

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння,
установок та технічної експлуатації

Пояснювальна записка

до випускної кваліфікаційної роботи

на тему: «Розрахунок суднового двигуна типу 12ДКРН 108/266
(MAN B&W 12K108 ME-C)»

Виконав: студент 4-го курсу, групи 4221

Спеціальності 142 Енергетичне

машинобудування

Данько Олександр Ілліч

Керівник: к.т.н., доцент Гогоренко О. А.

Рецензент: к.т.н., доцент Ратушняк І. О.

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Напрямок підготовки 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Спеціальність _____
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

“ ____ ” _____ 20__ року

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Даньку Олександр Іллічу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розрахунок суднового двигуна типу 12ДКРН 108/266
(MAN B&W 12K108 ME-C)

керівник проекту (роботи) к.н.т., доцент Гогоренко Олексій Анатолійович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ____ ” _____ 20__ року № ____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Номинальна потужність двигуна 83400 кВт;
частота обертів колінчатого валу – 94 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі
– 3,3; ступінь стиску – 14,5.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу;
розрахунок та побудова індикаторної діаграми; кінематичний розрахунок КШМ;
розрахунок і побудова діаграм динаміки; розрахунок турбокомпресора;
розрахунок і розробка принципів схем систем двигуна; організація охорони
праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна типу 12ДКРН 108/266 (MAN B&W 12K108 ME-C);
Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;
Турбокомпресор;
Принципові схеми систем двигуна.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка

Студент

(підпис)

О. І. Данько

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

О. А. Гогоренко

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Опис конструкції двигуна типу 12ДКРН 108/266.....	7
1.1 Технічна характеристика двигуна. Сфера його застосування.....	8
1.2 Вимоги які висувають до двигуна даного типу	10
1.3 Загальна компоновка двигуна.....	11
1.4 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна.....	13
2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ДКРН 108/266.....	21
2.1 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку	22
2.2 Розрахунок процесу наповнення циліндру.....	25
2.3 Розрахунок процесу стиснення.....	25
2.4 Розрахунок процесу згоряння.....	26
2.5 Розрахунок процесу розширення.....	28
2.6 Визначення індикаторних показників циклу.....	29
2.7 Визначення ефективних параметрів двигуна.....	29
2.8 Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм.....	30
2.9 Визначення середнього індикаторного тиску.....	32
2.10 Висновок по розділу.....	33
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ДКРН 108/266.....	35
3.1 Вибір та обґрунтування вихідних даних	36
3.2 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил	37
3.3 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил.....	41
3.4 Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна.....	42
3.5 Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика.....	43
3.6 Висновки по розділу.....	46

4 Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 12ДКРН 108/266.....	47
4.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора..	48
4.2 Обґрунтування вибору турбонагнітача (фірми, типу, серії).....	50
4.3 Розрахунок проточної частини компресора	52
4.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора	60
4.5 Висновок по розділу.....	64
5 Розробка принципів схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів	65
5.1 Опис паливної системи та їх основних елементів	66
5.2 Опис масляної системи та їх основних елементів.....	67
5.3 Опис системи охолодження та їх основних елементів.....	68
5.4 Опис системи пуску двигуна та їх основних елементів.....	69
5.5 Опис системи повітропостачання двигуна та їх основних елементів.....	71
5.6 Опис системи електронного керування двигуном.....	72
5.7 Визначення параметрів основних елементів систем.....	74
6 Організація охорони праці.....	88
6.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні.....	92
6.2 Розрахунок освітлення в МВ.....	102
6.3 Висновок по розділу.....	104
Висновок по роботі	105
Список використаної літератури.....	106

ВСТУП

Висока надійність, великий моторесурс, простота конструкції і висока економічність є відмінними рисами малооборотних двигунів. Цим, а також можливістю забезпечити високі агрегатні потужності визначається їх переважне використання в пропульсивних установках морських суден. До класу малооборотних двигунів відносяться потужні двотактні дизелі з числом обертів до 300 хв^{-1} . Двигуни 2-х тактні, так як використання 2-х тактного циклу в порівнянні з 4-х тактним дозволяє при рівності розмірів циліндрів і оборотів отримати в 1,4...1,8 рази більшу потужність.

Необхідність збільшення циліндрової і агрегатної потужностей, підвищення економічності та зниження емісії вихлопних газів були домінуючими факторами у розвитку двигунобудування в останні 30 років. За цей період фірма MAN B&W досягла значних успіхів, зокрема, питома витрата палива знижена до $171 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, але це потребувало дворазового збільшення максимального тиску робочого циклу (до 150 бар). Середній ефективний тиск зріс з 10 до 19 бар. Зростанню економічності сприяло також підвищення ефективності газотурбінного наддуву (перехід на наддув при постійному тиску, підвищення ККД турбокомпресорів), збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра з 2 до 5, вдосконалення паливної апаратури та ін. Збільшення S/D також сприяло зниженню оборотів і підвищенню пропульсивного ККД, це частково обумовлено тим, що ККД гребного гвинта зростає зі зменшенням швидкості обертання.

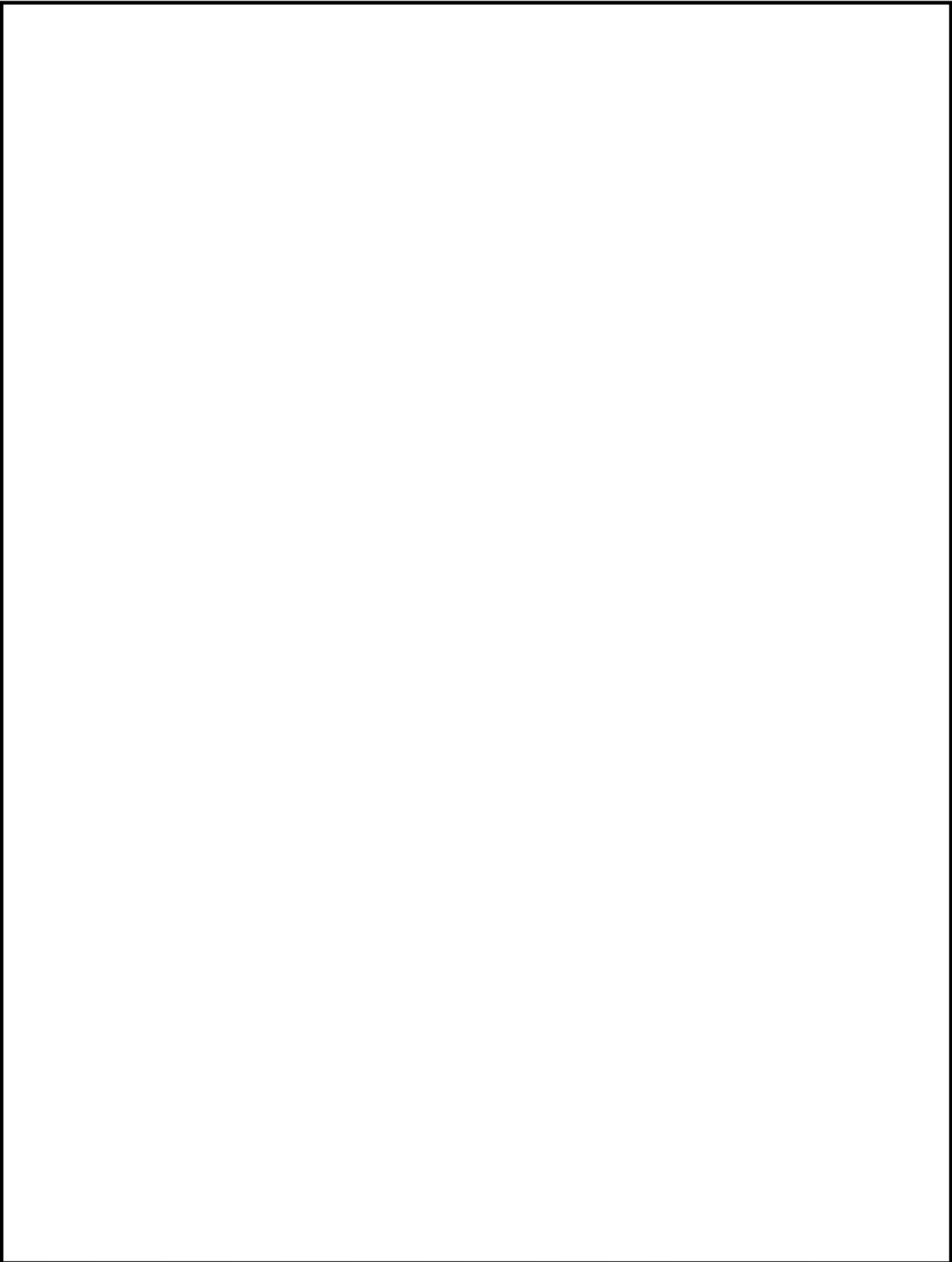
Також слід відзначити, що за останні 30 років потужність великорозмірних двигунів подвоїлася, тоді як їх довжина залишилася незмінною і навіть скоротилася, але збільшилася маса. Це було викликано необхідністю підсилити конструкцію у зв'язку із зростанням механічних навантажень, як уже зазначалося, максимальні тиски згоряння зросли в два рази. Фірма планує в найближчі роки довести середнє ефективний тиск до 21 бар, максимальний

					ВКР.142.4221.02.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

тиск згоряння до 180 бар, середню швидкість поршня до 9,1 м/с і відношення S/D до 5 при збереженні одноступінчатого наддуву.

Також фірма MAN B&W застосовує систему електронного керування двигунам, яка відповідає за процеси подачі палива, відкриття і закриття вихлопних клапанів і подача масла на дзеркало циліндра здійснюються за допомогою мікропроцесорів. Головна перевага електронного управління, полягає в зниженні викиду NO_x і димності вихлопних газів. Гнучке управління дозволяє на 1...2 % знизити питому витрату палива на часткових режимах при однаковій з традиційним дизелем емісії NO_x або зменшити на 10...15 % викид NO_x при збереженні витрати палива незмінною.

					ВКР.142.4221.02.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					ВКР.142.4221.02.01.ПЗ.						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 1 Опис конструкції двигуна типу 12ДКРН 108/266				Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Данько О.І.									
Перевір.		Гогоренко О.А.								7	14
Реценз.									НУК		
Н. Контр.											
Затверд.		Гогоренко О.А.									

РОЗДІЛ 1

Опис конструкції двигуна типу 12ДКРН 108/266

1.1 Технічна характеристика двигуна. Сфера його застосування

Дизель даного типу застосовується у якості головного двигуна у складі пропульсивної установки судна. Призначений для роботи на гребний гвинт судна без використання редукційної установки. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	MAN B&W 12K108ME-C
Тип	двотактний, крейцкопфний, реверсивний дизель простої дії з газотурбінним наддувом
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, ізобарний, газотурбінний, з охолодженням повітря після нагнітача
Число турбокомпресорів (ТК)	4
Марка (ТК)	ТСА88
Система продувки	Прямоточно-клапанна
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою
Розташування циліндрів	Рядне, вертикальне
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-6-8-10-3-5-7-12-2-4-9-11
Кількість циліндрів	12
Діаметр циліндра, мм	1080
Хід поршня, мм	2660
Номинальна частота обертання, хв ⁻¹	94
Довготривала потужність на задній хід	85% при довготривалій потужності
Температура випускних газів за циліндрами, К	600

Продовження табл. 1.1

Параметри	MAN B&W 12K108ME	
Палива	ISO 8217:2005 паливо RMK 700 з в'язкістю не більше 700 сСт при 50°C та 55 сСт при 100°C	
Масла: 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 30, BN 5-10
	Castrol Chevron ExxonMobil Shell Total	CDX30 Veritas 800 Marine 30 Mobiigard 300 Melina 30 / S 30 Atlanta Marine D3005
Питома витрата масла, г/(кВт · год) Лубрикаторне змащення, г/(кВт · год)	0,6-0,7 0,65	
Температура масла °C: Вхідного в дизель Вихідного з дизеля	≥65 ≤73	
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °C: Вихідної з дизеля; Перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля.	75-85 ≤10	
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤3	
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому забезпечується пуск холодного дизеля при температурі в машинному відділенні +8 °C, 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, м³: на стенді: при управлінні з ДУ (заповнюється після ходових випробувань)	9,5	
	12,5	

Продовження табл. 1.1

Параметри	MAN B&W 12K108ME-C
Число послідовних пусків і реверсів дизеля от холостого стану дизеля при температурі машинного відділення +8°C: і початковому 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.	≥15
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у межах габаритів дизеля, т	3000
Маса найбільш важких вузлів та деталей, що переміщуються при ремонті, кг; Втулка циліндра; Кришка циліндра у зборі з випускним, пусковим, запобіжними клапанами та індикаторним краном, але без стійки з важелем та без форсунок; Поршень циліндра у зборі зі штоком.	3850 2500 2000

1.2 Вимоги які висувають до двигуна даного типу

Тип дизеля – двотактний, простої дії, реверсивний, крейцкопфний з газотурбінним наддувом (з постійним тиском газів перед турбіною), з убудованим упорним підшипником, розташування циліндрів рядне, вертикальне. Порядок нумерації циліндрів від носа до корми, модель права.

Максимальна тривала (номінальна) потужність – 83400 кВт. За особливими замовленнями дизель може бути відрегульований на інші значення номінальної потужності.

Питома витрата палива при умовах: атмосферний тиск 100 кПа, температура повітря +27 °C, температура охолодної води на вході в

					ВКР.142.4221.02.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		10

охолоджувачі повітря +27 °С, нижча теплота згоряння палива 42700 кДж/кг на номінальному режимі – 0,171 кг/(кВт·год);

Питома витрата масла:

- на змащення циліндрів – 0,58 г/(кВт·год);
- на циркуляційну систему змащення – 0,15 ... 0,17 г/(кВт·год);
- сумарний – (0,73...0,75) г/(кВт·год);

Дизель повинен надійно працювати при наступних атмосферних і зовнішніх умовах:

- температура повітря, що оточує дизель від +8 °С до 45 °С ;
- температура повітря на впуску в ТК – від 10 до + 45 °С ;
- відносна вологість повітря при + 35 °С – до 98 % ;
- розрідження на впуску до 10 МПа;
- протитиск на впуску до 30 МПа;
- температура води зовнішнього контуру (забортої води) - до +32 °С;

Паливо ISO 8217:2005 RMK 700 з в'язкістю не більше 700 сСт при 50 °С та 55 сСт при 100 °С. Допускається застосування інших сортів палива.

