsubishi 8AX33B

Для проведення технічного обслуговування, налаштувань або повертання вала при ремонті, передбачено використання електричного валоповоротного пристрою, що з'єднаний із маховиком двигуна.

Шатуни (рис. 1.4) мають складену тричастинну конструкцію, характерну для так званого «суднового шатуна», яка забезпечує зручність під час монтажу й демонтажу поршневої групи без потреби знімати головку циліндра. Така конструкція дозволяє ефективно розподіляти сили згоряння по максимально можливій опорній площині, що знижує напруження в зоні з'єднання та підвищує надійність роботи вузла.

Завдяки точному приляганню з'єднувальних поверхонь, відносні переміщення між контактуючими деталями мінімізовані, що сприяє зменшенню зносу й підвищенню ресурсу вузла.

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

Шатуни виготовляються з легованої сталі методом кування з подальшою високоточною механічною обробкою. Розділення шатуна по горизонталі на три частини забезпечує зручність обслуговування – зокрема, дає змогу зняти шатун і поршень через люки картера без демонтажу інших агрегатів.

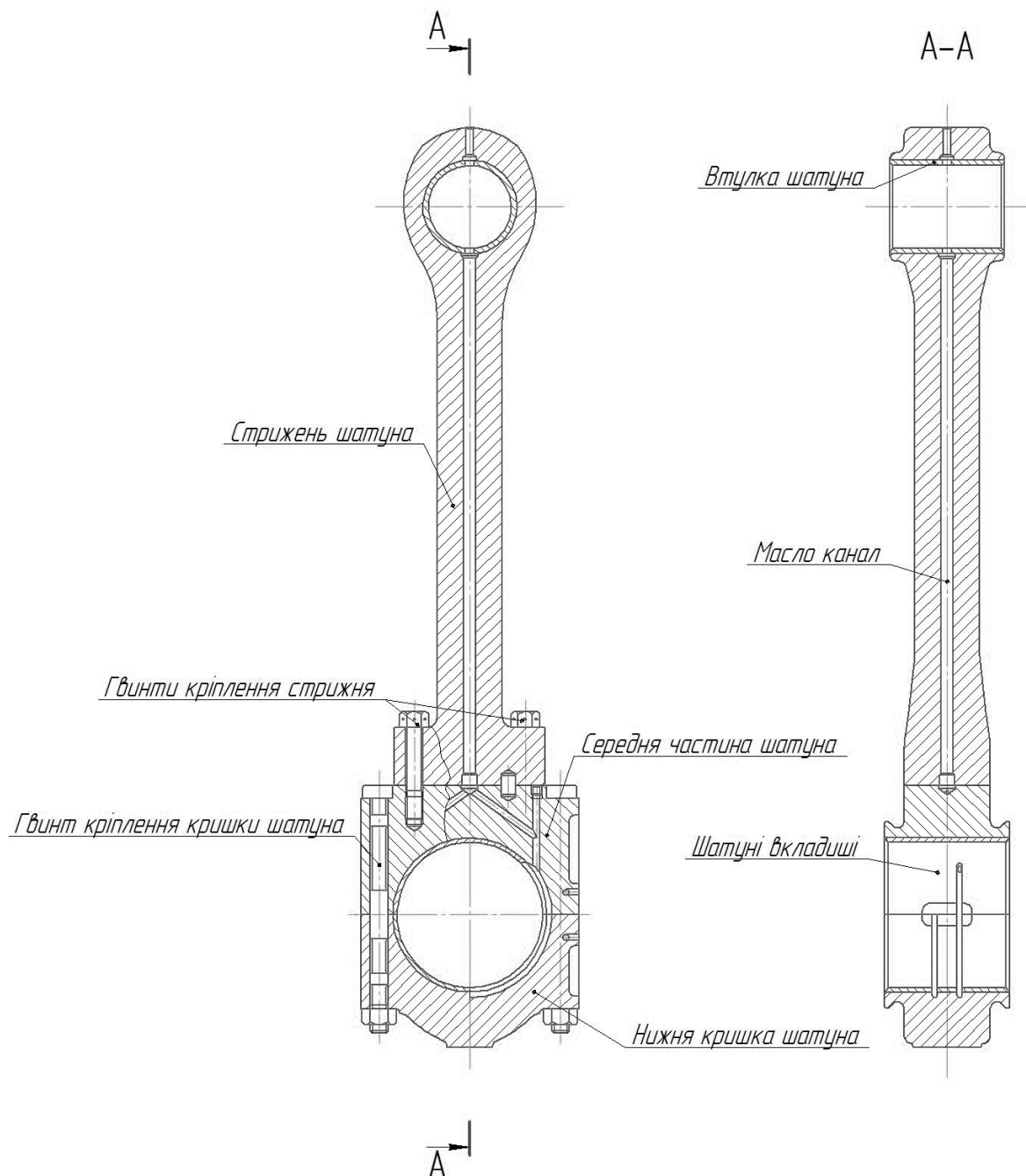


Рис. 1.4. Шатун двигуна Mitsubishi 8AX33B

Кріплення шатунних кришок до стрижня здійснюється за допомогою високоміцних болтів із гідравлічним затягуванням, що гарантує рівномірний розподіл навантаження і виключає ослаблення з'єднання під час експлуатації.

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

Поршень (рис. 1.5) має складену конструкцію, що складається з чавунної юбки та кованої сталеві головки, з'єднаних між собою різьбовим з'єднанням. Така конструкція забезпечує високу термостійкість верхньої частини поршня при збереженні необхідної жорсткості та зниження маси нижньої частини.

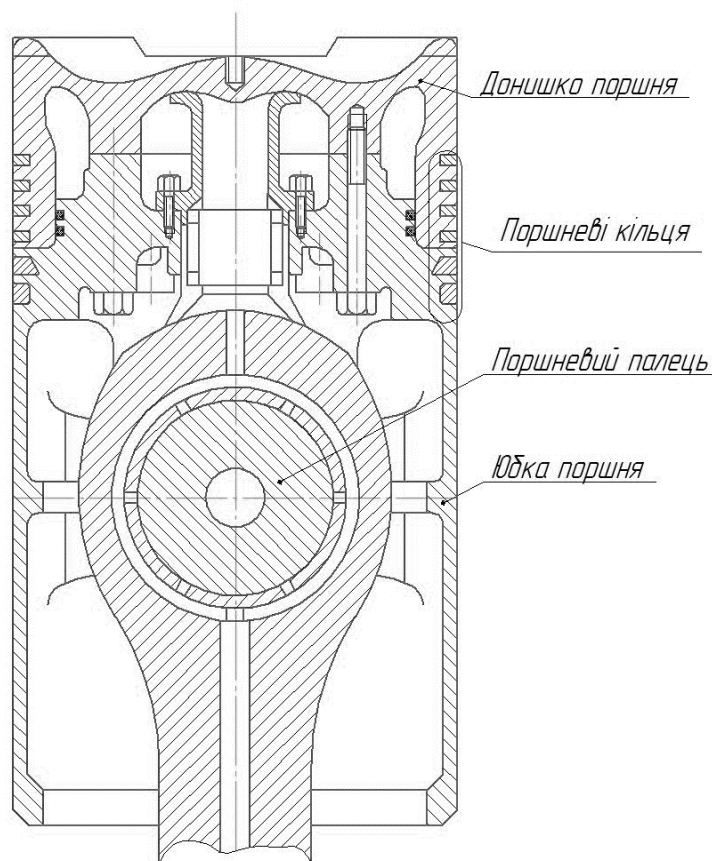


Рис. 1.5. Поршень двигуна Mitsubishi 8AX33B

Для запобігання перегріву головки реалізовано систему внутрішнього охолодження, в якій використовується мастило. Охолодження відбувається завдяки ефекту "коктейльного шейкера" – мастило, яке потрапляє в простір між головкою і юбкою, активно перемішується під дією зворотно-поступального руху поршня, поглинаючи надлишкове тепло..

Головки блоку циліндрів (рис. 1.6) виготовлені з чавуну. Кожна головка має один впускний клапан, і один випускний клапан, розміщений по центру форсунки і індикаторний клапан. Форсунки охолоджуються охолоджувальною рідиною. Відкриття клапанів відбувається завдяки механічному приводу який працює від роз-

подільного валу. Головки блоку циліндрів індивідуально кріпляться до гільзи циліндра за допомогою чотирьох шпильок і гайок, які затягуються гідравлічним способом. Металевий сальник – це ущільнення між гільзою циліндра і головкою блоку циліндра.

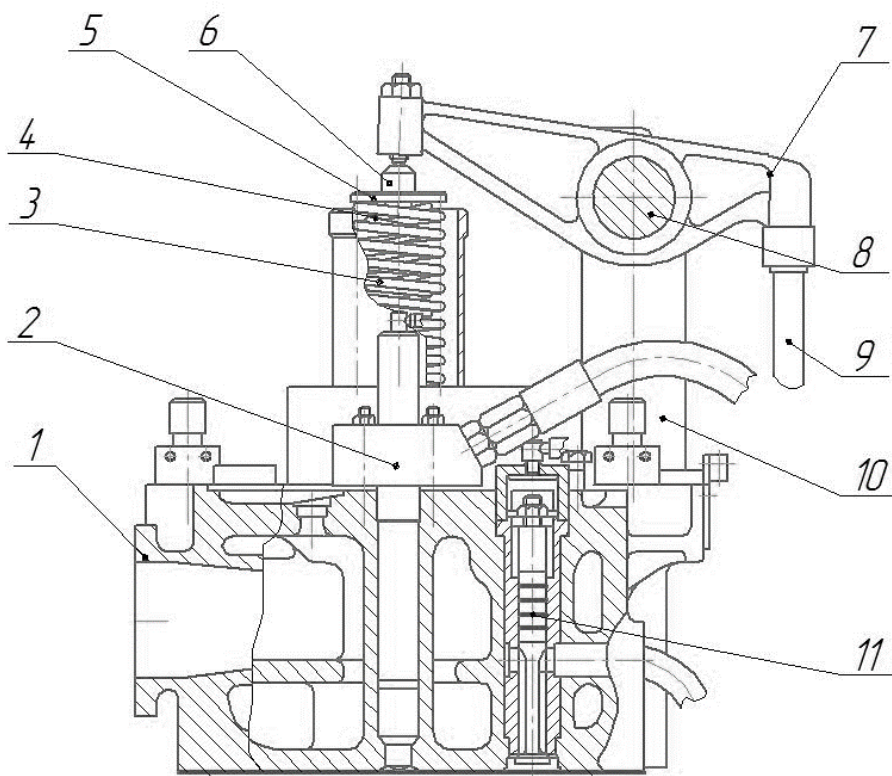


Рис. 1.6. Кришка блоку циліндрів: 1 – корпус головки; 2 – форсунка; 3 – зовнішня пружина клапана; 4 – внутрішня пружина клапану; 5 – верхня тарілка клапану; 6 – клапан; 7 - коромисло; 8 – вісь коромисел; 9 – штанга; 10 – опорна стійка; 11 – повітряний клапан

### 1.5 Висновок до розділу

У першому розділі проведено технічний огляд суднового дизельного двигуна на типу AKASAKA Mitsubishi 8AX33B, який є представником сучасних середньооберткових чотиритактних дизельних установок з турбонаддувом. Надано характеристику основних технічних параметрів двигуна, визначено його сферу застосування, конструктивні особливості, вимоги до експлуатації, а також проана-

лізовано загальну компоновку й ключові вузли кривошипно-шатунного механізму.

Двигун має вдосконалене компонування, що поєднує компактність, ремонтпридатність та високі експлуатаційні характеристики. Особливу увагу приділено деталям руху: колінчастому валу, шатунам і поршневій групі, які мають посилену конструкцію, гідравлічно затягнуті з'єднання та ефективні системи мастильного охолодження. Це дозволяє забезпечити високу надійність роботи двигуна в умовах тривалих морських переходів і змінних навантажень.

Аналіз технічних рішень конструкції двигуна свідчить про відповідність його сучасним вимогам до економічності, екологічності, довговічності та простоти технічного обслуговування, що робить 8AX33B конкурентоспроможним і ефективним рішенням для оснащення допоміжних енергетичних установок морських суден.

					КРБ.142.4221.25.10.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

## РОЗДІЛ 2. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА MITSUBISHI 8AX33B

### 2.1 Вступ

Оцінка робочого циклу суднового дизельного двигуна та аналіз навантажень на його ключові конструктивні елементи є невід'ємним етапом у процесі розрахунку й проєктування. Проведення перевірного розрахунку дає змогу не лише встановити відповідність конструкції експлуатаційним умовам, а й визначити потенційні шляхи для підвищення її енергетичної ефективності, надійності та економічності.

У цьому розділі виконано контрольний термодинамічний аналіз робочого циклу середньообертового чотиритактного дизельного двигуна Mitsubishi 8AX33B, який широко застосовується в суднових енергетичних установках. Розрахунок проводиться з урахуванням реальних експлуатаційних умов, коефіцієнтів наповнення, процесів згоряння та тепловідведення, що дозволяє отримати параметри, максимально наближені до реальних показників роботи двигуна.

У цьому розділі також проведено аналіз динамічних процесів у кривошипно-шатунному механізмі, що передбачає визначення навантажень на ключові елементи двигуна. Такий підхід дає змогу оцінити вплив інерційних сил та газодинамічних явищ на міцність і надійність деталей, а також уточнити геометричні й конструктивні характеристики для забезпечення ефективної роботи двигуна в умовах реальної експлуатації.

### 2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Для виконання перевірного розрахунку робочого циклу дизельного двигуна Mitsubishi 8AX33B було відібрано ряд вихідних параметрів, що ґрунтуються на паспортних характеристиках двигуна, а також довідкових і нор-

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

мативних даних, актуальних для даного типу суднового двигуна. Розрахунок виконується для умов номінального режиму роботи.

Основні константи та коефіцієнти, що використовуються у розрахунку, були взяті з літературних джерел, зокрема з: Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.

Температура навколишнього повітря: прийнято стандартне значення  $T_0 = 293$  К, що відповідає стандартним атмосферним умовам.

Тиск навколишнього середовища:  $p_0 = 0,101$  – відповідно до стандартних умов.

Ступінь стиску  $\epsilon$ : обрано значення 16, яке є характерним для двигунів з нерозділеною камерою згоряння та діаметром циліндра понад 150 мм.

Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ : для зазначених умов прийнято значення 2,4.

Коефіцієнт залишкових газів  $\gamma_r$ : становить 0,03, залежить від особливостей повітропостачання і газообміну.

Коефіцієнти використання теплоти: прийнято  $\xi_z = 0,92$  для точки z та  $\xi_b = 0,96$  для точки b, що відповідає новим моделям СОД.

Ступінь підвищення тиску при згорянні  $\lambda$ : для високофорсованих двигунів прийнято 1,3.

Підігрів заряду повітря від стінок циліндра  $\Delta T_a$ : становить 5 К, що характерно для двигунів з наддувом.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми  $\zeta$ : обрано значення 0,97 на основі даних для чотиритактних двигунів.

Механічний ККД  $\eta_m$  : становить 0,87 для двигунів із діаметром циліндра до 360 мм.

Втрати тиску в повітроохолоджувачі  $\Delta P_{ox}$ : прийнято значення 0,004 МПа.

Температура залишкових газів  $T_r$ : для даного типу двигуна прийнято 700 К.

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

Хімічний склад умовного палива:

Вуглець (С) – 0,87 кг/кг; Водень (Н) – 0,126 кг/кг; Сірка (S) – 0 кг/кг;  
Кисень (О) – 0,004 кг/кг.

Коефіцієнт тактності  $Z$ : для чотиритактного двигуна дорівнює 0,5.

Нижча теплота згоряння палива  $Q_n$ : прийнято 42664,4 кДж/кг.

Ступінь підвищення тиску в компресорі  $P_k$ : дорівнює 3,2.

Втрати ходу поршня на продувку  $\varphi_p$ : для чотиритактних двигунів не враховуються (приймаються рівними нулю).

Вказані параметри дають можливість виконати точний та максимально наближений до фактичних умов контрольний розрахунок робочого циклу, що слугує фундаментом для подальших інженерних досліджень і оцінки продуктивності двигуна.

### 2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу та формування теоретичної індикаторної діаграми здійснюються за допомогою комп'ютерної програми, розробленої в середовищі MathCAD. Для моделювання використовується двигун із вільним турбокомпресором. Результати розрахунків представлені у вигляді роздруків.

Параметри, необхідні для побудови індикаторної діаграми, розраховані та наведені в таблиці 2.1, а сама діаграма – на рисунку 2.1.

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

## Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 2157$
1.2. Частота обертання, $\text{хв}^{-1}$	$n = 310$
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	$\Pi_k = 3.2$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.25$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.03$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.92$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.96$
1.10 Ступінь стиску	$\underline{\underline{\epsilon}} = 16$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 5$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.97$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.87$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.78$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.97$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 700$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$\underline{\underline{C}} = 0.866$ $\underline{\underline{H}} = 0.13$ $\underline{\underline{S}} = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 8$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.33$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.62$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

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

1.27 Показник адіабати для повітря  $k_B = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни  $\eta_{t.m} = 0.94$

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

## 2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot \Pi_k \quad P_k = 0.323$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[ 1 + \frac{\left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 441.256$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 297.448$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 314.027$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0.319$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.31$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H) \quad \eta_H = 0.951$$

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		25

### 3. Розрахунок процесу стиску

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

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

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

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

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

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



$$b_c = 0.002513 \quad a_{vc} = 19.275$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.366$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 13.651$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 865.3$$

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		26

#### 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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0265$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.958$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left( \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.025$$

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

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

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

$$a_{vz} = 19.76187$$

$$b_z = 0.00296$$

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

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

$$a_{vb} = 19.7825$$

$$b_b = 0.002975$$

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		27

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:  $T_z = 1759.061$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 17.746$$

### 5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.603$$

5.2 Ступінь послідуєчого розширення

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

$$\delta = 9.978$$

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

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



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

$$n_2 = 1.284$$

$$T_b = 914.43$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.925$$

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		28

## 6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.331$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.261$$

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.165$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.513$$

## 7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.967$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.446$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1892$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 2157.331$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.015 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

## 8. Визначення дійсного $P_k$ компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

$$G = \left( \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left( \frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left( \frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 4.874$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 4.987$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_T = 0.95 \cdot P_k \quad P_T = 0.307$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left( \frac{P_T}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 716.39$$

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,  $\frac{Дж}{кг \cdot К}$

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

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

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

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		30

### 8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$\Pi_{кд} = 3.206$

### 8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta \Pi_k = \frac{\Pi_{кд} - \Pi_k}{\Pi_{кд}} \quad \Delta \Pi_k = 0.202 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		31

## 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 $n_1$	1,366
Показник політропи розширення $n_2$	1,284
Тиск кінця стиснення $p_c$ , МПа	13,651
Максимальний тиск згоряння $p_z$ , МПа	17,746
Ступінь попереднього розширення $\rho$	1,603
Ступінь стиснення $\varepsilon$	16

Таблиця 2.1

$V/V_c$	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	17,75	
1,00	13,65	17,75
1,60	7,17	17,75
2,32	4,32	11,02
3,04	2,99	7,79
3,76	2,23	5,93
4,48	1,76	4,74
5,20	1,43	3,91
5,92	1,20	3,31
6,64	1,03	2,86
7,36	0,89	2,51
8,08	0,79	2,22
8,80	0,70	1,99
9,52	0,63	1,80
10,24	0,57	1,64
10,96	0,52	1,50
11,68	0,48	1,39
12,40	0,44	1,28
13,12	0,41	1,19
13,84	0,38	1,11
14,56	0,35	1,04
15,28	0,33	0,98
16,00	0,31	0,93
16,00	0,31	0,31

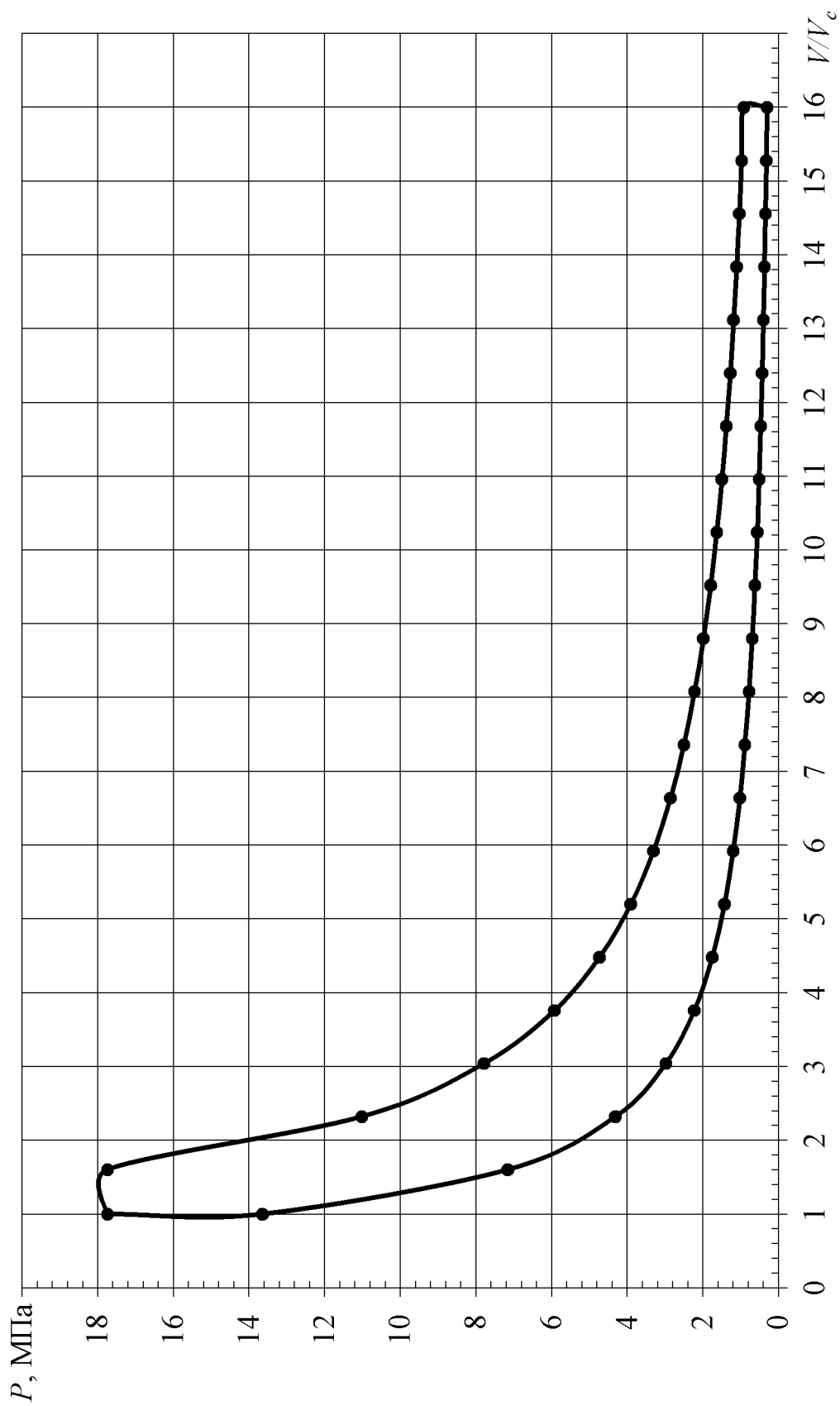


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна Mitsubishi 8ЧН 33/62

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

## 2.5 Кінематичний розрахунок КШМ

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

Переміщення поршня визначається з виразу

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

де  $R$  – радіус кривошипа ( $R = S_n / 2 = 0,62 / 2 = 0,31$ ), м;

$\lambda$  – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ( $\lambda = R / l_{ш} = 0,24$ ), 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  $\omega$  – кругова швидкість кривошипа ( $\omega = \pi \cdot n / 30 = 32,45$ ), 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.

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

Таблиця 2.2. Результати кінематичного розрахунку

$\varphi$ , град	$S_{n\varphi}$ , м	$C_{\varphi}$ , м/с	$j_{\varphi}$ , м/с <sup>2</sup>
0	0,0000	0,0000	404,69
15	0,0131	3,1812	383,08
30	0,0508	5,9057	321,80
45	0,1094	7,9127	230,77
60	0,1829	9,1856	124,02
75	0,2645	9,8544	16,64
90	0,3472	10,0585	-78,33
105	0,4249	9,8544	-152,30
120	0,4929	9,1856	-202,35
135	0,5478	7,9127	-230,77
150	0,5878	5,9057	-243,48
165	0,6119	3,1812	-247,41
180	0,6200	0,0000	-248,04
195	0,6119	-3,1812	-247,41
210	0,5878	-5,9057	-243,48
225	0,5478	-7,9127	-230,77
240	0,4929	-9,1856	-202,35
255	0,4249	-9,8544	-152,30
270	0,3472	-10,0585	-78,33
285	0,2645	-9,8544	16,64
300	0,1829	-9,1856	124,02
315	0,1094	-7,9127	230,77
330	0,0508	-5,9057	321,80
345	0,0131	-3,1812	383,08
360	0,0000	0,0000	404,69