Мастило для циркуляційної мастильної системи головного руху охолодження поршнів – M10M2ЦС і M10B2С ДСТ 12337 - 84.

1.3 Загальна компоновка двигуна

Двигун MAN B&W 12K108ME-C рядний, дванадцяти циліндровий з вертикальним положенням циліндрів, загальна конструктивна схема двигуна рис. 1.1.

Фундаментна рама великих двигунів сталева зварна і складається з поздовжніх балок з привареними до них сталевими поперечними балками з литими сталевими постелями рамних підшипників. У двигунах малої розмірності використовуються чавунні литі рами. Рамні підшипники залиті білим металом. Упорний підшипник вбудований в кормовій кінець рами.

Станина, що утворює картер, сталева суцільнозварна. У малорозмірних двигунах чавунна лита.

					ВКР.142.4221.02.01.ПЗ.	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

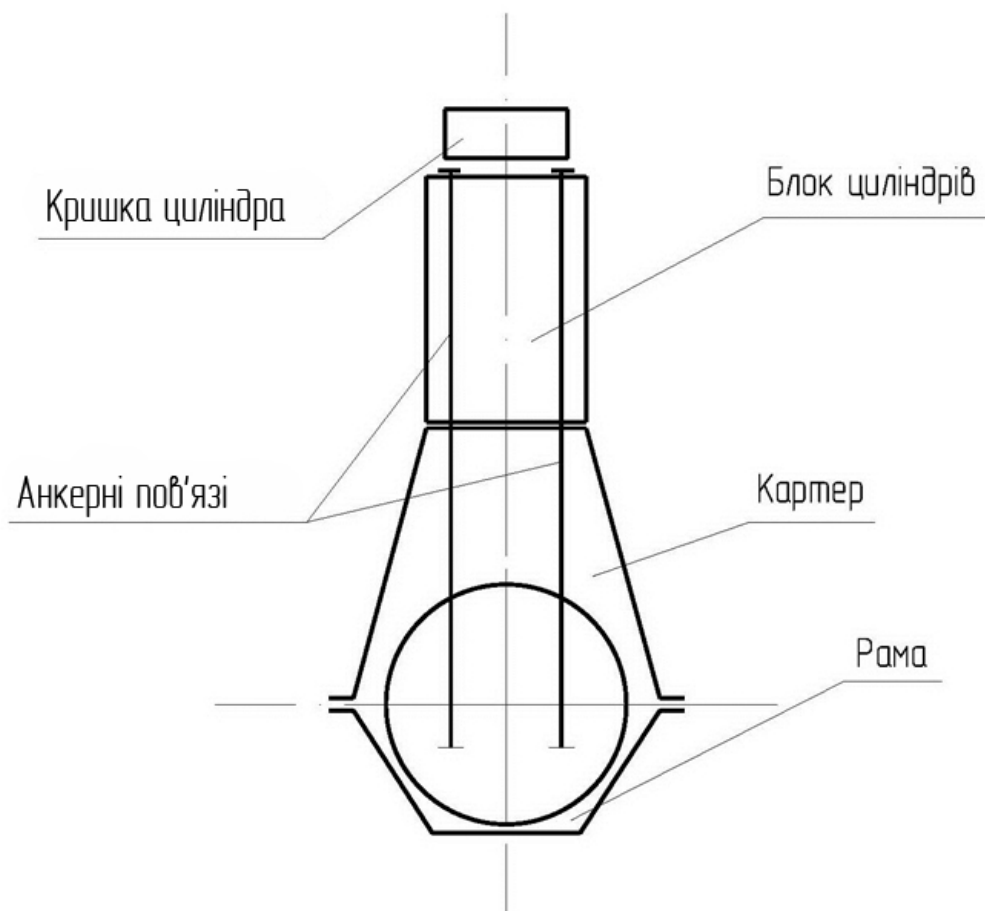


Рис. 1.1 Загальна конструктивна схема двигуна MAN B&W 12K108ME-C

Блоки, що представляють собою сорочки циліндрів, відливають з чавуну і з'єднуються в цільну жорстку конструкцію болтами.

Фундаментна рама остов і блоки циліндрів, що спираються на коробку картера, затягуються анкерними болтами й утворюють єдиний блок. Фундаментна рама двигуна встановлюється на опарних клинах і кріпиться до постелі двигуна на судні довгими кріпильними болтами.

Втулка циліндра має масивний фланець, охолоджуваний за допомогою свердлінь, по якими пропускається вода.

Кришка циліндра. Масивна сталева, забезпечена свердліннями для проходу охолоджуючої води. У кришці встановлюються вихлопної клапан, форсунки (дві або три), пусковий і запобіжний клапани, і індикаторний кран.

1.4 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна

Колінчастий вал (рис. 1.2) служить для перетворення прямолінійного зворотно поступального руху поршнів в обертальний і передачі крутного моменту споживачеві потужності. Колінчастий вал є однією з найбільш відповідальних, напружених і дорогих деталей. Вартість валу може досягати 30 % вартості всього дизеля, а маса до 15 % маси дизеля.

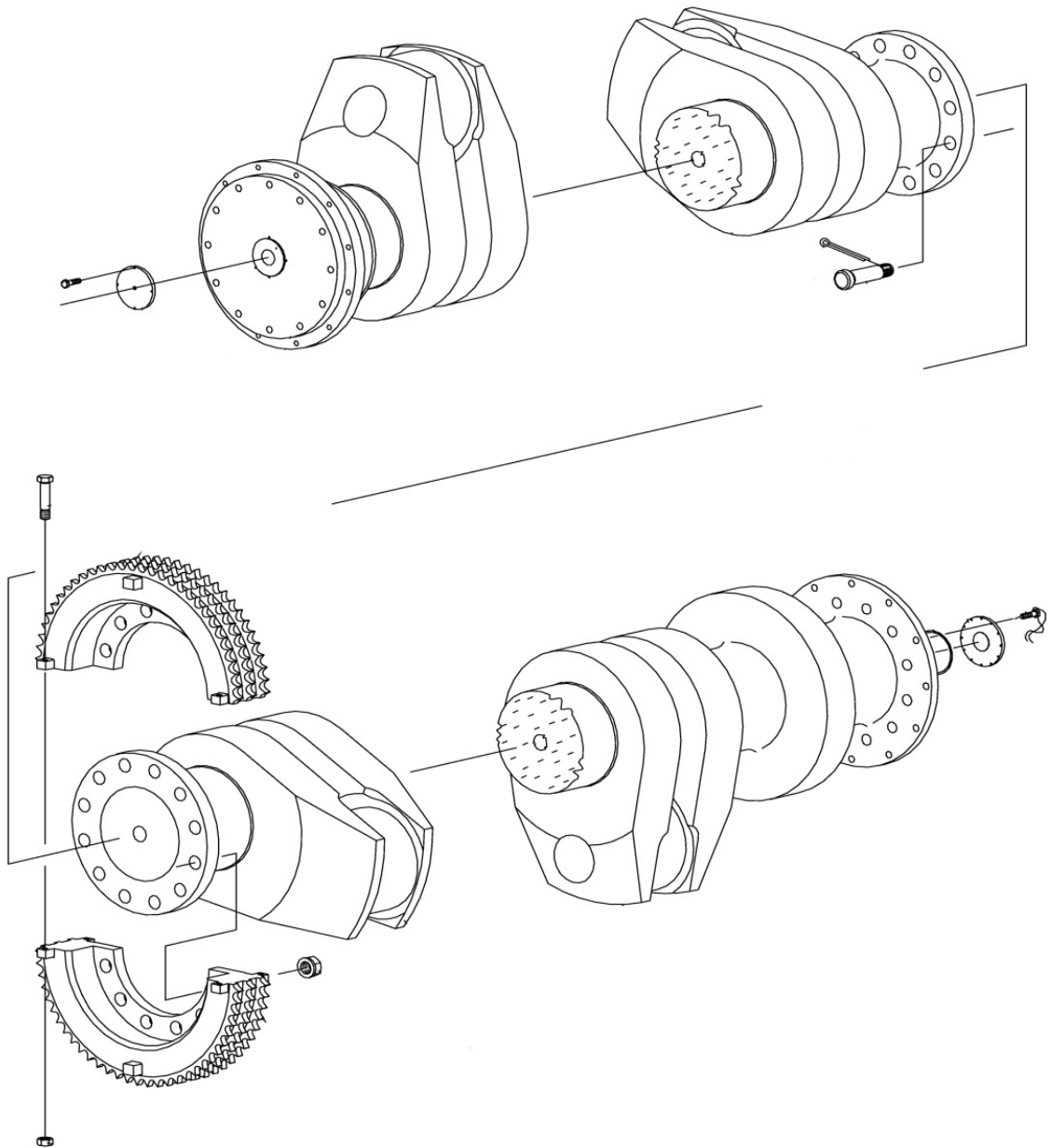


Рис. 1.2. Колінчастий вал

Колінчастий вал напівскладальний, тобто частини з'єднані або насадкою в гарячому стані, або зварюванням. Для 9...12 циліндрових двигунів колінчастий вал виготовлений з двох частин.

					ВКР.142.4221.02.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		13

Рамові підшипники змащуються з головного маслопроводу, через відгалуження до окремих підшипників, тоді як масло для змащення шатунних підшипників подається з крейцкопф по отворах в шатунах. У кормовій частині колінчастого валу встановлено маховик і упорний диск упорного підшипника.

Колінчастий вал складається з кривошипів, передньої шийки, шийки відбору потужності і жорсткого з'єднувального фланця. При відносно невеликих розмірах і масі вал виготовляють цільними. Кожен кривошип складається з двох рамних шийок, розміщених в рамних підшипниках, двох щік і шатунної (кривошипної) шийки, з'єднаної з нижнім кінцем шатуна. На валу розміщують шестерню приводу допоміжних механізмів, противаги, маховики, іноді – демпфер осьових коливань вала або гаситель крутильних коливань.

Крейцкопф спроектований у вигляді центральної частини (поперечки) з шийками опорних підшипників на кожному кінці, на яких встановлені плаваючі напрямні башмаки. Центральна частина крейцкопфа спроектована у вигляді шийки підшипника крейцкопфа (головного підшипника). У кришці підшипника крейцкопфа є виріз для з'єднання штока поршня з крейцкопфом. Підшипник крейцкопфа (головний) має вкладиші, залиті шаром білого металу. Крім того, нижній вкладиш має прироблений шар покриття.

У носовому кінці колінчастого вала можуть бути встановлений додатковий маховик, демпфер крутильних коливань і зірочка ланцюгового приводу компенсатора моментів другого порядку.

Шатун (рис. 1.3) – один з основних елементів циліндро-поршневої групи, що забезпечує з'єднання колінчастого вала з механізмом крейцкопфа двигуна. Стержні двотаврового перерізу забезпечують отримання найбільшої жорсткості при меншій вазі та дають можливість отримати плавні переходи від стержня шатуна до його головок.

Шток поршня спирається на крейцкопф і прямує напрямних кільцем в крейцкопф. Щоб забезпечити відповідність різним модифікаціям двигуна,

					ВКР.142.4221.02.01.ПЗ.	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

між штоком поршня і крейцкопф може бути встановлена прокладка. Шток поршня кріпиться до крейцкопф чотирма болтами. На кронштейн крейцкопфа, встановлений між напрямними і підшипником крейцкопфа, прикріплена телескопічна труба, яка подає змащувальне і охолоджуюче мастило до крейцкопфа, шатунної шийці і поршня. Випускна труба мастила, охолоджуючого поршень, прикріплена до протилежного кінця поперечки крейцкопфа.

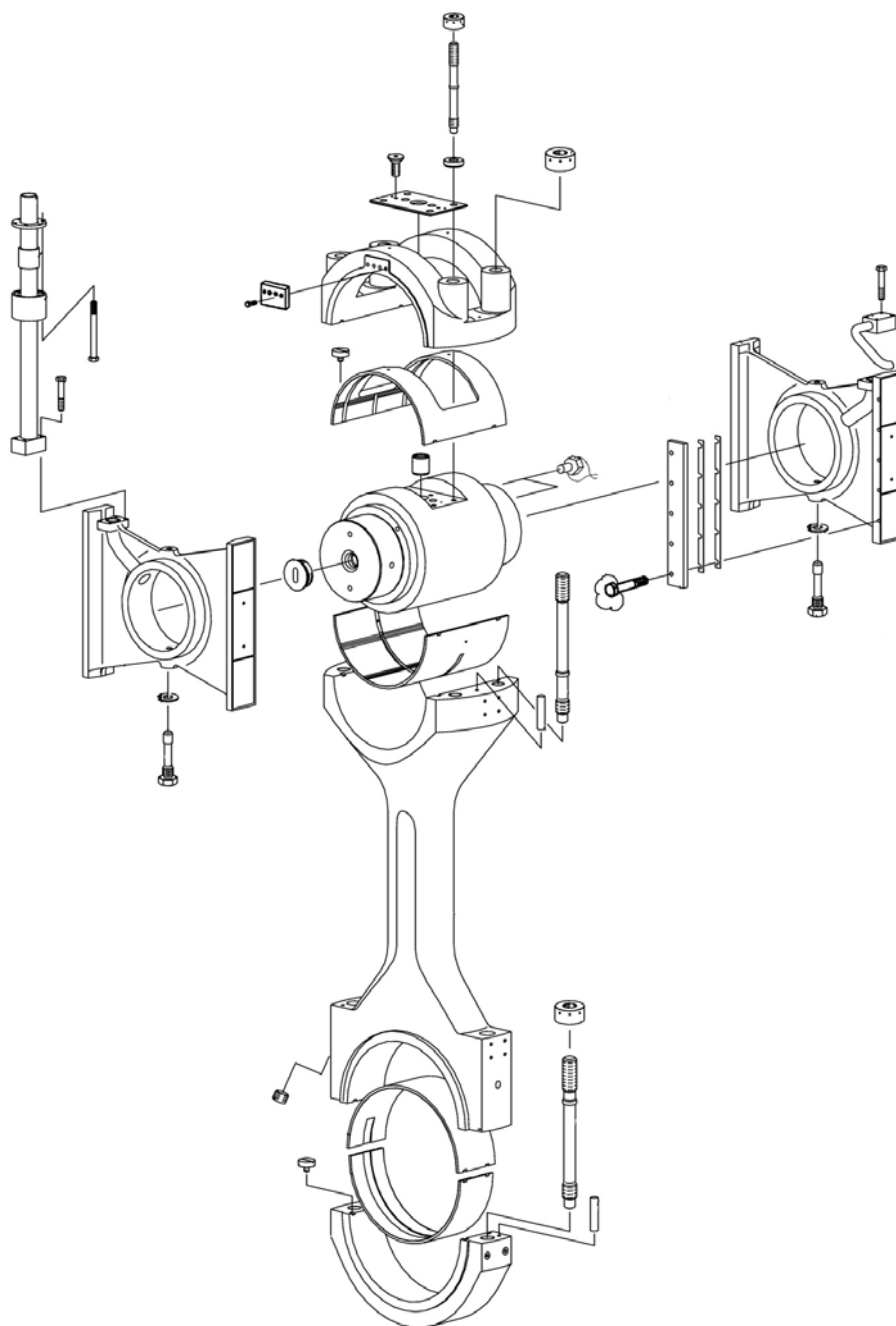


Рис. 1.3. Крейцкопф і шатун

Випускна труба ковзає всередині труби з прорізом, встановленої в картері двигуна, звідки мастило, проходячи через датчики контролю на кожному циліндрі для перевірки його температури і потоку, зливається в цистерну мастила.