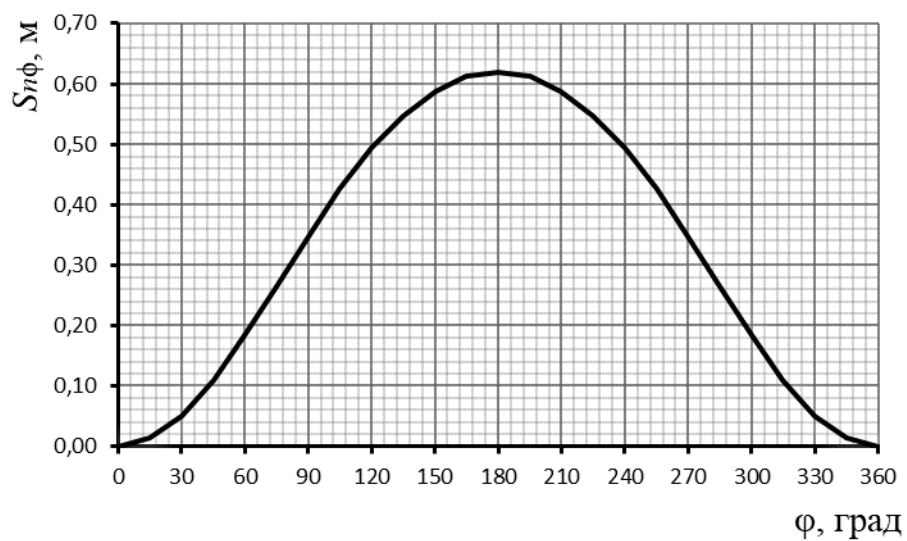


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

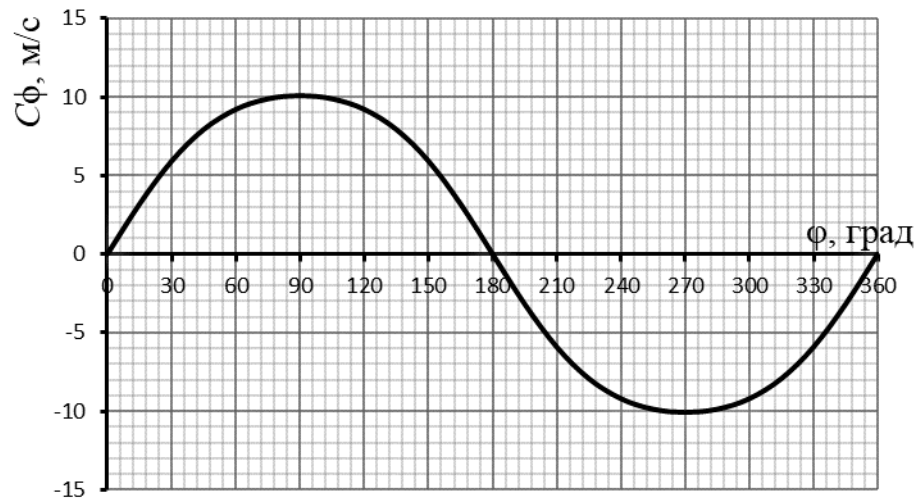


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

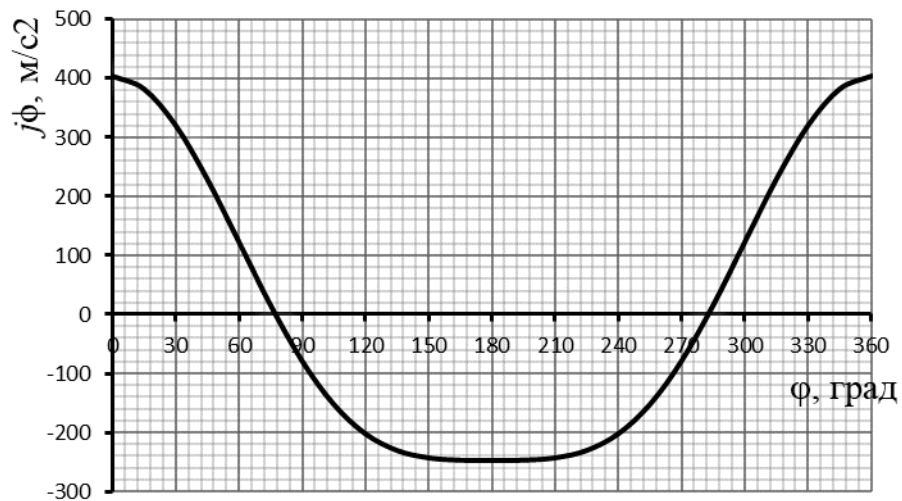


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

Визначення залежності ходу поршня від кута повороту колінчастого вала дозволяє встановити його точне положення в циліндрі, що є важливим для оцінки миттєвого тиску під час тактів стиску та розширення.

Значення швидкості поршня використовується при розрахунку впускної системи, зокрема для визначення швидкості повітряного потоку в каналах та втрат тиску на місцевих опорах. Це, у свою чергу, дає змогу оцінити тиск свіжого заряду наприкінці впускного такту.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого вала необхідна для визначення інерційних сил, що виникають при русі поступальних мас.

## 2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

Під час аналізу динамічних процесів у двигунах внутрішнього згорання насамперед розглядають сили, що виникають від газового тиску  $P_T$ , та сили інерції  $P_j$ . Загальна сила, яка діє на поршень, визначається як сума цих двох складових

$$P = P_T + P_j$$

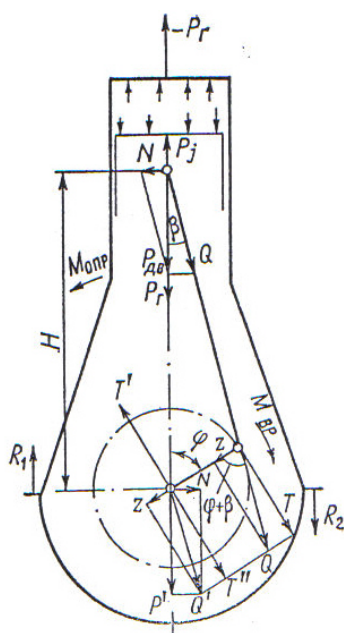


Рис. 2.5. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила  $P$  спрямована вертикально вниз і діє вздовж осі циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові: силу  $S$ , яка діє вздовж осі шатуна, і силу  $N$ , яка перпендикулярна до осі циліндра. Саме бічна складова  $N$  зумовлює притискання поршня до стінки циліндра, що спричиняє тертя і впливає на знос деталей:

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

Сила  $S$  передається вздовж шатуна, викликаючи його розтяг або стиск, і далі спрямовується на шатунну шийку кривошипа:

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

Перенісши силу  $S$  уздовж лінії її дії та припустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо розкладання цієї сили на складові. Першу складову  $T$  спрямуємо перпендикулярно до радіуса кривошипа, а другу  $R$  – вздовж його радіуса.

Тоді тангенціальна складова:

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

відповідно нормальна:

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

Сила  $T$  генерує крутний момент двигуна, який передається споживачу через колінчатий вал:

$$M_{\text{к}} = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

Водночас опори двигуна сприймають момент, що викликає перекидання

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент точно дорівнює крутному моменту, але має протилежний знак:

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

Внаслідок впливу перекидаючого моменту на опори двигуна в них виникає реактивний момент, який за величиною дорівнює, а за знаком протилежний перекидаючому.

Напрямок сил і крутного моменту, що обертаються за годинниковою стрілкою, прийнято вважати додатним, а протилежний – від'ємним.

Для отримання кількісних значень сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ), використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначають силу тиску газів при будь-якому положенні кривошипа, а також застосовують аналітичні формули для розрахунку сил інерції.

Силу інерції, що діє на поршень, визначають на основі другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

Величину  $j$  визначаємо з рівняння:

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

Масу  $m_n$  приймають як сумарну масу всіх деталей, які разом із поршнем здійснюють зворотно-поступальний рух. До них відносять поршень, кільця, поршневий палець та елементи, що запобігають осьовому переміщенню поршневого пальця. Вважається, що маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун виконує складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна замінюють набором мас, які динамічно йому еквівалентні. Зазвичай кількість таких замінних мас приймають рівною двом. Переносачи ці маси на осі поршневого пальця та шатунної шийки, вважають, що перша маса рухається разом із поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз конструкцій двигунів внутрішнього згоряння показує, що на частку маси, пов'язаної з віссю поршневого пальця, припадає від 0,25 до 0,33 загальної маси деталей шатуна, тоді як 0,67...0,75 маси рухається обертально разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, які рухаються разом із поршнем:

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

де  $m_n$  – маса деталей поршневої групи разом із частиною маси деталей шатунної групи, яка припадає на вісь поршневого пальця.

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

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення  $\lambda$ .....0,24.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально  $m_n$ .....409 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *LibreOffice Calc*.

Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

За даними табл. 2.3 були побудовані діаграми  $P_r$ ,  $P_j$ ,  $P_{dv}$ ,  $N$ ,  $T$ ,  $Z$ , які представлені на рис. 2.6 та 2.7.

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39

Таблиця 2.3. Результати розрахунку динаміки двигуна

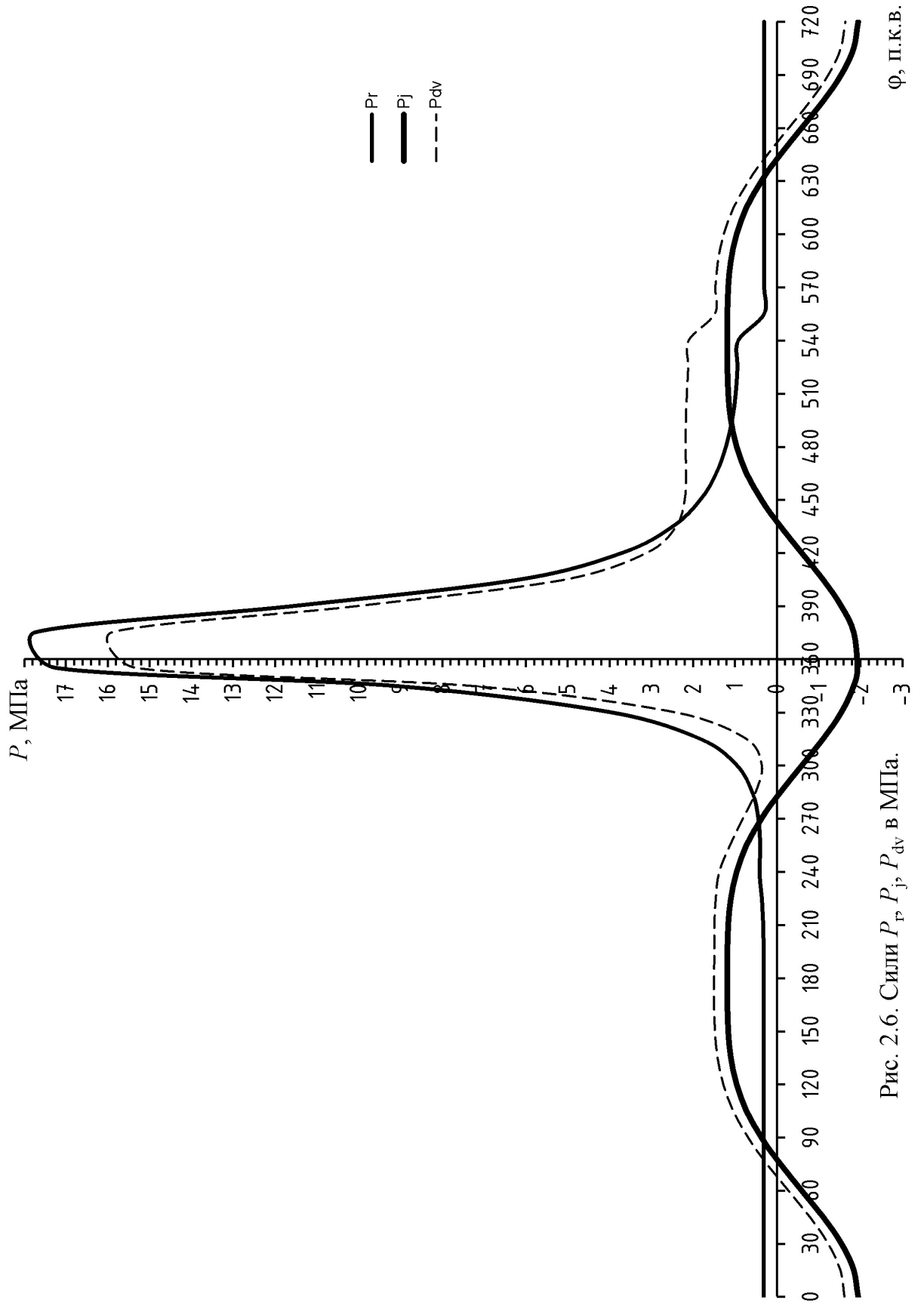
$\varphi$	$P_r$	$P_j$	$P_{dv}$	$N$	$Z$	$T$
0	0,3190	-1,9362	-1,6172	0,0000	-1,6172	0,0000
15	0,3190	-1,8328	-1,5138	-0,0942	-1,4378	-0,4828
30	0,3190	-1,5396	-1,2206	-0,1475	-0,9833	-0,7381
45	0,3190	-1,1041	-0,7851	-0,1352	-0,4596	-0,6508
60	0,3190	-0,5934	-0,2744	-0,0583	-0,0867	-0,2667
75	0,3190	-0,0796	0,2394	0,0571	0,0069	0,2460
90	0,3190	0,3747	0,6937	0,1715	-0,1715	0,6937
105	0,3190	0,7287	1,0477	0,2497	-0,5123	0,9474
120	0,3190	0,9681	1,2871	0,2735	-0,8804	0,9779
135	0,3190	1,1041	1,4231	0,2451	-1,1796	0,8330
150	0,3190	1,1649	1,4839	0,1794	-1,3748	0,5866
165	0,3190	1,1837	1,5027	0,0935	-1,4757	0,2986
180	0,3190	1,1867	1,5057	0,0000	-1,5057	0,0000
195	0,3152	1,1837	1,4989	-0,0933	-1,4720	-0,2978
210	0,3319	1,1649	1,4968	-0,1809	-1,3867	-0,5917
225	0,3630	1,1041	1,4671	-0,2526	-1,2161	-0,8588
240	0,4149	0,9681	1,3830	-0,2939	-0,9460	-1,0508
255	0,3997	0,7287	1,1284	-0,2689	-0,5518	-1,0203
270	0,4411	0,3747	0,8158	-0,2017	-0,2017	-0,8158
285	0,5891	-0,0796	0,5095	-0,1214	0,0146	-0,5235
300	0,9583	-0,5934	0,3650	-0,0775	0,1153	-0,3548
315	1,8369	-1,1041	0,7328	-0,1262	0,4289	-0,6074
330	3,9757	-1,5396	2,4361	-0,2945	1,9625	-1,4730
345	9,2049	-1,8328	7,3722	-0,4588	7,0022	-2,3512
360	17,2460	-1,9246	15,3214	-0,3206	15,2352	-1,6547
375	17,7460	-1,8328	15,9132	0,9904	15,1147	5,0753
390	11,6161	-1,5396	10,0764	1,2180	8,1175	6,0930
405	6,1767	-1,1041	5,0726	0,8735	2,9692	4,2045
420	3,7091	-0,5934	3,1157	0,6620	0,9845	3,0293
435	2,4903	-0,0796	2,4107	0,5745	0,0690	2,4772
450	1,8312	0,3747	2,2060	0,5454	-0,5454	2,2060
465	1,4489	0,7287	2,1775	0,5189	-1,0648	1,9690
480	1,2166	0,9681	2,1847	0,4642	-1,4944	1,6599
495	1,0730	1,1041	2,1771	0,3749	-1,8046	1,2744
510	0,9863	1,1649	2,1512	0,2600	-1,9930	0,8504
525	0,9397	1,1837	2,1234	0,1322	-2,0853	0,4219
540	0,9250	1,1867	2,1117	0,0000	-2,1117	0,0000
555	0,3070	1,1837	1,4907	-0,0928	-1,4639	-0,2962
570	0,3070	1,1649	1,4719	-0,1779	-1,3636	-0,5819
585	0,3070	1,1041	1,4111	-0,2430	-1,1696	-0,8260
600	0,3070	0,9681	1,2751	-0,2709	-0,8722	-0,9688
615	0,3070	0,7287	1,0357	-0,2468	-0,5065	-0,9365
630	0,3070	0,3747	0,6817	-0,1685	-0,1685	-0,6817
645	0,3070	-0,0796	0,2274	-0,0542	0,0065	-0,2337
660	0,3070	-0,5934	-0,2864	0,0608	-0,0905	0,2784
675	0,3070	-1,1041	-0,7971	0,1373	-0,4666	0,6607
690	0,3070	-1,5396	-1,2326	0,1490	-0,9930	0,7453
705	0,3070	-1,8328	-1,5258	0,0950	-1,4492	0,4866
720	0,3070	-1,9362	-1,6292	0,0000	-1,6292	0,0000

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ

Аркуш

40



φ, П.К.В.

Рис. 2.6. Силы  $P_r$ ,  $P_j$ ,  $P_{dv}$  в МПа.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ

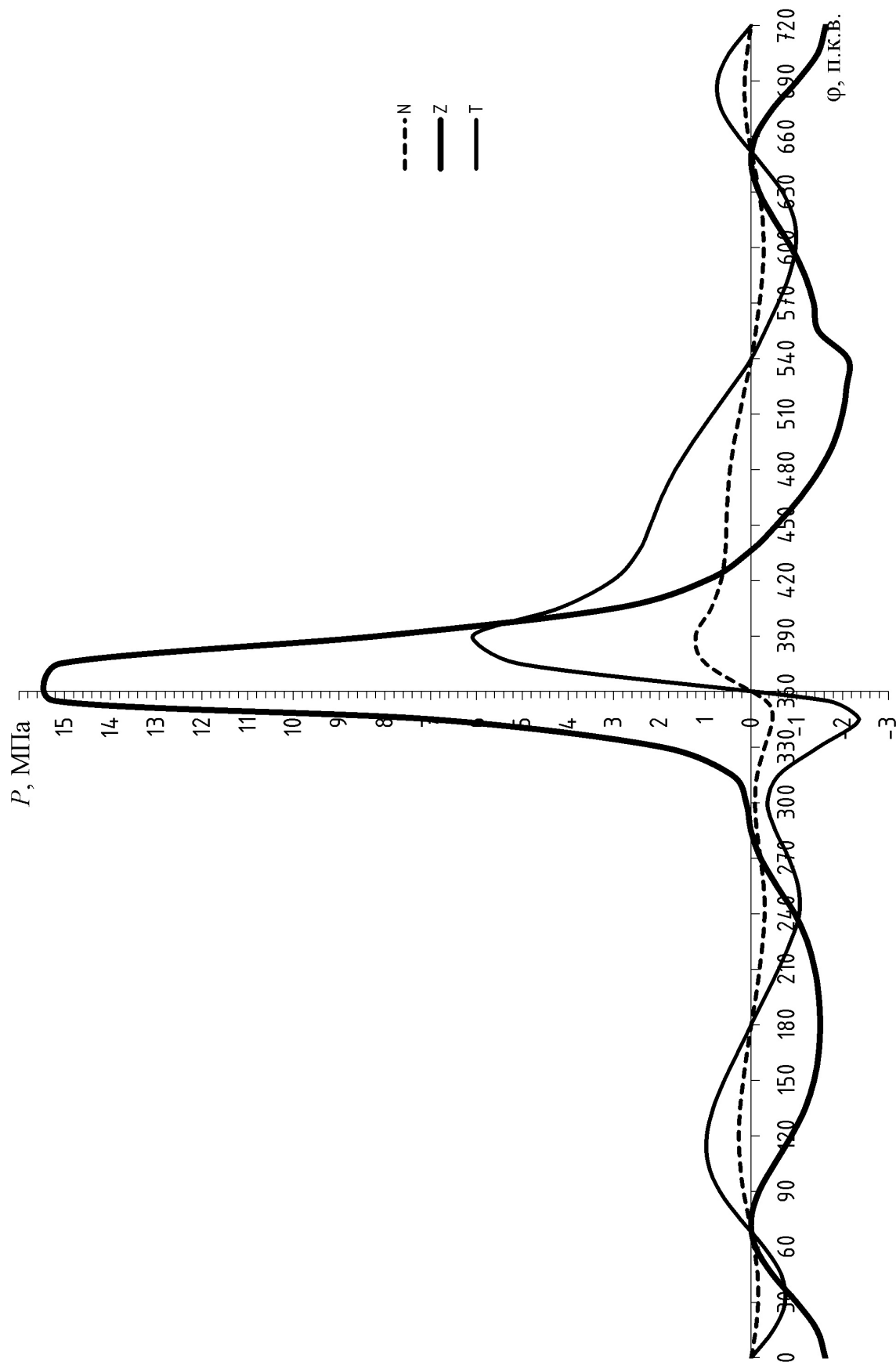


Рис. 2.7. Сили  $N$ ,  $Z$ ,  $T$  в МПа

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

## 2.7 Висновок до розділу

Проведене моделювання робочого циклу суднового дизельного двигуна Mitsubishi 8AX33B дало змогу визначити основні експлуатаційні та технічні характеристики, що відображають його ефективність та надійність. Зокрема, значення питомої ефективної витрати палива – 189,2 г/(кВт·год) – підтверджує належність цього двигуна до сучасних високоефективних силових установок із конкурентоспроможними показниками в своєму класі.

Застосована методика розрахунку, незважаючи на використання спрощених термодинамічних моделей і коригуючих коефіцієнтів, забезпечила задовільний рівень точності для інженерної практики. Це дозволяє використовувати отримані результати як основу для подальшого вдосконалення конструктивних рішень та оптимізації режимів роботи двигуна.

Кінематичний та динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму виявив наявність дисбалансу сил інерції другого порядку, що є характерною особливістю двигунів даної схеми. Для його компенсації доцільним є впровадження противаг на кривошипах колінчастого вала, що сприяє зменшенню вібраційних навантажень і підвищенню загальної надійності агрегату. Водночас існують перспективи для розробки більш інноваційних методів балансування, здатних забезпечити ще вищу динамічну стабільність роботи двигуна.

У цілому, отримані результати підтверджують ефективність конструкції двигуна Mitsubishi 8AX33B та вказують на потенційні напрями модернізації, орієнтовані на підвищення ресурсу, економічності та експлуатаційної надійності судових дизельних установок.

					КРБ.142.4221.25.10.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

### РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА СИСТЕМИ НАДДУВУ

Розділ включає етап вибору турбокомпресора (ТК) для точки L1 полів робочих параметрів двигуна, яка визначає максимальну тривалу потужність  $N_e$  (номінальну). Оскільки газодинамічні процеси, що відбуваються у циліндрах дизеля, у турбіні і компресорі, взаємозалежні, ці процеси розглядаються як єдина система, що об'єднує комбінований двигун. Основні дані для розрахунків знаходяться у попередніх розділах. На основі цих розрахунків і сумісної роботи дизеля з обраним турбокомпресором визначаються геометричні та енергетичні характеристики компресора і турбіни.

#### 3.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора

Для виконання розрахунку системи повітропостачання та її складових агрегатів необхідно визначити обсяг споживаного двигуном повітря. Цей показник, разом із ступенем підвищення тиску в компресорі, є ключовими розрахунковими параметрами, що лежать в основі вибору відповідного турбокомпресора.

Потік повітря через компресор  $G_k$ , кг/с, необхідний для процесів наповнення та продувки циліндрів двигуна, визначається на основі встановлених умов розрахунку повітряної витрати для згоряння заданої кількості палива. Розрахунок здійснюється за наступною 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  $L_0 = 14,3$  кг/кг);

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива;

$\varphi_a$  – коефіцієнт продувки (чотиритактних –  $\varphi_a = 1,25$ ).

					КРБ.142.4221.25.10.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

$$G_{\kappa} = \frac{0,189 \cdot 2157 \cdot 14,3 \cdot 2,4 \cdot 1,25}{3600} = 4,9 \text{ кг / с}$$

Об'ємні витрати повітря через компресор, м<sup>3</sup>/с, обчислюються за формулою

$$Q_{\kappa} = \frac{G_{\kappa}}{\rho_{\text{н}}} \quad (3.2)$$

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

$$Q_{\kappa} = \frac{4,9}{1,17} = 4,2 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{P_0} \quad (3.3)$$

де  $P_{\kappa}$  – тиск повітря після компресора, МПа;

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

Тиск в повітряному ресивері визначається за формулою

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_s}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_{\text{н}}} \quad (3.4)$$

де  $g_e = 0,189 \text{ кг/(кВт·год)}$  – питома витрата палива;

$N_e = 2157 \text{ кВт}$  – ефективна потужність двигуна;

$T_s = 297 \text{ К}$  – температура повітря у впускному колекторі;

$D_{\text{ц}} = 0,33 \text{ м}$  – діаметр циліндра;

$S = 0,62 \text{ м}$  – хід поршня;

$i = 8$  – кількість циліндрів;

$n = 310 \text{ хв}^{-1}$  – частота обертів;

$z = 0,5$  – коефіцієнт тактності;

$\eta_{\text{н}} = 0,951$  – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,189 \cdot 2157 \cdot 2,4 \cdot 297}{0,33^2 \cdot 0,62 \cdot 8 \cdot 310 \cdot 0,5 \cdot 0,951} = 0,318 \text{ МПа}$$

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюються за формулою:

					КРБ.142.4221.25.10.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

$$P_{\kappa} = \frac{P_s}{(P_s - P_{\kappa})} \quad (3.5)$$

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

$$P_{\kappa} = \frac{0,318}{0,985} = 0,323 \text{ МПа}$$

Далі за формулою (3.3) обчислюється ступінь підвищення тиску

$$\Pi_{\kappa} = \frac{0,323}{0,101} = 3,2$$

### 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  $\Pi_{\kappa}$  та  $G_{\kappa}$  (або  $Q_{\kappa}$ ) знаходиться точка у полі витрат (рис. 3.1, червона точка). За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора.

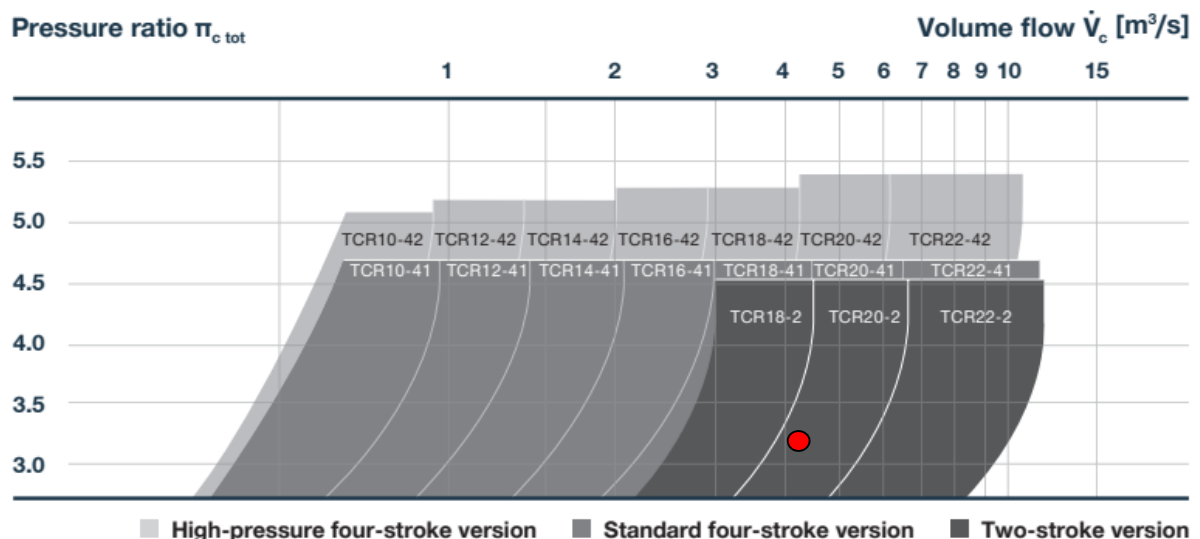


Рис. 3.1 Поле робочих характеристик турбокомпресорів ( $\Pi_{\kappa}$  -  $Q_{\kappa 1}$ ) типу TCR

Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Букви TCR означають, що турбокомпресор має відцентрову турбіну. Цифри визначають 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 ( $\Pi_K = 3,2$ ) і об'ємної витрати компресора ( $Q_K = 4,2 \text{ м}^3/\text{с}$ ), на полі робочих характеристик компресорів ТКР серії TCR знаходимо відповідну точку і визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки TCR20-2 (рис 3.2).