Крейцкопф (див. рис. 1.3) має свердленні канали для розподілу масла, що подається через телескопічну трубу, частково для охолодження поршня, частково на змащення головного підшипника крейцкопфа і направляючих черевиків, а через свердління в шатуні - на змащення шатунного підшипника.

Поверхні ковзання двох направляючих черевиків залиті білим металом. Стопорний болт встановлюється в нижній частині центрального отвору. Крейцкопф рухається по напрямних крейцкопфа в картері двигуна і захищений надійно від зсуву напрямними планками, прикріпленими до напрямних черевиків.

У крейцкопфних дизелів циліндр розвантажений від сили N (передається повзуном на паралель), що дозволяє збільшити зазор між поршнем і циліндром і тим самим зменшити небезпеку їх задираки при перегріву.

Поршень (рис. 1.4) складається з двох складових частин:

- Головки поршня;
- Спідниці поршня.

Головка поршня кріпиться до верхньої частини штока за допомогою болтів. Болти застопорені стопорним дротом.

Спідниця поршня кріпиться до голівки поршня за допомогою болтів з відбортовкою. Болти застопорені стопорним дротом. Зверху головка поршня має теплостійке покриття. Головка поршня має канавки із хромовим покриттям для чотирьох поршневих кінець. Два верхніх можуть бути збільшеною висоти.

Всі поршневі кільця мають косий роз'єм:

- На поршневих кільцях №1 і №3 - правий;
- На поршневих кільцях №2 і №4 - лівий.

					ВКР.142.4221.02.01.ПЗ.	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

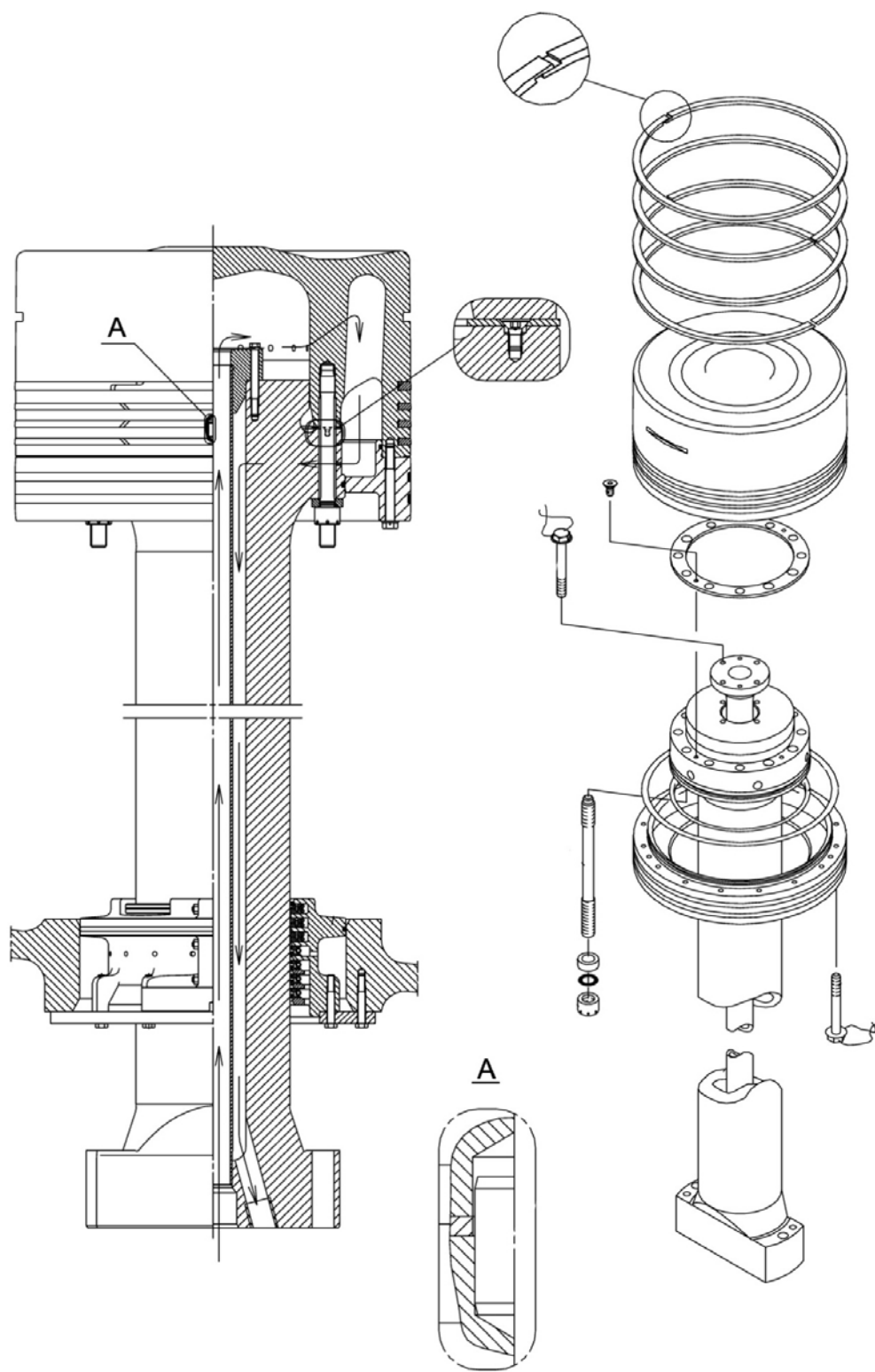


Рис. 1.4. Поршень і шток

У верхній частині головки поршня є канавка для установки підйомних пристосувань. Шток поршня має наскрізний отвір для труби охолоджуючого масла, яка кріпиться до верхньої частини штока поршня за допомогою болтів з відбортовкою.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ВКР.142.4221.02.01.ПЗ.

Лист

17

Охолоджувальне масло подається по телескопічній трубі до крейцкопф і проходить по свердлінню в основі штока поршня і через трубу охолоджуючого мастила в штоку до голівки поршня.

Мастило проходить через ряд отворів в ребрах жорсткості головки поршня і надходить у простір навколо труби охолоджуючого масла в штоку поршня.

З отвору в п'яті (основи) штока поршня масло прямує через крейцкопф до зливного коліна і далі в трубу з прорізом всередині картера двигуна, а також через датчики контролю потоку й температури мастила.

Нижня основа штока поршня спирається на торцевій виріз в поперечині крейцкопфа і направляється трубою в крейцкопф. Залежно від типу двигуна він може бути обладнаний прокладкою між штоком поршня і крейцкопф.

Шток (рис. 1.4) кріпиться до поперечки крейцкопфа чотирма болтами, які угвинчуються крізь основу штока поршня в крейцкопф. Болти застопорені стопорним дротом.

В отвір для штока поршня, в днище ресивера продувочного повітря встановлений сальник штока поршня (рис. 1.5), що запобігає попаданню мастила з картера в порожнину продувочного повітря. Сальник запобігає також потрапляння продувочного повітря в картер. Сальник встановлений на фланці, прикручений болтами до днища ресивера продувочного повітря. Сальник виймається разом зі штоком поршня під час ревізії поршня, але може бути також розібраний для ревізії в картері, при цьому поршень залишається в двигуні. Корпус сальника складається з двох частин, що з'єднуються болтами.

На корпусі є сім проточені на верстаті кільцеві канавки:

- Сама верхня канавка з маслосборним кільцем, що складається з чотирьох частин, з косими крайками, які запобігають потраплянню шламу з під поршневої порожнини на інші кільця. Під маслосборним кільцем розташовано ущільнювальне кільце, що складається з восьми частин і служить для запобігання проникнення продувочного повітря вниз вздовж

					ВКР.142.4221.02.01.ПЗ.	Лист
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

штока поршня. Маслоз'ємне кільце і кільце ущільнювальне направляються двома циліндричними штифтами.

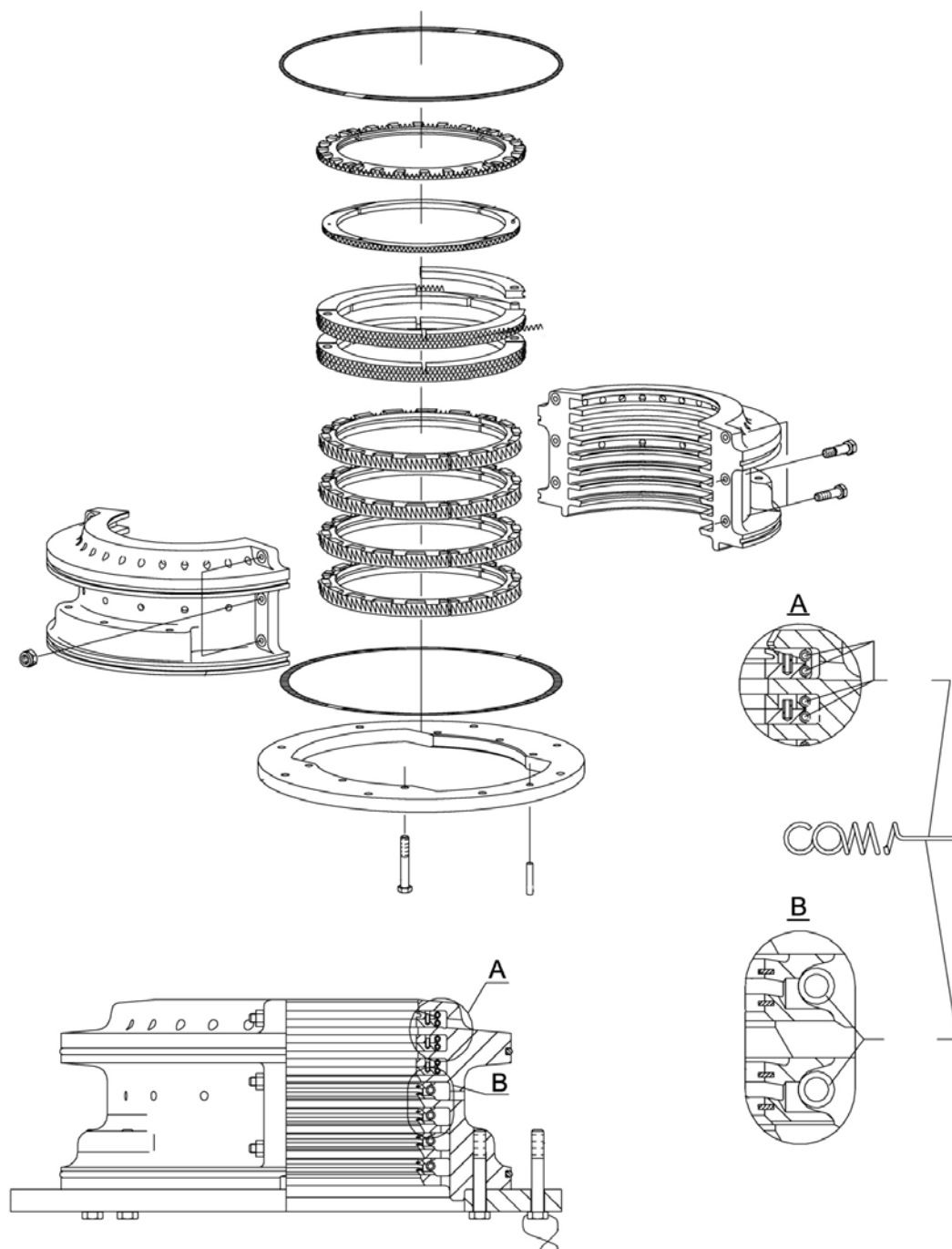


Рис. 1.5. Сальник штока поршня

- У наступних двох канавках знаходяться по ущільнювальному кільцю, що складається з чотирьох частин, і по ущільнювальному кільцю, що складається з восьми частин, під ним. Кільця направляються двома циліндричними штифтами.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ВКР.142.4221.02.01.ПЗ.

Лист

19

- У чотирьох нижніх канавках розташовані маслоз'ємні кільця, що складаються з трьох частин, які знімають мастило з шатуна. З трьох нижніх канавок масло повертається в картер через отвори в корпусі сальника. Кожна з цих трьох частин складається з основного кільця з двома проточеними на верстаті канавками з впресованою пластиною в кожній з маслоз'ємною кромкою, зверненою до штоку поршня.

Через отвори в корпусі і трубу канавка верхнього маслоз'ємного кільця з'єднується з контрольною воронкою зовні двигуна.

Ця воронка забезпечує контроль правильності функціонування ущільнювальних та маслоз'ємних кілець:

- Прорив повітря вказує на дефекти кілець ущільнювачів, а надлишок олії на дефекти маслоз'ємних кілець.

Сегменти кілець сальника утримуються на місці і притискаються до штоку поршня за допомогою спіральних пружин, які розташовані в проточених канавках зовні маслоз'ємних і ущільнювальних кілець. Зазори між кінцями сегментів кілець забезпечують їх прилягання до штоку поршня навіть у зношеному стані.

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ДКРН 108/266

2.1 Вибір і обґрунтування основних даних для розрахунку

Дійсні процеси, що здійснюються в робочому циліндрі, в результаті складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через зміну об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках зазвичай вдаються до певних спрощень опису фізичних явищ, які дозволяють використовувати відомі положення технічної термодинаміки.