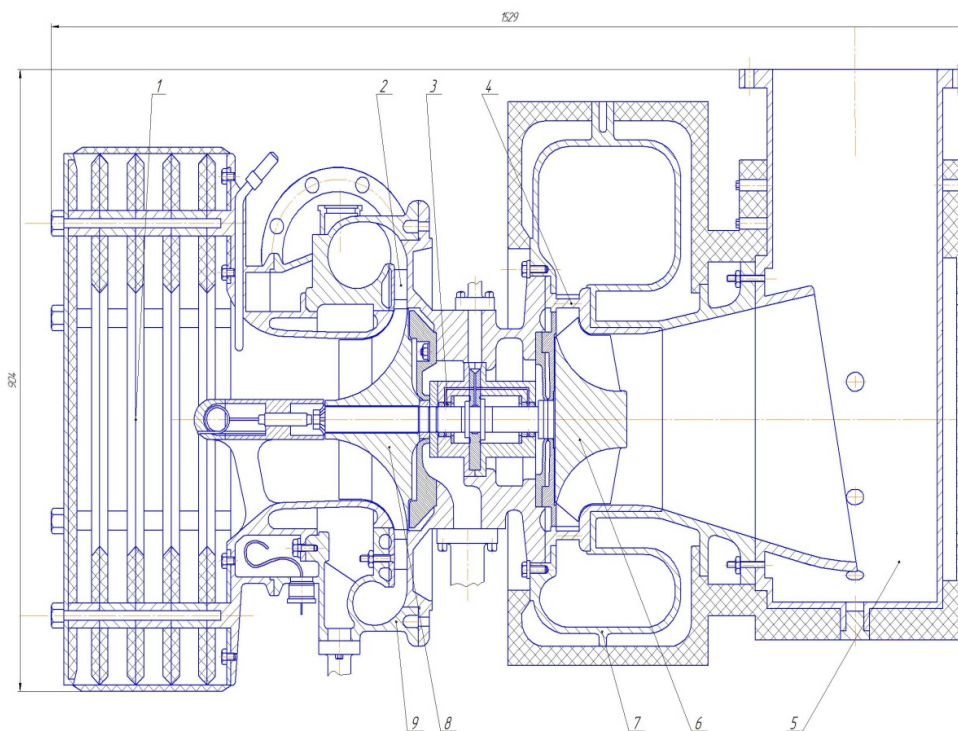


Рис. 3.2 Турбокомпресор типу TCR20-2

- 1 – глушник; 2 – дифузор; 3 – плаваючі підшипники; 4 – соплове кільце;  
 5 – вихідний дифузор турбіни; 6 – колесо турбіни; 7 – равлик турбіни;  
 8 – колесо компресора; 9 – корпус компресора

Технічна характеристика ТКР TCR20-2 для чотирьохтактних двигунів зведена в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 Технічна характеристика турбокомпресора TCR20-2

Параметр	Значення
Максимальна потужність, кВт	4000
Максимальний ККД ТК	0,73
Максимальна частота обертання, $\text{хв}^{-1}$	33400
Маса, кг	504
Довжина, мм	1662
Висота, мм	970
Ширина, мм	852

### 3.3 Розрахунок проточної частини компресора

Таблиця 3.2 Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата (Розхід)	$G$ , кг/с	Згідно розрахунку	4,9
2	Ступінь підвищення тиску	$P_k$	Згідно розрахунку	3,2
3	Температура навколишнього середовища	$T_0$ , К	Приймається	293
4	Температура після глушника	$T_a$ , К	$T_a = T_0$	293
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		0,2
8	Діаметр маточини колеса	$D_0$ , м	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,063
9	Діаметр на виході з БЛД	$D_3$ , м	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	0,216
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	$D_4$ , м	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	0,324
11	Товщина лопаток на вході у колесо	$\delta_1$ , м	0,3 ... 2 мм	0,001
12	Число лопаток колеса	$Z_k$	12 ... 23	20
13	Число лопаток дифузора	$Z_d$	$Z_d > Z_k$ ; $Z_d = 17, 19, 23 \dots$	25

14	Товщина лопаток дифузора: на вході на виході	$\delta_3, \text{ м}$ $\delta_4, \text{ м}$	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 ділянці 0-1	$n_1$	1,35 ... 1,39	1,37
17	Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо)	$\eta_2$	0,83 ... 0,92	0,92
18	Політропний ККД на ділянці 2-3 (щілинний або без лопатний дифузор)	$\eta_3$	0,6 ... 0,8	0,7
19	Коефіцієнт тертя у без лопатному дифузори (БЛД)	$\lambda_{\text{БЛД}}$	0,075 ... 0,01	0,01
20	Політропний ККД на ділянці 3-4 (лопатний дифузор)	$\eta_4$	0,7 ... 0,85	0,85
21	Коефіцієнт дискових витрат	$\alpha_{\text{ТВ}}$	0,04 ... 0,08	0,04
22	Коефіцієнт витрат на ділянці 4-5 (завитка)	$\zeta_5$	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступеня компресора	$C_T$	0,2 ... 0,35	0,25
24	Коефіцієнт розходу робочого колеса	$\varphi_{2r}$	0,16 ... 0,22	0,20
25	Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузори	$k_\alpha$	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	$I_{1+}, \text{ град}$	1 ... 10	1,0
28	Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузори	$\Delta_\alpha, \text{ град}$	12 ... 18	12,0
29	Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД	$I_{3+}, \text{ град}$	0 ... 5	1,0
30	Швидкість повітря перед фільтром	$c_a, \text{ м/с}$	Приймається	30,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	$\delta_r, \text{ град}$	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	$L_{ад}, \text{Дж/кг}$	$1004,5T_0(\pi_k^{0,286} - 1)$	$L_{ад} = 1004,5 \cdot 293(3,2^{0,286} - 1)$	115136,22
3	Колова швидкість на діаметрі $D_2$	$U_2, \text{м/с}$	$\sqrt{\frac{2L_{ад}}{\bar{H}_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 115136,22}{1,5}}$	391,809

Таблиця 3.4 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість перед колесом	$c_1, \text{м/с}$	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,25 \cdot 391,809$	97,952
2	Температура повітря перед колесом	$T_1, \text{К}$	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_1 = 300 - \frac{97,952^2 - 30^2}{2010}$	295,674
3	Тиск перед колесом	$P_1, \text{Па}$	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a}\right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{295,674}{300}\right)^{3,7}$	93819,94
4	Густина повітря перед колесом	$\rho_1, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{93819,94}{287,2 \cdot 295,674}$	1,104
5	Площа на вході у колесо	$f_1, \text{м}^2$	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{4,9}{1,104 \cdot 97,952}$	0,0317
6	Зовнішній діаметр колеса на вході	$D_n, \text{м}$	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0317}{3,14} + 0,063^2}$	0,210
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	$D_1, \text{м}$	$\sqrt{\frac{D_n^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,220^2 + 0,063^2}{2}}$	0,164

Таблиця 3.5 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	$\mu$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_k \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,164}{0,2} \right)^2 \right]}}$	0,877
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі $D_1$	$\beta_{11}$ град	$\arctg\left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1}\right)$	$\arctg\left(\frac{97,952 \cdot 0,2}{391,809 \cdot 0,164}\right)$	26
3	Кут установки лопатки на діаметрі $D_1$	$\beta_{1л}$ , град	$\beta_{11} + i_1$	33,765+1	27
4	Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	$\tau_1$ , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_k}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	$\tau_{1,=} = 1 - \frac{0,001 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,164 \cdot 0,45}$	0,913
5	Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	$c'_1$ , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{97,952}{0,913}$	107,285
6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі $D_1$	$\beta'_{11}$ , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{107,285 \cdot 0,2}{391,809 \cdot 0,164}\right)$	28,11
7	Кут входу потоку на діаметрі $D_n$	$\beta_{1n}$ , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_n}\right)$	$\beta_{1n} = \arctg\left(\frac{107,285 \cdot 0,2}{391,809 \cdot 0,210}\right)$	21,71
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі $D_n$	$w'_n$ , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1n}}$	$w'_n = \frac{107,285}{\sin 21,71}$	290

9	Число $\lambda_w$ на діаметрі $D_H$	$\lambda_{HW}$	$\frac{w'_H}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{HW} = \frac{290}{18,3\sqrt{300}}$	0,914
10	Температура повітря за колесом	$T_2, K$	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p}$ $\left[ 2(\mu + \alpha_{ms}) \right]$ $\left[ -\mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	$295,674 + \frac{391,809^2}{2010}$ $\left[ 2(0,877 + 0,04) - \right]$ $\left[ -0,877^2 - 0,2^2 + 0,25^2 \right]$	379,0
11	Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,22
12	Тиск за колесом	$P_2, Pa$	$P_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$93819,94 \cdot \left( \frac{379,022}{295,674} \right)^{3,22}$	208725
13	Густина повітря	$\rho_2, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{208725}{287,2 \cdot 379,022}$	1,917
14	Проекція абсолютної швидкості $c_2$ на колону	$c_{2u}, \text{м/с}$	$\mu U_2$	$c_{2u} = 0,877 \cdot 391,809$	343,616
15	Меридіональна складова абсолютної швидкості	$c_{2r}, \text{м/с}$	$\varphi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,2 \cdot 391,809$	78,361
16	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	$c_2, \text{м/с}$	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{78,361^2 + 343,616^2}$	352,437
17	Число Маха для швидкості $c_2$	$M_{c_2}$	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{352,437}{\sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 379,022}}$	0,9
18	Кут потоку на виході з колеса	$\alpha_2, \text{град}$	$\arctg \left( \frac{c_{2r}}{c_{2u}} \right)$	$\alpha_2 = \arctg \left( \frac{78,361}{343,616} \right)$	12,84
19	Ширина колеса на виході	$b_2, \text{м}$	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{4,9}{3,14 \cdot 1,917 \cdot 78,361 \cdot 0,2}$	0,022

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	$C_3^{(1)}, \text{м/с}$	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$C_3^{(1)} = 352,437 \cdot \frac{0,2}{0,216}$	212,79 2
2	Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}, \text{К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(1)} = 379,022 + \frac{352,437^2 - 212,792^2}{2010}$	418,29
3	Комплекс показника політропи у БЛД	$k_{n3}$	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} n_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,7$	2,45
4	Показник політропи у БЛД	$n_3$	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,45}{2,45 - 1}$	1,68
5	Тиск за БЛД	$P_3, \text{Па}$	$P_2 \left( \frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 208725 \cdot \left( \frac{418,29}{379,022} \right)^{2,45}$	265745
6	Густина повітря за БЛД	$\rho_3, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_3}{287T_3}$	$\rho_3 = \frac{265745}{287,2 \cdot 418,29}$	2,21
7	Ширина БЛД на виході	$b_3, \text{м}$	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,022 \cdot 0,77$	0,0169
8	Кут виходу потоку з БЛД	$\alpha_3, \text{град}$	$\arctg \left[ \frac{b_2 \rho_2}{b_3 \rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \left[ 1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left( 1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[ \frac{0,022}{0,0169} \cdot \frac{1,917}{2,21} \cdot \{ \operatorname{tg} 12,84 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 12,84} \cdot \frac{0,01}{0,0169} (0,265 - 0,160) \cdot \left[ 1 + \frac{1,4-1}{1,68-1} \cdot \frac{0,9^2}{2} \cdot \left( 1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	16,6

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-----	------	-------------	--------	------

КРБ.142.4221.25.10.03.ПЗ

Аркуш

53

9	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3^{(2)}, \text{м/с}$	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$\frac{c_3^{(2)} = 4,9}{3,14 \cdot 0,216 \cdot 0,0185 \cdot 0,28 \cdot 2,21}$	181,17
10	Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}, \text{К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$\frac{T_3^{(2)} = 379,022 + \frac{352,437^2 - 212,792^2}{2010}}{2010}$	418,29
11	Визначення числа Маха	$M_{c3}$	$M_{c3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c3} = \frac{212,792}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 418,29}}$	0,52

Таблиця 3.7 Розрахунок та конструювання лопаткового дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3л}, \text{град}$	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3л} = 16,6 + 1$	17,6
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4л}, \text{град}$	$\alpha_{3л} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4л} = 17,6 + 12$	29,6
3	Середній кут установки лопатки	$\alpha_{cp}, \text{град}$	$(\alpha_{3л} + \alpha_{4л})/2$	$\alpha_{cp} = (17,6 + 29,6)/2$	23,6
4	Кут потоку на виході з ЛД	$\alpha_4, \text{град}$	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 29,6}{1,05}$	25,17
5	Коефіцієнт захащення на вході з ЛД	$\tau_3$	$1 - \frac{z_{Д\delta_3}}{\pi D_3 \sin \alpha_{3л}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{20 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,216 \cdot \sin 17,6}$	0,79
6	Коефіцієнт захащення на виході з ЛД	$\tau_4$	$1 - \frac{z_{Д\delta_4}}{\pi D_4 \sin \alpha_{4л}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{20 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,324 \cdot \sin 29,6}$	0,957
7	Ширина дифузора на виході	$b_4, \text{м}$	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \text{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,0169 + \frac{0,324 - 0,216}{2} \text{tg} 2$	0,0181

8	Дифузорність	$f$	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{0,324 \cdot 0,0181 \cdot 0,957 \cdot 0,42}{0,216 \cdot 0,0169 \cdot 0,28}$	1,74
9	Кут розкриття еквівалентно-го дифузора	$\delta$ , град	$2 \arctg \left( \sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3Д}}{D_3 z_{Д}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$2 \arctg \left( \sqrt{\frac{0,0169 \cdot 0,79 \cdot 0,3}{0,216 \cdot 20}} \times \frac{\sqrt{1,74-1}}{\frac{0,324}{0,216} - 1} \right)$ $\delta =$	14,43

Таблиця 3.8 Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
1	Комплекси показника політропи в ЛД	$k_{n_4}, k_{2n_4}$	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$ $k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,5 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2n_4} = 2$
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$ , К	$T_4 = T_3$	$418,29 = 418,29$	418,29
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	$c_4$ , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left( \frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	$c_4 = 212,792 \cdot \frac{0,0169 \cdot 0,216 \cdot 0,28}{0,0181 \cdot 0,324 \cdot 0,42} \cdot \left( \frac{418,29}{418,29} \right)^2$	117
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}$ , К	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 418,29 + \frac{212,792^2 - 117^2}{2010}$	434
5	Тиск повітря за ЛД	$P_4$ , Па	$P_3 \left( \frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	$P_4 =$	285279

				$2,65 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{434}{418,29}\right)^2$	
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_l, \text{ м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,l} - D_3 \cos \alpha_{3,l})}$	$\frac{0,324^2 - 0,216^2}{4(0,324 \cdot 0,87 - 0,216 \cdot 0,9)}$	0,190
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_u, \text{ м}$	$\sqrt{R_l^2 + R_3^2 - D_3 R_l \cos \alpha_{3,l}}$	$\sqrt{0,190^2 + 0,108^2 - 0,216 \cdot 0,190 \cdot 0,87}$	0,093
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$C_5, \text{ м/с}$	$c_{1A}$	$C_5 = 97,952 \cdot 0,77$	75,42
9	ККД завитки	$\eta_5$	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$1 - \frac{0,2 \cdot 117^2}{117^2 - 75,42^2}$	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	$P_5, \text{ Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$	$\Delta P_5 = \frac{285279}{\left(\frac{448,74}{434}\right)^{2,31}}$	319046
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 [(P_5/P_0)^{0,286} - 1]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{293[1,421 - 1]}{448,74 - 300}$	0,85
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{ кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{4,9 \cdot 115136,22}{0,85 \cdot 1000}$	465,19

### 3.4 Термогазодинамічний розрахунок турбіни

Таблиця 3.9 Визначення параметрів газу перед турбіною

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Витрати газу через турбіну	$G_T$ , кг/с	$G_k + \frac{g_e \cdot N_e}{3600}$	$G_T = 4,9 + \frac{0,189 \cdot 2157}{3600}$	5,01
2	Тиск газу у колекторі	$P_T = P_T$ , МПа	$(0,75 \dots 0,9) P_K$	$0,8 \cdot 0,323$	0,26
3	Температура навколишнього повітря	$T_H$ , К	Вихідні дані (згідно ISO, $t_H = 20^\circ\text{C}$ )	293	293
4	Тиск навколишнього повітря	$P_H$ , МПа	Вихідні дані (згідно ISO, $P_H = 10^3 \text{ mb}$ )	0,1	0,1
5	Показник адіабати для повітря	$k_P$	Вихідні дані	1,4	1,4
6	Газова стала повітря	$R_P$ , Дж/(кг·К)	Вихідні дані	287	287
7	Продуктивність компресора	$G_K$ , кг/сек	Вихідні дані	4,9	4,9
8	Тиск повітря після компресора	$P_K$ , МПа	Вихідні дані	0,323	0,323
9	Температура залишкових газів	$T_r$ , К	Вихідні дані	700	700
10	Повна температура газу перед турбіною	$T_0$ , К	Вихідні дані	690	690
11	Теплоємність робочого тіла	$C_p$ , Дж/(кг·К)	Вихідні дані	1105	1105
12	Комплекс	$m$	$\frac{-1}{-}$	0,261	0,261
13	Показник ізоентропи	$k$	$\frac{1}{1 - m} = 1/(1 - 0,261)$	1,34	1,34

14	Газова стала	R, Дж/(кг·К)	$C_p \cdot m$	1105·0,261	287
15	Статичний тиск газу за турбіною	$P_2$ , МПа	$P_H + \Delta P$	0,102+0,002	0,104

Таблиця 3.10 Термогазодинамічний розрахунок радіально-осьового турбінного ступеня

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Найвищий тепलोперепад ступеня	$h_a^*$ , Дж/кг	$C_p \cdot T_0^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$	$1105 \cdot 690,5 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,104}{0,28} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$	186935,612
2	Теоретична швидкість за сопловими каналами	$C_{ад}$ , м/с	$\sqrt{2 \cdot h_a^*}$	$\sqrt{2 \cdot 186935,612}$	611,45
3	Міра реактивності		Приймається 0,48...0,52	0,50	0,50
4	Оптимальна характеристика ступеня	$\left( \frac{U_1}{C_{ад}} \right)_{opt}$	$\frac{1}{K_p} \sqrt{\frac{p}{(0,09 \dots 0,15) + p^{0,5}}}$	$\frac{1}{1,15} \cdot \sqrt{\frac{0,5}{0,1 + 0,5^{0,5}}}$	0,68
5	Колова швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі	$U_1$ , м/с	$\left( \frac{U_1}{C_{ад}} \right)_{opt} \cdot C_{ад}$	0,67·611,45	415
6	Оптимальне значення міри радіальності	$\chi$	$\sqrt{(0,85 \dots 0,91) - p^{0,5}}$	$\sqrt{0,91 - 0,5^{0,5}}$	0,45
7	Теплоперепад в соплових каналах	$h_{ac}^*$ , Дж/кг	$h_a^* (1-p)$	$186935,612 \cdot (1-0,5)$	93467,806
8	Швидкісний коефіцієнт соплової решітки		Приймається 0,95...0,98	0,95	0,95

9	Швидкість виходу потоку із соплової решітки	$C_1, \text{м/с}$	$\phi \sqrt{2h_{ac}}$	$0,95 \sqrt{2 \cdot 93467,806}$	410
10	Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск, температура, щільність, питомий об'єм газу	$P_1, \text{Мпа}$ $T_1, \text{К}$ $\rho_1, \text{кг/м}^3$ $\vartheta_1, \text{м}^3/\text{кг}$	$P_0^* \cdot \left[ 1 - \frac{h_{ac}^*}{C_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ $T_0^* - \frac{C_1^2}{2gC_p}$ $\frac{P_1 \cdot 10^6}{R \cdot T_1}$ $1/p_1$	$0,28 \left[ 1 - \frac{93467,806}{1105 \cdot 690,5} \right]^{\frac{1,4}{1,4-1}}$ $690,5 - \frac{410^2}{2 \cdot 1105}$ $\frac{0,176 \cdot 10^6}{287 \cdot 612,57}$ $1/1$	0,176 614,43 1 1
11	Швидкість звуку на виході з соплової решітки	$a_1, \text{м/с}$	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1}$	$\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 612,57}$	496,11
12	Число Маха на виході з соплових каналів	$M_1$	$\frac{C_1}{a_1}$	410/496,11	0,82
13	Кут виходу потоку з соплової решітки	$\alpha, \text{град}$	Приймається 12...25	16	16
14	Площа робочого колеса на вході	$F_1, \text{м}^2$	$\frac{Gv_1}{C_1 \sin \alpha_1}$	$\frac{5,01 \cdot 1}{410 \cdot \sin 16}$	0,031
15	Відношення	$l_1/D_1$	Приймається 0,05...0,12	0,1	0,1
16	Діаметр робочого колеса	$D_1, \text{м}$	$\sqrt{\frac{F_1}{\pi(l_1/D_1)}}$	$\sqrt{\frac{0,031}{3,14 \cdot 0,1}}$	0,31
17	Висота роб. лопаток на вході в колесо	$l_1, \text{м}$	$(l_1/D_1)D_1$	0,1 \cdot 0,31	0,03
18	Число обертань	$n_{\text{тк}}, \text{с}^{-1}$	$U_1 / (\pi \cdot D_1)$	415 / (3,14 \cdot 0,31)	426,34
19	Відносний перекирив	$\Delta/D_1$	Приймається 0,003...0,0075	0,005	0,005
20	Виота соплових лопаток	$l_c, \text{м}$	$D_1 \left( \frac{l_1}{D_1} - \frac{\Delta}{D_1} \right)$	0,31(0,1 - 0,005)	0,029

21	Відносний радіальний зазор	$\bar{\delta}_p = \delta_p / D_1$	Приймається 0,02...0,06	0,04	0,04
22	Відносний крок для решітки клинових профілів	$\bar{t}_c = t_c / \epsilon_c$	Приймається 0,50...0,75	0,60	0,60
23	Висота для решітки клинових профілів	$l_c = l_c / \epsilon_c$	Приймається 0,25...0,55	0,40	0,40
24	Число соплових лопаток	$z_c$	$180 / \arcsin \left[ \frac{1}{1 + 2\bar{\delta}_p} \cdot \bar{t}_c \left( \frac{l_1}{D_1} - \frac{\Delta l}{D_1} \right) \right]$	$180 / \arcsin \left[ \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,04} \cdot \frac{0,60}{0,40} (0,1 - 0,005) \right]$	20
25	Кут входу потоку в робоче колесо у відносному русі	$\beta_1$ , град	$\arctg \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - U_1 / C_1}$	$\arctg \frac{\sin 16}{\cos 16 - 415 / 410}$	98
26	Конструктивний кут	$\beta_{1\text{геом}}$	Приймається	90	90
27	Швидкість входу потоку в робоче колесо	$W_1$ , м/с	$C_1 \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$	$410 \cdot \frac{\sin 16}{\sin 98}$	114
28	Температура потоку на вході в робоче колесо	$T_{1w}^*$ , К	$T_1 + \frac{W_1^2}{2C_p}$	$614,43 + \frac{114^2}{2 \cdot 1105}$	620
29	Тиск загальмованого потоку на вході в робоче колесо	$P_{1w}^*$ , МПа	$P_1 \cdot \left( \frac{T_{1w}^*}{T_1} \right)^{1,4}$	$0,176 \cdot \left( \frac{620}{614,43} \right)^{1,4} \cdot 10^{-6}$	0,181
30	Тиск газу на виході з робочого колеса	$P_2$ , МПа	Вихідні дані	0,104	0,104
31	Міра розширення газу в робочому колесі	$\sigma_{w2}$	$P_{1w}^* / P_2$	0,181/0,104	1,74

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.10.03.ПЗ

Аркуш

60

32	Характеристика	$m_{w2}$	$1 - \sigma_{w2}^{\frac{k-1}{k}}$	$1 - 1,74^{\frac{1,4-1}{1,4}}$	0,14
33	Наявний тепловперепад у робочому колесі	$h_{ap}^*$ , Дж/кг	$m_{w2} \cdot T_{1w}^* \cdot C_p$	$0,14 \cdot 620 \cdot 1105$	$96 \cdot 10^3$
34	Число робочих лопаток	$Z_p$	$\geq 2\pi \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin\alpha_1 \sin\beta_1}$	$2 \cdot 3,14 \frac{\sin(98-16)}{\sin 16 \cdot \sin 98}$	23
35	Швидкісний коефіцієнт в робочих лопатках	$\psi$	Приймається 0,75...0,85	0,85	0,85
36	Колова швидкість на виході з робочого колеса на середньому діаметрі	$U_{2cp}$ , м/с	$\chi U_1$	$0,45 \cdot 415$	186,75
37	Середній діаметр вихідного перерізу робочого колеса	$D_{2cp}$ , м	$\chi D_1$	$0,45 \cdot 0,31$	0,139
38	Відносна швидкість виходу потоку з робочого колеса на середньому діаметрі	$W_{2cp}$	$\psi \sqrt{2h_{ap}^* - U_1^2 + U_{2cp}^2}$	$0,85 \sqrt{2 \cdot 96000 - 415^2 + 186,75^2}$	198,7
39	Температура газу на виході з робочих лопаток	$T_2$ , К	$T_{1w}^* - \psi^2 \frac{h_{ap}^*}{C_p} - (1 - \psi^2) \cdot \frac{U_1^2 - U_{2cp}^2}{2C_p}$	$620 - 0,85^2 \cdot \frac{96000}{1105} - (1 - 0,85^2) \cdot \frac{415^2 - 186,75^2}{2 \cdot 1105}$	540
40	Питомий об'єм газів на виході з робочих лопаток	$\vartheta_2$	$\frac{RT_2}{P_2 \cdot 10^6}$	$\frac{287 \cdot 540}{0,104 \cdot 10^6}$	1,49