Зміна в процесах циклу залежить як від конструктивних особливостей двигуна, наприклад, дійсного ступеня стиснення, так і від параметрів в колекторах, які залежать від особливостей систем повітропостачання і газовідводу.

Розрахунок циклу зводиться до визначення параметрів в кінці певних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунок параметрів, які характеризують цикл в цілому - індикаторних показників двигуна; побудова теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, які характеризують роботу двигуна в цілому - ефективних показників двигуна. Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна.

Для розрахунку робочого циклу необхідно знати ряд параметрів, що виходять. Нижче приводиться зведення основних параметрів до розрахунку циклу.

Вибір кількості початкових даних залежить від прийнятої схеми розрахунку робочого циклу, а правильність прийнятих даних істинно впливає на точність кінцевих результатів розрахунку.

Ефективна потужність двигуна $N_e = 83400$ кВт;

Частота обертання колінчастого балу $n = 94$ хв⁻¹;

Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,171$ кг/(кВт·год);

Діаметр циліндра $D_{ц} = 1,08$ м;

					ВКР.142.4221.02.02.ПЗ.	Лист
						22
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Хід поршня $S = 2,66$ м;

Ступінь стиснення ε . При призначенні ступеня стиснення потрібно враховувати розміри циліндра ($D_{\text{ц}}$ та S) і спосіб сумішоутворення. Вибираємо $\varepsilon = 14,5$ відповідно до рекомендації.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Величина надлишку повітря в більшій мірі залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення, приймаємо $\alpha = 2,5$;

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_{\text{г}} = 0,04$;

Температура залишкових газів $T_{\text{г}}$. При виборі цієї величини потрібно орієнтуватися на такі значення $T_{\text{г}} = 600 \dots 900$ К. Більш низькі значення $T_{\text{г}}$ приймаються для мало форсованих по робочому процесу двигунів або при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря. Приймаємо $T_{\text{г}} = 650$ К;

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 293$ К (стандартні атмосферні умови) і лише в особливих випадках приймають температуру машинного відділення;

Тиск навколишнього середовища p_0 . У всіх випадках необхідно приймати $p_0 = 0,101$ МПа (стандартні атмосферні умови);

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

Зміна температури повітря при переході з наддувочного колектора в циліндр $\Delta T_{\text{а}}$. Приймаємо $\Delta T_{\text{а}} = 5$, Як для ДВЗ з наддувом;

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр, $K_{\text{а}}$. Для МОД приймаємо $K_{\text{а}} = 0,95$;

Коефіцієнт наповнення циліндра $\eta_{\text{н}}$ для 2-тактних двигунів приймаємо $\eta_{\text{н}} = 0,85$;

Показник політропи стиснення n_1 . Ця величина далі уточнюється, тому для організації розрахунку схеми циклу необхідно прийняти $n_1 = 1,35$;

					ВКР.142.4221.02.02.ПЗ.	Лист
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт використання теплоти в точці Z. Для МОД приймаємо $\zeta_z = 0,92$;

Коефіцієнт використання теплоти в точці В. Для МОД приймаємо $\zeta_b = 0,96$;

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,15$ - для високо форсованих двигунів по робочому процесу;

Найвища температура газів T_z . У першому наближенні слід прийняти $T_z = 2000$ К. Далі ця величина уточнюватиметься;

Показник політропи стиснення n_2 . У першому наближенні слід прийняти $n_2 = 1,25$. Далі ця величина уточнюватиметься;

Температура в циліндрі в кінці процесу розширення T_b . У першому наближенні слідує прийнятий $T_b = 1000$ К. Далі ця величина уточнюватиметься;

Частка втраченого ходу ψ_s . Приймаємо $\psi_s = 0,08$;

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\phi_{окр}$. Приймаємо $\phi_{окр} = 0,98$;

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,95$;

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

Хімічний склад палива. В більшості випадків розрахунки ведуться на паливо середнього складу:

$C = 0,866$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,130$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірі;

$O = 0,004$ кг - кількість кисню ;

$W = 0$ кг - кількість води.

Розрахунок виконаний на ЕОМ за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ НУК. Алгоритм розрахунку приведений в табличній формі.

					ВКР.142.4221.02.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		24

2.2 Розрахунок процесу наповнення циліндру

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури в кінці наповнення, а також коефіцієнта наповнення. Результати розрахунку представлені в табл. 2.1

Таблиця 2.1 Розрахунок процесу наповнення.

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	12K108ME-C
Необхідний тиск повітря в наддувочному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_n}$	0,3322
Тиск в циліндрі на початку стиснення p_a , МПа	$K_a \cdot p_k$	0,3155
Температура на початку стиснення T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	337,5
Коефіцієнт наповнення циліндру, η_n	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_0}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \varphi_s)$	0,8558

2.3 Розрахунок процесу стиснення

Дійсний процес стиснення є політропним з показником ступеня стиснення n_1 , змінним на всьому протязі ходу поршня. У розрахунку робочого процесу стиснення приймається, що він проходить по політропі з умовним середнім показником $n_1 = const$, величина якого забезпечує отримання такої ж роботи на лінії стиснення, як і при дійсному показнику. Результати розрахунку представлені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Розрахунок процесу стиснення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	12K108ME-C
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску: $a_{VC}, \kappa Дж / (кмоль \cdot K)$ $b_C, \kappa Дж / (кмоль \cdot K^2)$	$\frac{\gamma_r \alpha_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \alpha_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$ $\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,2786 0,0025
Середні показники політропи стиску n_1	Див. п. 2.1.15	1,35

(знаходяться методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показника n_1 політропи стиску в III та II не перевищує $\pm 0,005$, кінцеве значення n_1 приймається останнє значення.	$\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1,369
	$\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1,367
Тиск в кінці стиснення p_c , МПа	$p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	12,3363
Температура у кінці стиснення T_c , К	$T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	909,9684

2.4 Розрахунок процесу згоряння

Основним процесом, який відбувається в циліндрі двигуна, є згоряння розпиленого палива, яке впорскується в циліндр. Процес згорання є окислення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використати. Розрахунок складається з визначення кількості повітря необхідного для повного згорання 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх молярних теплоємкостей, нижній теплопровідності 1 кг палива, ступінь підвищення тиску і максимальної температури процесу. Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Розрахунок процесу згоряння

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	12K108ME-C
Теоретично не обхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0,498
Дійсна кількість повітря необхідна для згорання 1 кг палива L , кмоль/кг	$\alpha \cdot L_0$	1,245

Продовження табл. 2.3

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	12K108ME-C
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,026
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,110
Частина палива, спалена до точки z, X_z	$\frac{\zeta_z}{\zeta_b}$	0,9583
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z, β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} X_z$	1,024
Постійна палива k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,066
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z: a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]a_v'' + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$	19,7422
	$\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]b'' + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]b'}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$	0,0029
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b: a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k) + \gamma_r]a_v'' + [(1+\gamma_r)(\alpha-1)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	19,7619
	$\frac{[(1+k) + \gamma_r]b'' + [(1+\gamma_r)(\alpha-1)]b'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	0,0030
Найнижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7 \left[\frac{81C + 300H - 26 \times}{\times (O - S) - 6(9H + W)} \right]$	42700
Найнижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютному нуля Q_H' кДж/кг	$Q_H + \alpha L_0 (1 + \gamma_r) [\beta_z (a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0)]$	43082,18
Постійні у рівнянні згоряння: С	$\frac{1}{\beta_z (1 + \gamma_r)} \left\{ \frac{\zeta_z Q_H'}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \gamma_r \times \right.$ $\times (a_{vc} + b_c T_c) + (1 + \gamma_r) 8,314 \lambda \left. \right\} \cdot T_c$	57442,681
В		0,0029
А		28,056
Максимальна температура в циклі T_z К; (встановлюється методом послідовних наближень):	Приймається	2000

І наближення ІІ наближення ІІІ наближення Через те, що різниця значень показників T_z в ІІІ та ІІ не перевищує 50 К, кінцеве значення T_z приймається останнє значення	$T_z = \frac{C}{A + BT_z}$ $T_z = \frac{C}{A + BT_z}$	1696,68 1741,93
Максимальний тиск в циліндрі, МПа	$P_z = \lambda p_c$	14,1868

2.5 Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня відбувається при розширенні продуктів згорання Розрахунок процесу розширення полягає у визначенні ступеня подальшого розширення, параметрів в кінці процесу і середнього показника політропи розширення. Результати розрахунку в табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Розрахунок процесу розширення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	12K108ME-C
Ступень попереднього розширення, ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,6633
Ступень подальшого розширення, δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,7175
Постійні рівняння для знаходження показника політропи розширення n_2 кДж/кмоль: D C	$\frac{Q'_h(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta}$ $\frac{\beta_z}{\beta}(a_{vz} + b_z T_z)T_z$	1199,035 39842,558
Середній розрахунковий показник політропи розширення, n_2	$\frac{8,314 \cdot \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{bc} + b_b T_b) T_b} + 1$	1,2540
Температура газу у кінці розширення T_b , К.	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	979,4773
Тиск у кінці процесу розширення p_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	0,9389

2.6 Визначення індикаторних показників циклу

Індикаторні показники характеризують доскональність робочого циклу в циліндрі. Враховуються тільки теплові витрати. Розрахунок індикаторних показників полягає у визначенні середнього індикаторного тиску, питомої індикаторної витрати палива і індикаторного ККД. Результати розрахунку зведені в табл. 2.5

Таблиця 2.5. Визначення індикаторних показників циклу

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних.	12K108ME-C
Середній індикаторний тиск по не округленим діаграмі p'_i МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,0583
Середній індикаторний тиск по округленим діаграмі p_i , МПа	$\varphi_{скр} p'_i (1 - \psi_s)$	1,8587
Питома індикаторна витрата палива g_i , кг/(кВт·год)	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_K p_i}$	0,1665
Індикаторний ККД циклу, η_i	$\eta_i = \frac{3600}{g_i Q_H}$	0,4999

2.7 Визначення ефективних параметрів двигуна

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові і механічні втрати, які є при передачі енергії розширення газів через поршень і кривошипно-шатунний механізм на колінчастий вал. Розрахунок ефективних параметрів двигуна полягає у визначенні середнього ефективного тиску, питомої ефективної втрати палива, ефективного ККД.

Середній ефективний тиск є один з найважливіших показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективного використання об'єму робочого циліндра, а також рівень освоєння наддуву. Ефективний ККД

характеризує ступінь удосконалення робочого циклу, ступінь наближення розрахункового циклу до ідеального, ступінь удосконалення конструкції. Результати розрахунку зведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6. Визначення ефективних параметрів двигуна

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних.	12K108ME-C
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \cdot \eta_m$	1,7629
Питома ефективна витрата палива, g_e кг/(кВт·год)	q_i / η_m	0,1753
Ефективний ККД двигуна, η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,4749

2.8 Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Далі ця діаграма є необхідним матеріалом для динамічного та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, тому що графічні методи побудови дають великі помилки.

Для побудови згорнутої індикаторної діаграми необхідно виконати наступні дії:

1. Встановити масштаби побудови діаграми. Масштаб по вісі ординат тиск, m_p . Масштаб по осі абсцис відношення об'ємів m_{v/v_c} ;

2. Нанести значення по осі абсцис: Для двотактних ДВЗ – від 1 до $\epsilon_{ум}$. Значення $V/V_c=1$ - відповідає ВМТ двигуна. $V/V_c= \epsilon_{ум}$ – відповідає НМТ двигуна;

3. Розрахувати значення ординат точок політропи стиснення і розширення та занести їх до таблиці;

4. Нанести отримані точки на графік та з'єднати їх плавними кривими.

Ординати точок політропи стиснення і розширення обчислюють по

наступним формулам.

Для процесу стиснення:

$$P_{ст} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}}$$

Для процесу розширення:

$$P_{роз} = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)}$$

де V/V_c – відношення об'ємів, які є поточним значеннями ступеня стиску.

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon_r - 1)} = \frac{0,785 \cdot D^2}{(\varepsilon_r - 1)} \cdot S$$

де ε_r – геометричний ступінь стиску.

Геометричний ступінь стиску:

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon - \psi_s}{1 - \psi_s}$$

де ε – ступінь стиску;

ψ_s – доля втраченого ходу.

$$\varepsilon_z = \frac{14,5 - 0,08}{1 - 0,08} = 15,674$$

Таблиця 2.7. Розрахунок координат теоретичної індикаторної діаграми

V/V_c	1	1,25	1,5	1,66	1,75	2	2,5	3	4
$P_{ст},$ МПа	12,336	9,087	7,078	6,161	5,731	4,773	3,516	2,739	1,847
$P_{роз},$ МПа	14,187	14,187	14,187	14,187	13,278	11,231	8,490	6,755	4,709
V/V_c	6	8	9	10	11	12	13	14,5	
$P_{ст},$ МПа	1,060	0,714	0,608	0,526	0,462	0,410	0,367	0,316	
$P_{роз},$ МПа	2,832	1,974	1,703	1,492	1,324	1,187	1,074	0,937	

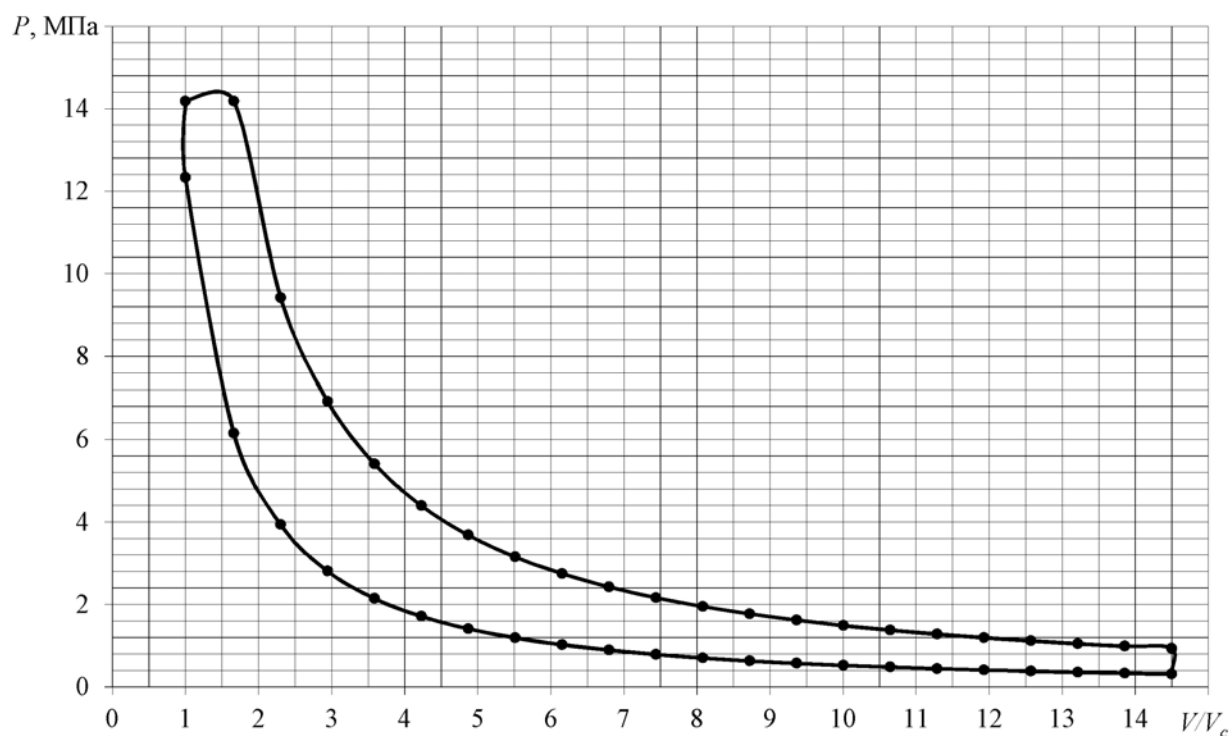


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 12ДКРН 108/266

Побудову розгорнутої індикаторної діаграми виконується шляхом перебудови згорнутої діаграми по діаграмі Брікса.

2.9 Визначення середнього індикаторного тиску

Середній індикаторний тиск по індикаторній діаграмі:

$$p_i = p'_i \cdot m_d \cdot \varphi_{\text{окр}} (1 - \psi_s)$$

де p'_i – відносний середній індикаторний тиск;

m_d – масштаб діаграми;

$\varphi_{\text{окр}}$ – коефіцієнт округлення діаграми;

ψ_s – доля втраченого ходу.

$$p'_i = \frac{F_d}{l_d}$$

де F_d – площа діаграми;

l_d – довжина діаграми.

$$p'_i = \frac{11084,039}{270} = 41,052 \text{ мм}$$

$$p_i = 41,052 \cdot 0,05 \cdot 0,98(1 - 0,08) = 1,8506 \text{ МПа}$$

Похибка розрахунку:

$$\Pi_p = \frac{|p_{ip} - p_i|}{p_{ip}} \cdot 100\%$$

де p_{ip} – середній індикаторний тиск з розрахунку циклу.

$$\Pi_p = \frac{|1,8557 - 1,8506|}{1,8506} \cdot 100\% = 0,2748\%$$

2.10 Висновок по розділу

В табл. 2.8 приведені основні параметри розглянутого двигуна типу 12ДКРН 108/266, які отримані під час моделювання робочого циклу.

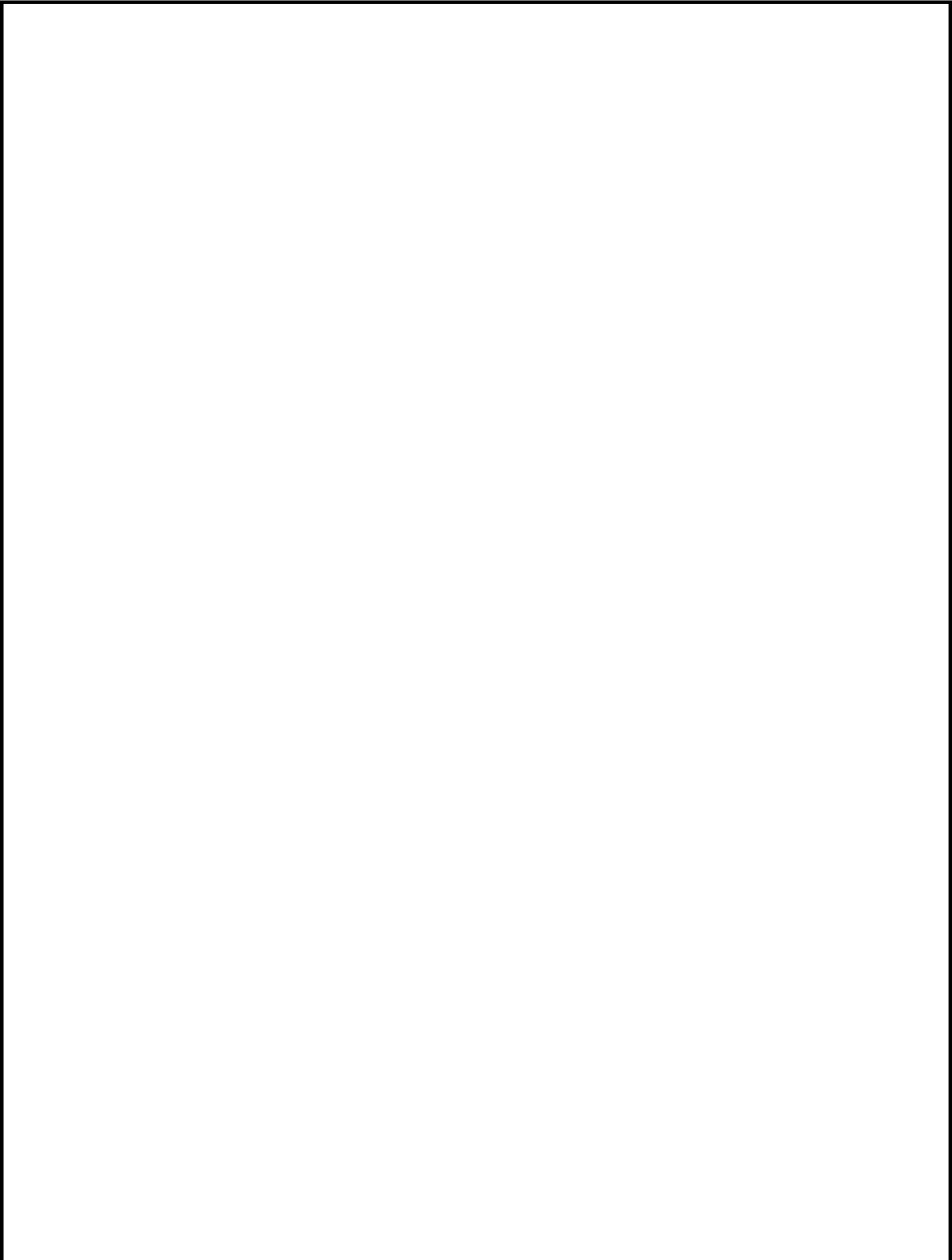
Таблиця 2.8. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	12ДКРН 108/266
1.	Ефективна потужність, кВт	83400
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	94
3.	Ступінь стиску	14,5
4.	Тиск наддуву, кПа	332
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,5
6.	Середній ефективний тиск, кПа	1763
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,1753
8.	Механічний ККД	0,95
9.	Індикаторний ККД	0,4999
10.	Ефективний ККП	0,4749

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

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,1753 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун типу 12ДКРН 108/266 належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

					ВКР.142.4221.02.02.ПЗ.	Лист
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					ВКР.142.4221.02.03.ПЗ.								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ДКРН 108/266				Літ.	Арк.	Аркушів		
Розроб.		Данько О.І.										35	12
Перевір.		Гогоренко О.А.							НУК				
Реценз.													
Н. Контр.													
Затверд.		Гогоренко О.А.											

РОЗДІЛ 3

Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ДКРН 108/266

Динаміка ДВС – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму під дією тиску газу і сил інерції. Вона досліджує способи зменшення навантажень, що виникають при русі деталей КШМ; режими їх руху; урівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії і ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей. Надійність, довговічність і економічність сучасних двигунів внутрішнього згоряння залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму (КШМ), рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів.

3.1 Вибір та обґрунтування вихідних даних

Таблиця 3.1. Вихідні дані для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Тактність (число тактів) для двохтактних ДВЗ;	$D=2$
Крок (розрахунку). Оберається в залежності від кута за- клинки	$H = 15$ град.
Частота обертання колінчастого балу	$n=94 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин КШМ	$M_S=26100 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 1,33 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{Ш} = 0,42$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T = 0,260 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K = 0,33 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці с)	$P_C = 12,340 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z)	$P_Z = 14,180 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$RO = 1,663 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,371$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,254$
Степінь стиску	$EP = 14,5$

Розрахунок виконаний на ПК за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ НУК.

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інер-

ції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчатому валу. Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально. Для крейцкопфних двигунів крапкою приведення є центр головного підшипника.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

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

де $P_{Г}$ – сила від тиску газів;

P_{S} – сила інерції поступальних мас;

$P_{В}$ – сила ваги поступальних мас;

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

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

У зв'язку з тим, що сила $P_{В}$ і сила $P_{К}$ є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула

$$P_{ДВ} = P_{Г} + P_{S}$$

де $P_{Г}$ – сила від тиску газів;

P_{S} – сила інерції поступальних мас.

3.2 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

На рис. 3.1 представлена силова схема КШМ, де показання розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипників.

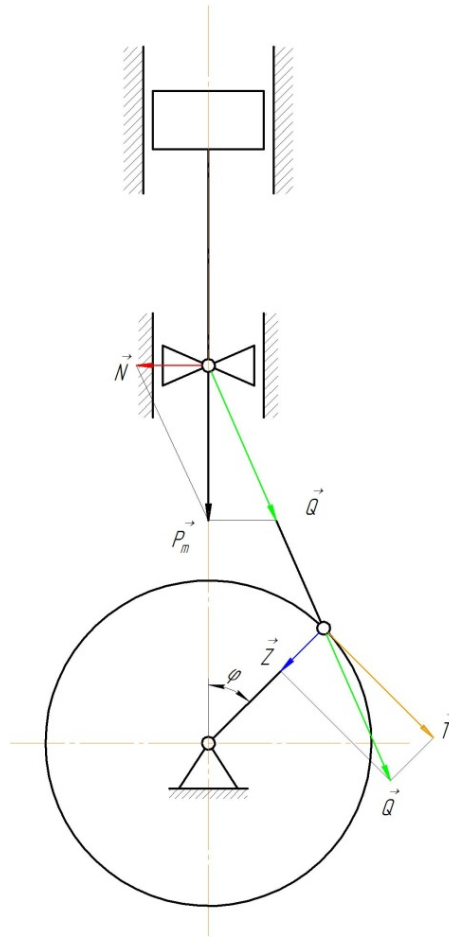


Рис. 3.1. Силовая схема КШМ

Найменування цих сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотылевой шейки.

Розрахункові формули мають вид:

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

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

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

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

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

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 3.2.

За даними табл. 3.2 були побудовані діаграми P_r , P_j , $P_{дв}$, N , T , Z , які представлені на рис. 3.2 та 3.3.

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	$P_{дв}$	N	Z	T
0	0,1500	0,9566	1,1066	0,0000	-1,1066	0,0000
15	0,1500	0,9494	1,0994	-0,0598	-1,0775	-0,2268
30	0,1372	0,9216	1,0588	-0,1118	-0,9728	-0,4326
45	0,1502	0,8563	1,0064	-0,1511	-0,8185	-0,6048
60	0,1715	0,7326	0,9042	-0,1672	-0,5969	-0,6994
75	0,2061	0,5336	0,7397	-0,1532	-0,3395	-0,6749
90	0,2629	0,2543	0,5172	-0,1111	-0,1111	-0,5172
105	0,3603	-0,0932	0,2671	-0,0553	0,0157	-0,2723
120	0,5381	-0,4783	0,0598	-0,0111	0,0203	-0,0573
135	0,8864	-0,8563	0,0301	-0,0045	0,0181	-0,0245
150	1,5979	-1,1758	0,4220	-0,0446	0,3432	-0,2496
165	2,8626	-1,3899	1,4727	-0,0802	1,4018	-0,4586
180	5,7710	-1,4652	4,3058	0,0000	4,3058	0,0000
195	5,7710	-1,3899	4,3811	0,2385	4,1701	1,3643
210	4,7838	-1,1758	3,6080	0,3809	2,9341	2,1339
225	2,7054	-0,8563	1,8491	0,2777	1,1112	1,5039
240	1,6793	-0,4783	1,2010	0,2221	0,4081	1,1511
255	1,1478	-0,0932	1,0546	0,2185	0,0619	1,0752
270	0,8521	0,2543	1,1064	0,2377	-0,2377	1,1064
285	0,6774	0,5336	1,2111	0,2509	-0,5558	1,1049
300	0,5700	0,7326	1,3026	0,2409	-0,8599	1,0076
315	0,5029	0,8563	1,3592	0,2041	-1,1054	0,8168
330	0,4621	0,9216	1,3837	0,1461	-1,2713	0,5653
345	0,1470	0,9494	1,0964	0,0597	-1,0745	0,2261
360	0,1500	0,9566	1,1066	0,0000	-1,1066	0,0000