41	Площа потоку на виході з робочих лопаток	$F_2, \text{ м}^2$	$\frac{Gv_2}{W_{2cp}}$	$\frac{5,01 \cdot 1,49}{198,7}$	0,025
42	Кут виходу потоку з робочих лопаток на середньому діаметрі у відносному русі	$\beta_2, \text{ град}$	Приймається 25...45	43	43
43	Висота лопатки на виході з робочого колеса	$l_2, \text{ м}$	$\frac{F_2}{\pi D_{2cp} \sin \beta_2}$	$\frac{0,025}{3,14 \cdot 0,139 \cdot \sin 43}$	0,08
44	Кут виходу потоку з робочого колеса в абсолютному русі на середньому діаметрі	$\alpha_2, \text{ град}$	$\arctg \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{U_{2cp}}{W_{2cp}}}$	$\arctg \frac{\sin 43}{\cos 43 - \frac{186,75}{198,7}}$	82
45	Швидкість виходу потоку з робочих решіток в абсолютному русі на середньому діаметрі	$C_2, \text{ м/с}$	$W_{2cp} \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2}$	$198,7 \cdot \frac{\sin 43}{\sin 82}$	136,84
46	Колова складова швидкості	$C_{1u}, \text{ м/с}$	$C_1 \cdot \cos \alpha_1$	$410 \cdot \cos 16$	394,11
47	Колова складова швидкості	$C_{2u}, \text{ м/с}$	$C_2 \cdot \cos \alpha_2$	$136,84 \cdot \cos 82$	19
48	Коловий ККД	$\eta_u$	$\frac{C_{1u} U_1 + C_{2u} U_{2cp}}{h_a^*}$	$\frac{394,11 \cdot 415 + 19 \cdot 186,75}{186935,612}$	0,89
49	Перевірка	$\eta'_u$	$\frac{(T_0^* - T_2) C_p - C_2^2 / 2}{h_a^*}$	$\frac{(690,5 - 540) 1105 - 136,84^2 / 2}{186935,612}$	0,83

50	Потужність тертя задньої сторони диска	$N_{тр}, \text{кВт}$	$0,368(C_m a_3 a_{\Delta 1} + \Delta C_m) D_1^2 \rho_1 \left(\frac{U_1}{1000}\right)^3$	$0,368(2 \cdot 1,2 \cdot 1,2 + 0) 0,31^2 \cdot 1 \left(\frac{415}{1000}\right)^3$	$72 \cdot 10^{-6}$
51	Втрати на тертя диска	$\xi_{тр}$	$\frac{1000 \cdot N_{тр}}{G h_a^*}$	$\frac{1000 \cdot 72 \cdot 10^{-6}}{5,01 \cdot 186935,612}$	$1,12 \cdot 10^{-6}$
52	Коефіцієнт, що враховує витоки крізь передній осьовий зазор	$\eta_{ос.п}$	$1 - 1,3 \frac{\delta_{ос.п}}{l_{сп}}$	$1 - 1,3 \cdot 0,03$	0,961
53	Внутрішній ККД радіально-осьового ступеня	$\eta_i$	$(\eta_u - \xi_{тр}) \eta_{ос.п}$	$(0,89 - 1,12 \cdot 10^{-6}) \cdot 0,961$	0,85
54	Механічний ККД	$\eta_m$	Приймається 0,95...0,98	0,98	0,98
55	Потужність турбіни	$N_T, \text{кВт}$	$G h_a^* \eta_i \eta_m 10^{-3}$	$5,01 \cdot 186935,612 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3}$	51,8

### 3.5 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.

Спроекований турбокомпресор маркується як TCR20-2 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 TCR20-2 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 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.

					КРБ.142.4221.25.10.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

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 газу 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 газу відходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

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 зовні-

					КРБ.142.4221.25.10.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

шнього 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 с отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площ перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечую 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 щільного 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 перетині 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 кривій 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

					КРБ.142.4221.25.10.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

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

### 3.6 Висновок до розділу

В даному розділі були визначені основні характеристики та параметри турбокомпресора для наддуву двигуна типу 8ЧН 33/62. На підставі розрахункових даних було підібрано турбокомпресор типу TCR20-2, з відцентровою турбіною, який повністю відповідає вимогам двигуна щодо повітроподачі. Обраний агрегат забезпечує ступінь підвищення тиску повітря  $P_k = 3,2$  та об'ємну витрату повітря  $Q_k = 4,2 \text{ м}^3/\text{с}$ , що дозволяє ефективно здійснювати процеси наповнення та продувки циліндрів.

Крім того, у межах розділу виконано термогазодинамічний розрахунок турбіни, в результаті чого встановлено, що наявної енергії відпрацьованих газів достатньо для забезпечення необхідної потужності турбіни. Зокрема, потужність, що розвивається турбіною, становить 51,8 кВт, що повністю покриває енергетичні потреби компресора для його ефективної роботи.

Таким чином, результати, отримані в цьому розділі, підтверджують доцільність застосування турбокомпресора TCR20-2 для даного типу двигуна та демонструють ефективне узгодження параметрів наддувного агрегату з вимогами силової установки.

					КРБ.142.4221.25.10.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		67

## РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ РЕМОНТІ ДВИГУНІВ

### 4.1 Аналіз умов праці в ремонтному цеху

Умови праці в ремонтному цеху мають суттєвий вплив на безпеку та ефективність виконання ремонтних робіт двигунів. Робоче середовище характеризується наявністю цілого ряду шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які можуть негативно позначитися на здоров'ї персоналу за відсутності належного контролю й дотримання правил охорони праці. До основних умов, що підлягають аналізу, відносяться: мікроклімат у приміщенні, рівень освітлення, вентиляція, наявність шуму, вібрацій, пилу, загазованості, а також організація робочих місць та розміщення обладнання.

У ремонтних цехах, як правило, працюють із великогабаритними, важкими деталями та механізмами, використовуючи спеціалізоване обладнання, інструмент і вантажопідіймальні пристрої. При цьому працівники зазнають дії підвищеного рівня шуму, який виникає під час роботи пневматичного інструменту, електричних приводів, компресорного обладнання. Тривалий вплив шуму понад допустимі рівні може викликати порушення слуху, підвищену втому та зниження концентрації уваги, що, в свою чергу, підвищує ризик травматизму.

Важливим фактором є стан повітряного середовища, оскільки під час ремонту двигунів можливе потрапляння в повітря пари пального, масла, а також абразивного пилу при обробці металевих деталей. У разі недостатньої вентиляції концентрація шкідливих речовин може перевищувати гранично допустимі норми, що становить небезпеку для органів дихання та загального самопочуття персоналу. Тому у ремонтному приміщенні має бути забезпечена ефективна загальнонообмінна та місцева витяжна вентиляція.

Окрему увагу слід приділяти мікроклімату – температурі, вологості та швидкості руху повітря. Надмірне охолодження або перегрівання повітря може спричинити простудні захворювання або тепловий стрес у працівників. Освітлення в ремонтному цеху має бути достатнім для виконання точних і зорво напружених операцій. Недостатній рівень освітлення збільшує ризик помилок і

					КРБ.142.4221.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

нещасних випадків, тому в приміщеннях повинні бути передбачені як загальне, так і локальне освітлення.

Організація робочого простору та розташування устаткування також суттєво впливають на умови праці. Робочі місця мають бути ергономічними, забезпеченими достатньою площею для виконання завдань, обладнані засобами утримання інструментів і деталей, що ремонтуються. Поверхні підлоги повинні бути рівними, неслизькими, без перешкод і сторонніх предметів. Окремі зони слід виділити для тимчасового зберігання агрегатів, утилізації відходів і небезпечних речовин, що забезпечить упорядкованість та зменшення ризику виникнення аварійних ситуацій.

Таким чином, аналіз умов праці в ремонтному цеху дозволяє виявити потенційні небезпеки, визначити напрямки покращення виробничого середовища та впровадити комплексні заходи з охорони праці, спрямовані на збереження життя, здоров'я і працездатності персоналу.

#### 4.2 Виробничі шкідливості і небезпеки при виконанні ремонтних робіт

Під час виконання ремонтних робіт двигунів у ремонтному цеху працівники піддаються дії різноманітних шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які можуть спричинити гострі або хронічні порушення здоров'я, а також створити загрозу виникнення аварійних ситуацій. Ідентифікація таких факторів є обов'язковою складовою системи охорони праці, що дозволяє своєчасно вжити профілактичних заходів.

Одним з основних небезпечних факторів є механічне травмування, яке можливе під час використання ручного і електричного інструменту, демонтажу масивних деталей двигуна, роботи зі зняттям або встановленням вузлів і агрегатів. При недостатньому закріпленні елементів, неправильному поводженні з вантажопідіймальними механізмами або порушенні технологічного процесу існує ризик падіння важких предметів, ударів, защемлень кінцівок.

Важливою виробничою небезпекою є вплив підвищеного рівня шуму, який виникає внаслідок роботи компресорів, пневматичних машин, електроінструме-

					КРБ.142.4221.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

нту, особливо під час очищення, шліфування чи обробки поверхонь. Тривала дія інтенсивного шуму може спричинити зниження слуху, порушення координації, втому, зменшення уваги, що підвищує ризик виникнення травм.

Вібрація – ще один шкідливий фактор, який виникає при роботі з ручним інструментом, зокрема шліфувальними машинами, відбійними молотками тощо. Систематичний контакт із вібрацією може призвести до розвитку професійних захворювань, таких як вібраційна хвороба або захворювання опорно-рухового апарату.

Серед хімічних шкідливостей особливо небезпеку становить вдихання парів пального, мастильних матеріалів, очищувальних засобів, фарб та інших хімікатів, що використовуються під час ремонту. Вони можуть спричинити подразнення дихальних шляхів, алергічні реакції, отруєння або інші ураження організму. У випадку недостатньої вентиляції концентрація шкідливих речовин у повітрі може значно перевищувати допустимі норми.

Не менш суттєвим фактором є ризик електротравм, особливо при використанні електрифікованого інструменту, освітлювальних пристроїв, переносних ламп, які експлуатуються у вологому середовищі. За відсутності належного заземлення, ізоляції чи технічного обслуговування електрообладнання можливі ураження електричним струмом різного ступеня важкості.

Під час виконання ремонтів також присутні пожежо- та вибухонебезпечні ситуації, пов'язані з використанням легкозаймистих рідин, іскроутворенням, нагріванням металевих елементів, застосуванням зварювальних робіт. Існує загроза займання матеріалів або вибуху пароповітряних сумішей у разі недотримання правил пожежної безпеки.

Крім того, при виконанні ремонтних робіт у незручних позах, з тривалим статичним навантаженням, виникають надмірні фізичні навантаження, які можуть призвести до перевтоми, м'язово-скелетних травм, порушення роботи серцево-судинної системи.

Таким чином, виконання ремонтних робіт двигунів супроводжується комплексною дією шкідливих і небезпечних факторів різної природи. Їх своєчасне

					КРБ.142.4221.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		70

виявлення, оцінка рівня ризику та впровадження відповідних організаційно-технічних заходів дозволяє знизити виробничі ризики та забезпечити безпечні умови праці для персоналу ремонтного цеху.

#### 4.3 Заходи з охорони праці під час ремонту двигуна

Забезпечення безпеки праці під час ремонту двигунів потребує комплексного підходу, який включає організаційні, технічні, санітарно-гігієнічні та індивідуальні заходи. Основна мета цих заходів полягає у створенні безпечного виробничого середовища, зниженні впливу небезпечних і шкідливих факторів, а також у профілактиці травматизму та професійних захворювань серед персоналу.

Перед початком ремонту працівники повинні пройти відповідні види інструктажів з охорони праці: вступний, первинний на робочому місці, повторний, позаплановий або цільовий – залежно від характеру робіт. Інструктажі проводяться відповідно до затверджених інструкцій та з урахуванням специфіки виконуваних завдань. Працівники повинні знати й розуміти потенційні ризики, методи їх уникнення та правила поведіння в аварійних ситуаціях.

Важливою складовою безпечної організації праці є застосування засобів індивідуального захисту (ЗІЗ). Під час ремонту двигуна працівники мають бути забезпечені спецодягом (комбінезони, халати), захисним взуттям, рукавицями, захисними окулярами, респіраторами або масками (при роботі з пилом, аерозолями, парами пального), а також шумозахисними навушниками або вушними вкладишами – залежно від характеру та умов виконуваних робіт.

Особлива увага приділяється організації безпечного використання інструменту та обладнання. Усі пристрої повинні бути справними, мати відповідні огороження, ізоляцію та заземлення. Забороняється використання саморобного або несправного інструменту. Переносні електричні прилади повинні живитися через понижувальні трансформатори або мати подвійне ізолювання. Робочі місця необхідно утримувати в порядку, уникати захащення проходів, накопичення сторонніх предметів і відходів.

					КРБ.142.4221.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		71

Під час демонтажу та монтажу важких вузлів слід застосовувати вантажо-підіймальні механізми (талі, крани, лебідки) згідно з вимогами безпеки. Робота з такими механізмами дозволена лише особам, які пройшли спеціальне навчання та мають відповідне посвідчення. Важливо також забезпечити стійке встановлення підйомного обладнання, правильне закріплення вантажу та координацію дій між усіма виконавцями.