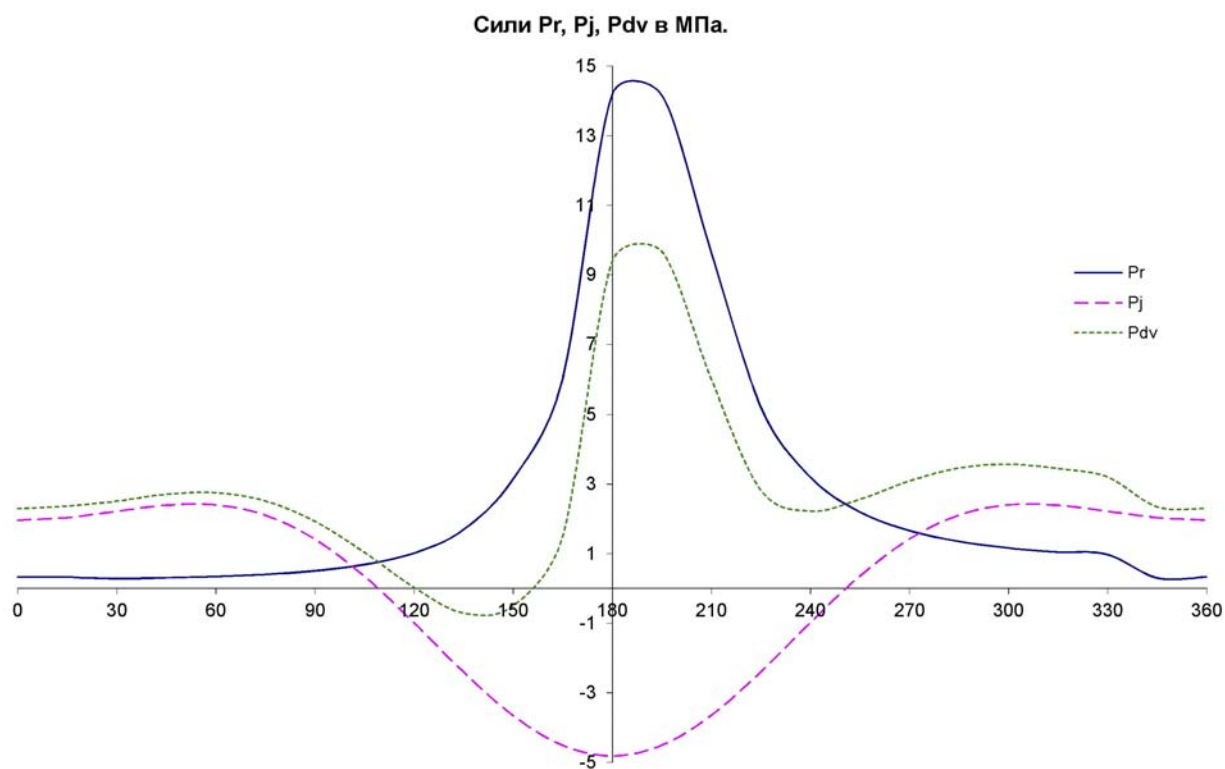


Рис. 3.2. Діаграми сил, що діють у КШМ

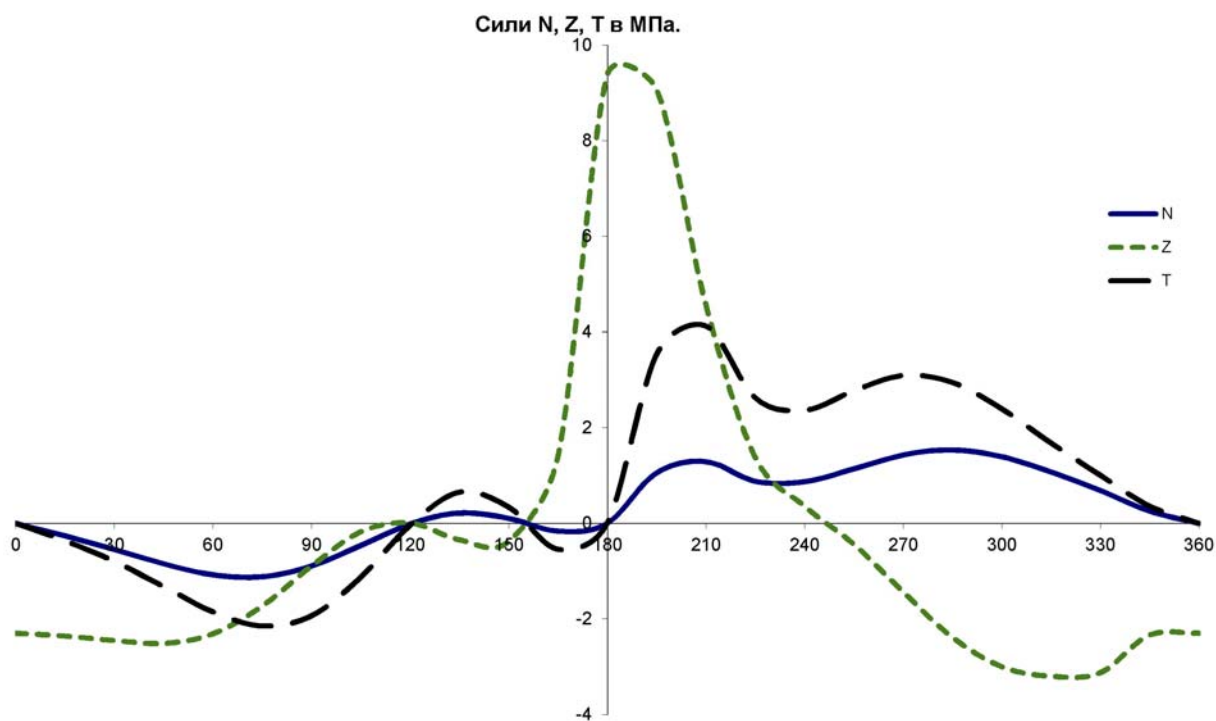


Рис. 3.3. Діаграми сил N , Z , T , що діють у КШМ

3.3 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил

Діаграма сумарних дотичних сил являє собою в деякому масштабі сумарний момент, що крутить, на вихідному фланці колінчастого валу дизеля.

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна:

$$1 - 6 - 8 - 10 - 3 - 5 - 7 - 12 - 2 - 4 - 9 - 11$$

Визначимо максимальний кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зміни сумарної дотичної діаграми.

$$\varphi_{\Sigma} = \frac{360}{z \cdot i}$$

де $z = 1$ – коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 12$ – число циліндрів;

$$\varphi_{\Sigma} = \frac{360}{1 \cdot 12} = 30^{\circ}$$

Далі значення дотичної сили одного циліндра поділяється на шість рівних ділянок, що відповідають $\varphi_{\Sigma} = 30^{\circ}$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 3.3 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів. Потім, підсумовуючи по горизонтальних рядках значення дотичного зусилля окремих циліндрів, в останньому стовпці одержимо значення сумарної дотичної сили ΣT .

Отримані дані вносимо в табл. 3.3. На підставі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили.

Таблиця 3.3. Розрахунок сумарних дотичних сил

Номер циліндра	Кут повороту колінчастого валу			
	0	10	20	30
I	0	-0,226	-0,472	-0,755
II	2,261	2,579	2,943	3,138
III	-0,157	0,350	0,376	-0,187
IV	3,138	3,073	2,774	2,331
V	-0,187	-1,089	-1,357	0
VI	-0,755	-1,084	-1,450	-1,819
VII	0	2,324	4,702	4,035
VIII	-1,819	-2,113	-2,231	-2,072
IX	2,331	1,841	1,373	0,959
X	-2,072	-1,601	-0,897	-0,157
XI	0,959	0,602	0,289	0
XII	4,035	2,856	2,272	2,261
Сумарні дотичні зусилля, МПа	7,734	7,512	8,322	7,734

3.4 Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна

Розрахункова величина індикаторної потужності графічним методом:

$$(N_i)_D = \overline{\Sigma T_{CP}} \cdot \mu_T \cdot F_{\Pi} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot 10^3$$

де $\overline{\Sigma T_{CP}}$ – середнє сумарне дотичне зусилля, без урахування масштабу, мм;

$\mu_T = 0,01$ МПа/мм – масштаб діаграми;

$F_{\Pi} = 0,915$ м² – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 1,33$ м – радіус кривошипа;

$n = 94$ хв⁻¹ – частота обертання колінчастого вала.

$\overline{\Sigma T_{CP}}$ – знаходиться по формулі:

$$\overline{\Sigma T_{CP}} = \frac{F_g}{L}$$

де $F_g = 472341,24$ мм² – площа діаграми;

$L = 600$ мм – довжина діаграми.

$$\overline{\Sigma T}_{CP} = \frac{472341,24}{600} = 787,235 \text{ мм}$$

$$(N_i)_{\text{д}} = 787,235 \cdot 0,01 \cdot 0,915 \cdot \frac{3,14 \cdot 94}{30} \cdot 1,33 \cdot 10^3 = 94321,22 \text{ кВт}$$

Розрахункова величина індикаторної потужності аналітичним методом:

$$(N_i)_{\text{ц}} = 13,1 \cdot p_i \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z, \text{ кВт}$$

де $p_i = 1,1664 \text{ МПа}$ – середній індикаторний тиск.

$$(N_i)_{\text{ц}} = 13,1 \cdot 2,0583 \cdot 1,1664 \cdot 2,66 \cdot 94 \cdot 12 \cdot 1 = 94366,58 \text{ кВт}$$

Перевірка правильності розрахунку:

$$\delta = \frac{|(N_i)_{\text{ц}} - (N_i)_{\text{д}}|}{(N_i)_{\text{д}}} \cdot 100\%$$

$$\delta = \frac{|94366,580 - 94321,229|}{94321,229} \cdot 100\% = 0,048\%$$

У зв'язку з тим, що розбіжність між $(N_i)_{\text{ц}}$ та $(N_i)_{\text{д}}$ не більша за 5 %, розрахунок слід вважати правильним.

3.5 Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика

Розрахунок маховика являє собою визначення махового моменту інерції, максимального діаметру обода маховика та його масу.

Під маховим моментом маховика розуміють вигідну в практиці величину, яка дорівнює відношенню маси маховика на квадрат його зовнішнього діаметра (без ободу).

Величину надлишкової роботи, яку виконує сумарний крутильний момент визначаємо за формулою:

$$L_{\text{надл}} = L'_{\text{изб}} \cdot \mu_T \cdot \mu_a \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_{\text{ц}} \cdot R \cdot 10^6$$

де $L'_{\text{изб}} = 8562,67 \text{ мм}$ – площа згідно з надлишковою роботою;

$\mu_T = 0,01 \text{ МПа/мм}$ – масштаб діаграми сумарної та дотичної сил;

					ВКР.142.4221.02.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		43

$\mu_\alpha = 0,05$ град/мм – масштаб кута α ;

$F_{ц} = 0,915$ м² – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 1,33$ м – радіус кривошипа;

$$L_{\text{надл}} = 0,0174 \cdot 0,01 \cdot 0,05 \cdot \frac{3,14}{180} \cdot 0,915 \cdot 1,33 \cdot 10^6 = 90718,794 \text{ кДж}$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

$$I_\delta = \frac{91,2 \cdot L_{\text{надл}}}{\delta \cdot n^2}$$

де: $\delta = 0,033$ – степінь нерівномірності оберту колінчатого валу приймаємо;

$n = 94$ хв⁻¹ – частота оберту колінчатого валу.

$$I_\delta = \frac{91,2 \cdot 90718,794}{0,033 \cdot 94^2} = 28090,383 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Враховуючи те, що механізм рухомості має момент інерції рівний половині потрібного, тоді необхідна величина моменту інерції маховика буде дорівнювати:

$$I_M = 0,4 \cdot I_\delta$$

$$I_M = 0,4 \cdot 28090,383 = 11236,153 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}$$

де $[v] = 40$ м/с – допустима лінійна швидкість на ободі маховика;

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot 40}{3,14 \cdot 94} = 8,131 \text{ м}$$

$$D_{M2} = 1,7 \cdot S$$

де $S = 2,66$ м – хід поршня.

$$D_{M2} = 1,7 \cdot 2,66 = 4,522 \text{ м}$$

Маховий момент маховика:

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_M$$

звідки:

					ВКР.142.4221.02.03.ПЗ.	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

де D_M – діаметр маховика

$$M_M = \frac{4 \cdot 11236,153}{4,522^2} = 2197,943 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

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

де M_M – маховий момент;

$$K_M = 0,2 \text{ – В/Н};$$

D_M – діаметр ободу маховика;

$\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – щільність металу маховика.

$$H = \sqrt{\frac{2197,943}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 4,522 \cdot 7800}} = 0,315 \text{ м}$$

$$B = 0,2 \cdot H$$

$$B = 0,2 \cdot 0,315 = 0,063 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

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

де D_M – діаметр ободу маховика;

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 4,522 \cdot 0,063 \cdot 0,315 \cdot 7800 = 2197,89 \text{ кг}$$

Загальний вид маховика показано на рис. 3.4

					ВКР.142.4221.02.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

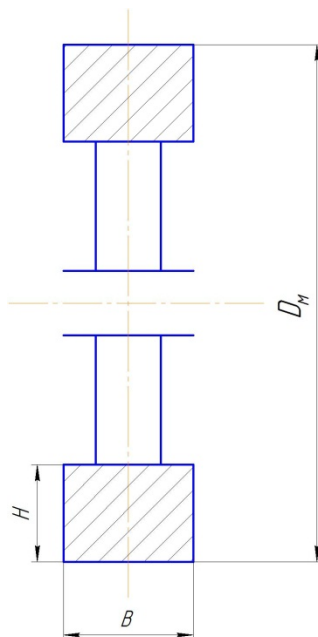
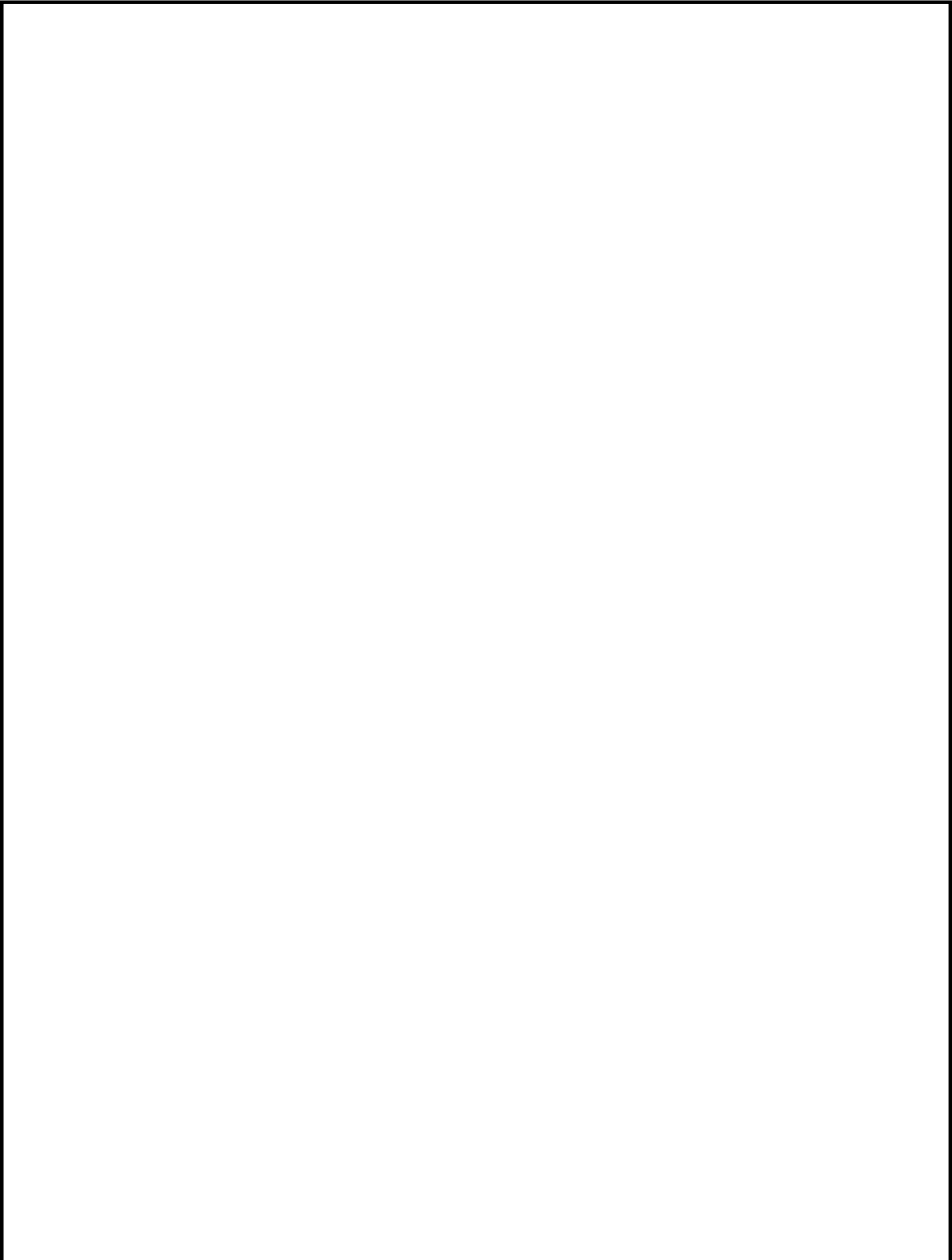