При виконанні зварювальних або інших вогнебезпечних робіт повинні дотримуватись правила пожежної безпеки, а саме – підготовка робочого місця, усунення легкозаймистих матеріалів, наявність первинних засобів пожежогасіння (вогнегасників, ящиків з піском, води тощо). Відповідальна особа має отримати дозвіл на проведення вогневих робіт та забезпечити нагляд за їх виконанням.

Крім того, слід регулярно проводити медичні огляди працівників, зокрема тих, хто має контакт із шкідливими речовинами, працює в умовах підвищеної небезпеки або виконує важкі фізичні навантаження. За результатами оглядів можуть бути запроваджені додаткові обмеження або заходи щодо покращення умов праці.

Таким чином, система заходів з охорони праці при ремонті двигунів повинна бути спрямована на виявлення та усунення всіх потенційних небезпек, забезпечення працівників необхідними знаннями, засобами захисту та технічними ресурсами, що в сукупності дозволяє створити безпечні умови праці та зменшити виробничі ризики.

#### 4.4 Вимоги до обладнання і організації робочого місця

Обладнання робочих місць у ремонтному цеху повинно відповідати вимогам безпеки, ергономічності та ефективної організації праці. Належне розташування інструментів, механізмів і допоміжного обладнання, а також дотримання санітарно-гігієнічних норм забезпечує комфортні умови для виконання ремонтних робіт, знижує фізичне навантаження на працівників і мінімізує ризики виникнення травм або аварійних ситуацій.

Передусім, робоче місце має бути достатньо просторим для безперешкод-

					КРБ.142.4221.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

ного виконання маніпуляцій з важкими та великогабаритними вузлами двигуна. Проходи повинні бути вільними від сторонніх предметів, шириною не менше 1 метра, з чітким зонуванням для зберігання інструменту, деталей і матеріалів. Поверхня підлоги повинна бути рівною, неслизькою, без вибоїн, з обов'язковим покриттям, що виключає можливість посковзування чи падіння.

Стационарне обладнання, таке як верстати, стенди, вантажопідіймальні механізми, компресори, має бути надійно закріплене, технічно справне, обладнане захисними кожухами, огороженнями та системами аварійного відключення. Його розміщення повинно виключати перехресні потоки людей і транспорту, а також унеможливити випадковий дотик до рухомих або гарячих частин. Усі механізми мають проходити регулярну перевірку та технічне обслуговування відповідно до встановлених регламентів.

Особливу увагу слід приділяти освітленню робочого місця. Воно повинно бути достатнім для чіткого візуального контролю процесу ремонту. Рівень освітлення має становити не менше 300 лк при виконанні точних робіт. Доцільним є використання комбінації загального і локального освітлення, при цьому освітлювальні прилади повинні мати захисні плафони та бути розміщені так, щоб не засліплювати працівника.

Вентиляція – ще один критично важливий аспект. У ремонтних цехах, де проводяться операції з використанням пального, змащувальних матеріалів або фарб, повинна бути організована ефективна загальнообмінна і місцева витяжна вентиляція. Це дозволяє своєчасно видаляти шкідливі пари, гази, аерозолі, знижуючи їх концентрацію в робочій зоні до безпечного рівня.

Організація інструментального господарства також має відповідати вимогам охорони праці. Інструменти повинні зберігатися у спеціальних шафах, стендах або ящиках, позначених відповідно до типу інструменту. Забороняється зберігання пошкодженого або саморобного інструменту. Кожен працівник повинен мати набір справного ручного та електроінструменту, забезпеченого ізоляційними матеріалами та зручною рукояткою.

Для зменшення фізичного навантаження та запобігання травмам опорно-

					КРБ.142.4221.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

рухового апарату доцільно використовувати ергономічні пристрої – підставки, підйомні столи, мобільні візки, пристосування для фіксації агрегатів тощо. Робочі поверхні мають бути розташовані на зручній висоті, що дозволяє працювати без надмірного нахилу або напруги тіла.

Крім того, робоче місце повинно бути обладнане засобами колективного захисту – протиаварійною сигналізацією, пристроями блокування, вогнегасниками, аптечкою, інформаційними табличками та плакатами з інструкціями з техніки безпеки. У разі виникнення небезпечної ситуації працівник має чітко розуміти порядок дій і мати доступ до необхідних засобів реагування.

Отже, дотримання вимог до обладнання та організації робочого місця при ремонті двигунів є невід’ємною умовою забезпечення безпечної праці. Раціональне планування, систематичне обслуговування обладнання, правильне розміщення інструментів та забезпечення належних санітарно-гігієнічних умов дозволяють підвищити продуктивність праці, зменшити виробничі ризики та зберегти здоров’я персоналу.

#### 4.5 Надання першої допомоги при нещасних випадках

Надання першої допомоги при нещасних випадках є критично важливою складовою системи охорони праці в ремонтному цеху, особливо з огляду на специфіку робіт, пов’язаних із ремонтом великогабаритного та енергетично насиченого обладнання, зокрема двигунів. У випадку виникнення травм або гострих станів своєчасна й правильна допомога до прибуття медичного персоналу може врятувати життя потерпілого, запобігти ускладненням і зменшити наслідки нещасного випадку.

Кожен працівник повинен бути ознайомлений з основами надання домедичної допомоги, пройти відповідне навчання та вміти діяти швидко й упевнено в критичних ситуаціях. На підприємстві має бути визначена відповідальна особа (або кілька осіб), яка пройшла спеціалізовану підготовку з першої допомоги та відповідає за вчасне реагування на інциденти.

У приміщеннях ремонтного цеху повинна бути аптечка першої допомоги,

					КРБ.142.4221.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		74

що відповідає чинним нормативним вимогам. Вона повинна містити пер'язувальні матеріали (бинти, серветки, пластирі), антисептики, кровоспинні засоби, стерильні рукавички, джгут, ножиці, серцево-легеневі препарати (за потреби), засоби для промивання очей та ополіскування шкіри при контакті з агресивними речовинами. Аптечка має бути легко доступною, постійно поповнюватися, а місце її розміщення – чітко позначене.

У разі механічних травм (порізи, удари, переломи) необхідно насамперед зупинити кровотечу, зафіксувати ушкоджену кінцівку, обробити рану антисептиком і накласти стерильну пов'язку. При сильній кровотечі застосовують джгут, із зазначенням часу його накладання. Потерпілого слід заспокоїти, не допускати пересування без потреби та викликати швидку допомогу.

У випадку електротравми необхідно перш за все знеструмити установку або відтягнути потерпілого від джерела струму (тільки за допомогою сухого непровідного предмета). Після цього потрібно оцінити стан потерпілого – наявність свідомості, дихання, пульсу. Якщо ці ознаки відсутні, слід негайно розпочати серцево-легеневу реанімацію (непрямий масаж серця та штучне дихання) і продовжувати її до приїзду медиків або до появи ознак життя.

При опіках, спричинених гарячими поверхнями або хімічними речовинами, важливо негайно припинити дію ушкоджувального чинника – охолодити місце опіку великою кількістю чистої прохолодної води, зняти одяг, який тліє або пропитаний хімікатом, але не зривати тканину, що прилипла до шкіри. Уражене місце потрібно прикрити стерильною пов'язкою, не застосовуючи жодних мазей чи олійних засобів.

У разі травм очей, спричинених потраплянням сторонніх тіл або хімічних речовин, необхідно рясно промити очі чистою водою або фізіологічним розчином протягом 10...15 хвилин. Постраждалого необхідно терміново направити до медичного закладу.

Окремо слід зазначити дії при втраті свідомості або судомах. Необхідно забезпечити потерпілому вільне дихання, покласти його на спину з піднятим підборіддям, повернути голову набік для запобігання аспірації блювотними маса-

					КРБ.142.4221.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75

ми. У разі судом – захистити людину від ударів, не розтискати рот, після припинення нападів слід проконтролювати дихання та свідомість.

Для ефективного реагування в разі надзвичайної ситуації в ремонтному цеху мають бути розроблені чіткі алгоритми дій, схеми виклику швидкої допомоги, внутрішній зв'язок або сигнальні засоби, розміщені інструкції з надання першої допомоги, а всі працівники повинні періодично проходити навчання та тренування.

Отже, організація системи першої допомоги на підприємстві є не лише нормативною вимогою, а й практично необхідною умовою забезпечення безпеки праці. Її ефективність залежить від готовності персоналу, наявності обладнання, швидкості реагування та відповідальності керівництва за життя і здоров'я своїх працівників.

#### 4.6 Висновок до розділу

У даному розділі розглянуто ключові аспекти забезпечення охорони праці під час виконання ремонтних робіт двигунів у виробничих умовах. Проаналізовано умови праці в ремонтному цеху, ідентифіковано основні шкідливі та небезпечні фактори, які можуть впливати на здоров'я та безпеку працівників. Наведено обґрунтовані заходи, спрямовані на мінімізацію виробничих ризиків, зокрема вимоги до організації робочого місця, правильного використання обладнання та засобів індивідуального захисту, дотримання правил електро- і пожежної безпеки.

Окрема увага приділена питанням надання першої допомоги при нещасних випадках, що має вирішальне значення у запобіганні тяжким наслідкам виробничих травм. Реалізація комплексу заходів з охорони праці сприяє створенню безпечного робочого середовища, зниженню травматизму, підвищенню ефективності праці та загального рівня виробничої культури.

Таким чином, дотримання вимог охорони праці є невід'ємною частиною організації ремонтного процесу і забезпечує збереження життя та здоров'я персоналу як одну з головних цінностей будь-якого підприємства.

					КРБ.142.4221.25.10.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76

## ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ

У процесі виконання кваліфікаційної роботи було виконано комплекс техніко-інженерних розрахунків і аналізів, спрямованих на обґрунтування вибору та дослідження характеристик допоміжного суднового двигуна типу 8ЧН 33/62 (Mitsubishi 8AX33B), який є представником сучасних середньооборотових чотиритактних дизельних двигунів із газотурбінним наддувом.

У першому розділі досліджено конструктивні особливості двигуна, його технічні характеристики та сфери застосування. Проведено детальний опис компоновки і конструкції основних вузлів: блока циліндрів, колінчастого і розподільного валів, поршневої групи, систем впуску, випуску, змащення та охолодження. На основі аналізу було зроблено висновок про високий технічний рівень двигуна, оптимізовану компоновку і високі показники надійності, економічності та екологічної безпеки.

У другому розділі проведено перевірочний термодинамічний розрахунок робочого циклу двигуна. В результаті розрахунків встановлено, що питома ефективна витрата палива становить  $0,189 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ , що свідчить про високу економічність силової установки. Побудована згорнута індикаторна діаграма дозволила наочно оцінити ефективність фаз робочого циклу та параметри, які визначають теплову і механічну досконалість процесу згоряння.

Також у другому розділі виконано перевірочний динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна. Визначено зміну переміщення, швидкості й прискорення поршня на різних кутах повороту колінчастого вала, а також розраховано сили, які діють у системі, побудовано діаграми діючих та сумарних дотичних сил. Обчислено надлишкову роботу крутного моменту та підібрано основні геометричні параметри маховика. Розрахунки дозволили оцінити навантаження на елементи двигуна та підтвердити його здатність до надійної роботи при номінальних режимах.

У третьому розділі проаналізовано параметри системи наддуву двигуна. На підставі розрахунків обґрунтовано вибір турбокомпресора типу

					КРБ.142.4221.25.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		77

TCR20-2, який забезпечує необхідну ступінь підвищення тиску  $P_k = 3,2$  та витрату повітря  $Q_k = 4,2 \text{ м}^3/\text{с}$ . Також проведено термогазодинамічний розрахунок турбіни, результати якого показали, що її потужність  $51,8 \text{ кВт}$  є достатньою для приводу компресора. Побудовано компоновку турбокомпресора, яка відповідає сучасним вимогам компактності та ремонтпридатності.

Четвертий розділ присвячено питанням охорони праці під час виконання ремонтних робіт двигуна. Проведено аналіз умов праці в ремонтному цеху, виявлено основні шкідливі та небезпечні фактори, що впливають на персонал. Запропоновано організаційно-технічні заходи щодо забезпечення безпечних умов праці, вимоги до обладнання робочих місць, а також дії у випадку надання першої допомоги при нещасних випадках. Дотримання цих заходів є запорукою зниження ризиків виробничого травматизму та збереження здоров'я працівників.

Узагальнюючи результати дослідження, можна зробити висновок, що двигун типу 8ЧН 33/62 (Mitsubishi 8AX33B) має високу технічну і теплову ефективність, відповідає сучасним вимогам до суднових енергетичних установок, а застосовані методик розрахунків дозволяють точно оцінити його робочі параметри, теплотехнічні і динамічні характеристики.

					КРБ.142.4221.25.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		78

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згорання : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. 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 “ХП”, 2004. – 428 с.
3. Kirkpatrick A. T. Internal combustion engines: Applied thermosciences (4th ed.). Wiley, 2020. – 656 p.
4. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO2 emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mandieselturbo.com/>.
5. MAN TCR Turbochargers [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://www.man-es.com/docs/default-source/document-sync-archive/tcr---turbochargers-eng.pdf?sfvrsn=f76ea585\\_4](https://www.man-es.com/docs/default-source/document-sync-archive/tcr---turbochargers-eng.pdf?sfvrsn=f76ea585_4).
6. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.
7. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: “Магнолія плюс”, видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.
8. Pounder’s. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition, 2004. – 914 p.
9. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
10. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.

					КРБ.142.4221.25.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		79

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

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.

					КРБ.142.4221.25.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		80