Рис. 3.4. Загальний вид маховика

3.6 Висновки по розділу

В даному розділі була розрахована динаміка двигуна, а саме визначено сили, які діють на деталі КШМ. За результатами розрахунків побудовані діаграми дії цих сил, також виконано розрахунки та побудова діаграми сумарних дотичних сил на якій показаний середній крутільний момент та його надлишкову роботу. Останнім в цьому розділі були обчислені параметри необхідного маховика, а саме визначена його маса, діаметр та ширина. Розрахований маховик повністю зможе компенсувати надлишок крутільного моменту двигуна типу 12ДКРН 108/266.



					ВКР.142.4221.02.04.ПЗ.			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 4 Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 12ДКРН 108/266			
Розроб.		Данько О.І.						
Перевір.		Гогоренко О.А.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Гогоренко О.А.			Літ. Арк. Аркушів 4718 НУК			

РОЗДІЛ 4

Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 12ДКРН 108/266

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

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

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

4.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора

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

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

$$G_k = \frac{g_e \cdot N_e \cdot L_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_a}{3600}$$

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

α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива;

φ_a – коефіцієнт продувки (двотактних – $\varphi_a = 1,25$)

					ВКР.142.4221.02.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		48

$$G_{\kappa} = \frac{0,171 \cdot 83400 \cdot 14,3 \cdot 2,5 \cdot 1,25}{3600} = 177,03 \text{ кг / с}$$

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

$$Q_{\kappa} = \frac{G_{\kappa}}{\rho_{\text{н}}}$$

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

$$Q_{\kappa} = \frac{177,03}{1,17} = 152,48 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{P_0}$$

де P_{κ} – тиск повітря після компресора, МПа;

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

Тиск в повітряному ресивері визначається за формулою:

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

де $g_e = 0,171 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 83400 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

$T_s = 320 \text{ К}$ – температура повітря у впускному колекторі;

$D_{\text{ц}} = 1,08 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$S = 2,66 \text{ м}$ – хід поршня;

$i = 12$ – кількість циліндрів;

$n = 94 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів;

$z = 1$ – коефіцієнт тактності;

$\eta_{\text{н}} = 0,85$ – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$P_s = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,171 \cdot 83400 \cdot 2,5 \cdot 320}{1,08^2 \cdot 2,66 \cdot 12 \cdot 94 \cdot 1 \cdot 0,85} = 0,335 \text{ МПа}$$

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюються за формулою:

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

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

$$P_{\kappa} = \frac{0,335}{0,985} = 0,339 \text{ МПа}$$

Далі за формулою (3.3) обчислюється ступінь підвищення тиску:

$$\Pi_{\kappa} = \frac{0,339}{0,101} = 3,356$$

4.2 Обґрунтування вибору турбокомпресора

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

На підставі значень Π_{κ} та G_{κ} (або Q_{κ}) знаходиться точка у полі витрат (рис. 4.1, точка А). За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Букви ТСА означають, що турбокомпресор має осьову турбіну. Цифри визначають величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_{κ}) 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 $Q_{\kappa} = 50 \dots 60 \text{ м}^3/\text{с}$. Таким чином, для забезпечення повітрям двигуна 12К108МЕ –С

					ВКР.142.4221.02.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		50

мінімальна необхідна кількість ТК повинна бути не менша 4-х, а об'ємні витрати кожного з компресорів повинні складати:

$$Q_{\kappa 1} = \frac{Q_{\kappa}}{4} = \frac{152,48}{4} = 38,12 \text{ м}^3 / \text{с}$$

По знайденим значенням ступеня підвищення тиску ($P_{\kappa} = 3,356$) і об'ємної витрати компресора ($Q_{\kappa} = 38,12 \text{ м}^3/\text{с}$), на полі робочих характеристик компресорів ТК серії ТСА знаходимо відповідну точку і визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки ТСА88 (рис 4.2).

Технічні характеристики ТК ТСА88 для двотактних двигунів зведені в табл. 4.1.

Таблица 4.1. Технические характеристики турбокомпрессора ТСА88

Параметр	Значения
Максимальная мощность	27 200 кВт
Максимальный ККД ТК	0,73
Максимальная частота вращения	12000 об/хв. ⁻¹
Масса	14301 кг
Довжина	3205 мм
Висота	2367 мм
Ширина	2012 мм

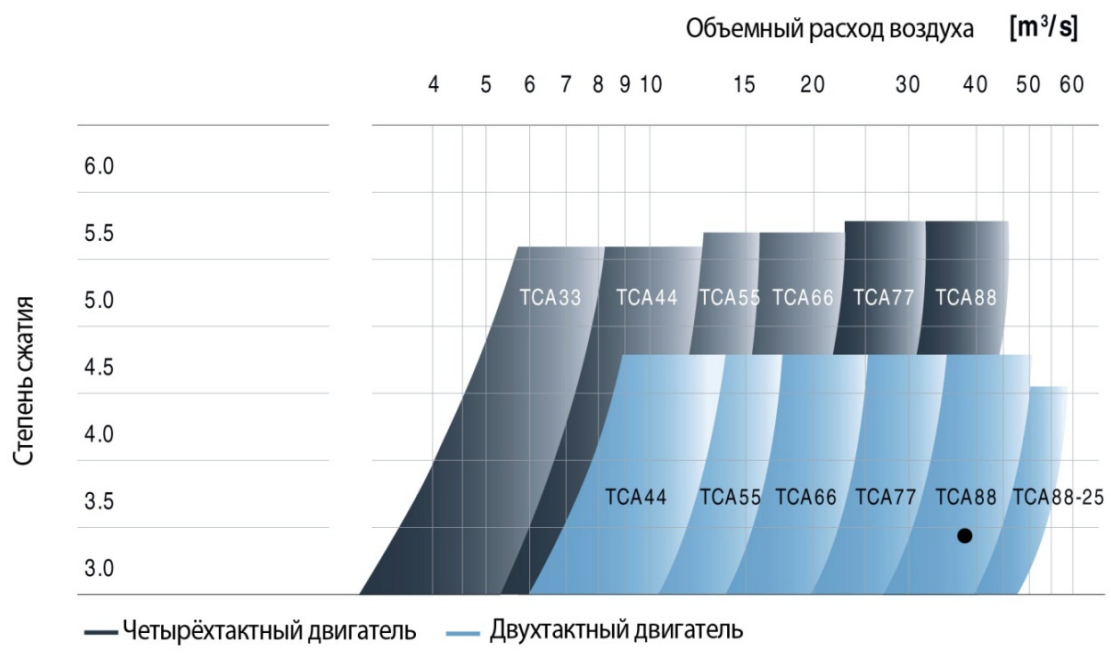


Рис. 4.1. Поле рабочих характеристик турбокомпрессорів ($P_{\kappa} - Q_{\kappa 1}$) типу ТСА

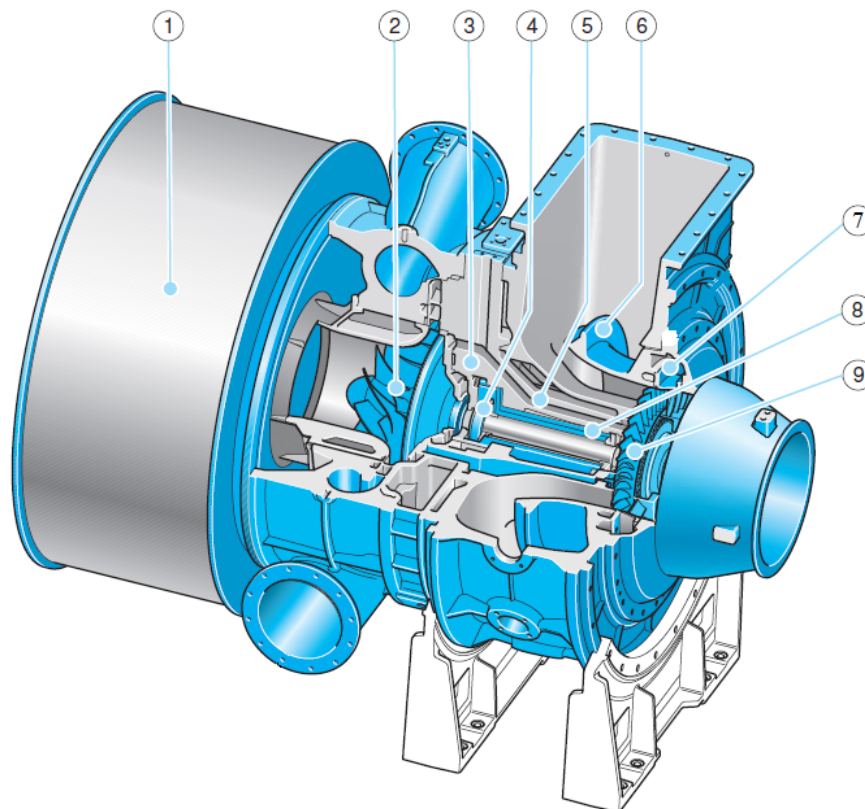


Рис. 4.2. Турбокомпресор типу ТСА88

1 – глушник; 2 – компресорне колесо; 3 – несучій корпус; 4 – опорно – упорний підшипник; 5 – ущільнююча повітряна система; 6 – верхня кришка випускного дифузору; 7 – кільце сопла; 8 – опорний підшипник; 9 – лопаті турбіни

4.3 Розрахунок проточної частини компресора

Розрахунок турбокомпресора виконуємо в табличній формі і приводимо як роздруківку готової програми.

4.3.1 Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одини- ці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата (Розхід)	G , кг/с	Згідно розрахунку	44,26
2	Ступінь підвищення тиску	P_k	Згідно розрахунку	3,356
3	Температура навколишнього середо- вища	T_0 , К	Приймається	300
4	Температура після глушника	T_a , К	$T_a = T_0$	300
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , Па	Приймається	1000000
6	Тиск після глушника	P_a , Па	$P_0 - \Delta P_a$	99000

7	Діаметр колеса на вході	$D_2, \text{ м}$		0,880
8	Діаметр маточини колеса	$D_0, \text{ м}$	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,238
9	Діаметр на виході з БЛД	$D_3, \text{ м}$	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	1,056
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	$D_4, \text{ м}$	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	1,320
11	Товщина лопаток на вході у колесо	$\delta_1, \text{ м}$	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	1,39
17	Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо)	η_2	0,83 ... 0,92	0,92
18	Політропний ККД на ділянці 2-3 (щілинний або без лопатний дифузор)	η_3	0,6 ... 0,8	0,80
19	Коефіцієнт тертя у без лопатному дифузорі (БЛД)	$\lambda_{БЛД}$	0,075 ... 0,01	0,01
20	Політропний ККД на ділянці 3-4 (лопатний дифузор)	η_4	0,7 ... 0,85	0,85
21	Коефіцієнт дискових витрат	α_{TB}	0,04 ... 0,08	0,04
22	Коефіцієнт витрат на ділянці 4-5 (завитка)	ζ_5	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступеня компресора	ζ_m	0,2 ... 0,35	0,25
24	Коефіцієнт розходу робочого колеса	φ_{2r}	0,16 ... 0,22	0,20
25	Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі	$k\alpha$	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	$I1+, \text{ град}$	1 ... 10	1,0
28	Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі	$\Delta\alpha, \text{ град}$	12 ... 18	12,0
29	Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД	$I3+, \text{ град}$	0 ... 5	1,0
30	Швидкість повітря перед фільтром	$c_a, \text{ м/с}$	Приймається	30,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	$\delta m, \text{ град}$	Приймається	2,0

4.3.2 Попереднє визначення колової швидкості U_2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт напору	$\bar{H}_k$	[Мошенцев]	1,5	1,5
2	Адiabатна робота стиску в компресорі	$L_{ad}, \text{Дж/кг}$	$1004,5T_0(\Pi_k^{0,286} - 1)$	$L_{ad} = 1004,5 \cdot 300(3,356^{0,286} - 1)$	124695,7
3	Колова швидкість на діаметрі D_2	$U_2, \text{м/с}$	$\sqrt{\frac{2L_{ad}}{\bar{H}_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 124695,786}{1,5}}$	407,750

4.3.3 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість перед колесом	$c_1, \text{м/с}$	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,25 \cdot 407,75$	101,938
2	Температура повітря перед колесом	$T_1, \text{К}$	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_{1,300} = \frac{101,938^2 - 30^2}{2010}$	295,278
3	Тиск перед колесом	$P_1, \text{Па}$	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{295,278}{300} \right)^{3,56}$	93557,5
4	Густина повітря перед колесом	$\rho_1, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{93557,509}{287,2 \cdot 295,278}$	1,104
5	Площа на вході у колесо	$f_1, \text{м}^2$	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{44,26}{11,104 \cdot 101,938}$	0,0393
6	Зовнішній діаметр колеса на вході	$D_n, \text{м}$	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0393 + 0,238^2}{3,14}}$	0,327
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	$D_1, \text{м}$	$\sqrt{\frac{D_n^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,327^2 + 0,238^2}{2}}$	0,286

4.3.4 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_K \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,286}{0,88} \right)^2 \right]}}$	0,895
2	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	β_{11} град	$\arctg\left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1}\right)$	$\arctg\left(\frac{101,938 \cdot 0,88}{407,750 \cdot 0,286}\right)$	37,6
3	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	β_{1n} град	$\beta_{11} + i_1$	33,765+1	38,6
4	Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_K}{\pi D_1 \sin \beta_{1n}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,286 \cdot 0,62}$	0,964
5	Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{101,938}{0,964}$	105,7
6	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі D_1	β'_{11} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{105,745}{407,750} \cdot \frac{0,88}{0,286}\right)$	38,589
7	Кут входу потоку на діаметрі D_n	β_{1n} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_n}\right)$	$\beta_{1n} = \arctg\left(\frac{105,745}{407,750} \cdot \frac{0,88}{0,327}\right)$	34,912
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі D_n	w'_n , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1n}}$	$w'_n = \frac{105,745}{\sin 34,912}$	184,7
9	Число λ_w на діаметрі D_n	λ_{nw}	$\frac{w'_n}{18,3 \sqrt{T_a}}$	$\lambda_{nw} = \frac{184,766}{18,3 \sqrt{300}}$	0,583

10	Температура повітря за колесом	$T_2, \text{К}$	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p}$ $\left[2(\mu + \alpha_{ms}) \right]$ $\left[-\mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \overline{C}_m^2 \right]$	$295,278 + \frac{407,75^2}{2010} \cdot$ $\left[2(0,895 + 0,04) - \right]$ $\left[-0,895^2 - 0,2^2 + 0,25^2 \right]$	385,5
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	$P_2, \text{Па}$	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$93557,509 \cdot \left(\frac{385,561}{295,278} \right)^{3,22}$	220878
13	Густина повітря	$\rho_2, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{220878,942}{287,2 \cdot 385,561}$	2,003
14	Проекція абсолютної швидкості c_2 на колову	$c_{2u}, \text{м/с}$	μU_2	$c_{2u} = 0,895 \cdot 407,75$	364,93
15	Меридіональна складова абсолютної швидкості	$c_{2r}, \text{м/с}$	$\varphi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,2 \cdot 407,75$	81,55
16	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	$c_2, \text{м/с}$	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{81,55^2 + 364,936^2}$	373,93
17	Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = \frac{373,937}{\sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 385,561}}$	0,95
18	Кут потоку на виході з колеса	$\alpha_2, \text{град}$	$\arctg \left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}} \right)$	$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{81,550}{364,936} \right)$	12,597
19	Ширина колеса на виході	$b_2, \text{м}$	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{44,26}{3,14 \cdot 2,003 \cdot 81,55 \cdot 0,88}$	0,098

4.3.5 Розрахунок та конструювання безлопатного дифузора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$C_3^{(1)}, \text{м/с}$	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$C_3^{(1)} = 373,937 \cdot \frac{0,88}{1,056}$	311,61

2	Температура повітря за БЛД	$T_3(1), \text{ К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(1) = \frac{385,561 + 373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	406,81
3	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} n_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
4	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,56
5	Тиск за БЛД	$P_3, \text{ Па}$	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 220878,942 \cdot \left(\frac{406,818}{385,561} \right)^{2,31}$	256496
6	Густина повітря за БЛД	$\rho_3, \text{ кг/м}^3$	$\frac{P_3}{287 T_3}$	$\rho_3 = \frac{256496,315}{287,2 \cdot 406,8181}$	2,197
7	Ширина БЛД на виході	$b_3, \text{ м}$	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,098 \cdot 0,77$	0,075
8	Кут виходу потоку з БЛД	$\alpha_3, \text{ град}$	$\arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,098 \cdot 2,003}{0,075 \cdot 2,197} \cdot \{ \operatorname{tg} 12,597 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 12,597} \cdot \frac{0,01}{0,075} (0,528 - 0,44) \times \left[1 + \frac{1,4 - 1}{1,56 - 1} \cdot \frac{0,95^2}{2} \right] \cdot 0,166 \right]$	15,712
9	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3(2), \text{ м/с}$	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3(2) = \frac{44,26}{3,14 \cdot 1,056 \cdot 0,075 \cdot 0,22 \cdot 2,197}$	299,14
10	Температура повітря за дифузором	$T_3(2), \text{ К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(2) = \frac{385,561 + 373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	410,6
11	Визначення числа Маха	M_{c3}	$M_{c3} = c_3 / \sqrt{k R T_3}$	$M_{c3} = \frac{299,140}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 410,608}}$	0,736

4.3.6 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3,л}$, град	$\alpha_{3,л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3,л} = 15,712 + 1$	16,712
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4,л}$, град	$\alpha_{3,л} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4,л} = 16,712 + 12$	28,712
3	Середній кут установки лопатки	α_{cp} , град	$(\alpha_{3,л} + \alpha_{4,л})/2$	$\alpha_{cp} = (16,712 + 28,712)/2$	22,712
4	Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4,л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 28,712}{1,05}$	27,22
5	Коефіцієнт захарашення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{л} \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3,л}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{20 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 1,056 \cdot \sin 16,712}$	0,869
6	Коефіцієнт захарашення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{л} \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4,л}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{20 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,32 \cdot \sin 28,712}$	0,975
7	Ширина дифузора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,075 + \frac{1,32 - 1,056}{2} \operatorname{tg} 2$	0,08
8	Дифузорність	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{1,32 \cdot 0,08 \cdot 0,975 \cdot 0,46}{1,056 \cdot 0,075 \cdot 0,27}$	2,306
9	Кут розкриття Еквівалентного дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3,л}}{D_3 z_{л}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,075 \cdot 0,869 \cdot 0,29}{1,056 \cdot 20}} \times \frac{\sqrt{2,306-1}}{\frac{1,32}{1,056} - 1} \right)$	10,746

4.3.7 Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
1	Комплекси показника політропи в ЛД	$k_{n_4}, k_{2_{n_4}}$	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1}$ $k_{2_{n_4}} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{14}{14 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{15 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2_{n_4}} = 2$
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}, \text{К}$	$T_4 = T_3$	$410,608 = 410,608$	410,6
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	$c_4, \text{м/с}$	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{k_{n_4}}}$	$c_4 = 299,14 \cdot \frac{0,075 \cdot 1,056 \cdot 0,27}{0,08 \cdot 1,32 \cdot 0,46} \cdot \left(\frac{410,608}{410,608} \right)^2$	132,79
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}, \text{К}$	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 410,608 + \frac{299,140^2 - 132,79^2}{2010}$	446,35
5	Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	$P_4 = 2,56 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{446,355}{410,608} \right)^{1,056}$	328801,506
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_{\pi}, \text{м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,\pi} - D_3 \cos \alpha_{3,\pi})}$	$\frac{1,32^2 - 1,056^2}{4(1,32 \cdot 0,88 - 1,056 \cdot 0,96)}$	1,072
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_{\eta}, \text{м}$	$\sqrt{R_{\pi}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\pi} \cos \alpha_{3,\pi}}$	$\sqrt{1,072^2 + 0,528^2 - 1,056 \cdot 1,072 \cdot 0,88}$	0,586
8	Швидкість повітря на виході з компресора	$c_5, \text{м/с}$	$c_1 A$	$c_5 = 151,848 \cdot 0,77$	78,49

9	ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$1 - \frac{0,2 \cdot 132,790^2}{132,790^2 - 78,492^2}$	0,693
10	Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,693$	2,426
11	Температура повітря за завиткою	$T_5, \text{ K}$	$T_5 = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010}$	$T_5 = \frac{132,790^2 - 78,492^2}{2010}$	452,06 3
12	Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{ Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$	$\Delta P_5 = 328801,506 \cdot \left(\frac{452,063}{446,355} \right)^{2,149}$	339095, 3
13	Адіабатний ККД компресора	η_{ad}	$\frac{T_0 \left[(P_5/P_0)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ad} = \frac{300[3,391 - 1]}{452,063 - 300}$	0,825
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{ кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot L_{ad}}{\eta_{ad} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{44,26 \cdot 124695,786}{0,825 \cdot 1000}$	6689,7 4

4.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора

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

Спроекований турбокомпресор маркується як ТСА88 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 ТСА88 складається з трьох корпусів – це корпус компресора (див. рис. 4.2), середній корпус та корпус турбіни.

Корпус компресора слугує для утворення його проточної частини, в тому числі передньої частини каналу колеса, для створення каналів безлопат-

кового 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.

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.

					ВКР.142.4221.02.04.ПЗ.	Лист
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вузли ущільнення.

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

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

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

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

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час якого виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесо. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього повітря та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса. Водночас з отриманням кінетичної енергії частки повітря розширюються та охолоджуються, що призводить до збільшення тиску на виході з колеса.

					ВКР.142.4221.02.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

тичної 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 щілинного дифузору. Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім може незначно розширюватися. Рух часок повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу - зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня. Інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або викличе його помпаж. Друге призначення - вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузору, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення. Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового. Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш крутій траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна. За звичай при проектуванні компресора не слід допускати значне перетворення енергії потоку у завитці через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на ви-

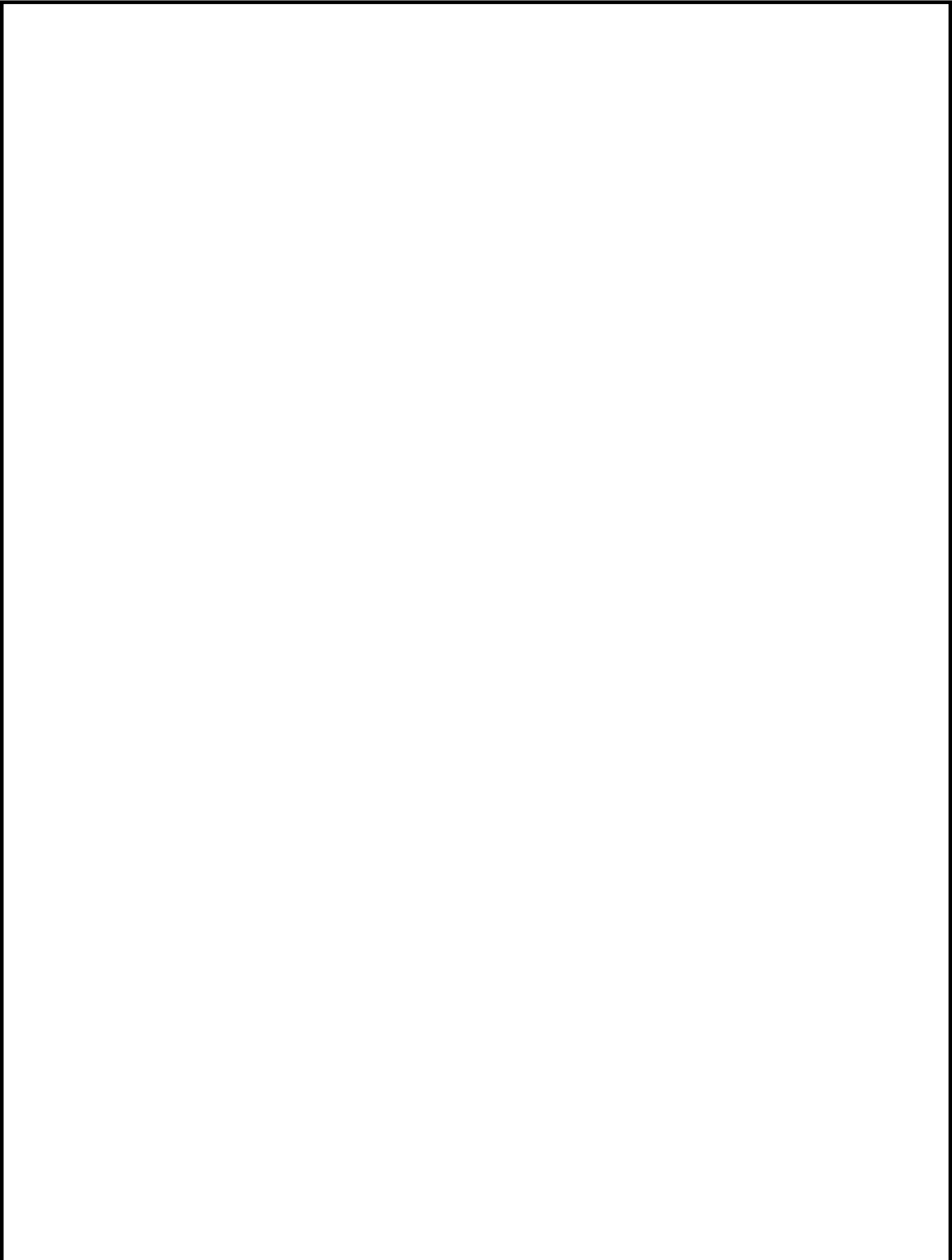
					ВКР.142.4221.02.04.ПЗ.	Лист
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ході 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

4.5 Висновок по розділу

В даному розділі були визначені основні характеристики та параметри компресора для наддуву двигуна типу 12ДКРН 108/266. За даними розрахунку був обраний турбокомпресор з відцентровою турбіною ТСА88, турбокомпресор забезпечує необхідну ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,356$ та витрату повітря $Q_k = 38,12 \text{ м}^3/\text{с}$. Передбачається, що чотири однакові турбокомпресора типу ТСА88 здатні будуть забезпечити двигун типу 12ДКРН 108/266 необхідною кількістю наддувного повітря на режимі номінальної потужності. В системі наддуву двигуна всі чотири турбокомпресора будуть встановлені паралельно один до одного по наддувному повітрю.

					ВКР.142.4221.02.04.ПЗ.	Лист
						64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.									
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 5 Розробка принципів схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів				Літ.		Арк.	Аркушів		
Розроб.		Данько О.І.									65	23		
Перевір.		Гогоренко О.А.							НУК					
Реценз.														
Н. Контр.														
Затверд.		Гогоренко О.А.												

РОЗДІЛ 5

Розробка принципів схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів

Система – це одна із найважливіших складових дизельної установки. Від її конструкції, технології виготовлення і якості монтажу залежить ефективність використання установки і безпеки роботи.

Системою ДВЗ називається сукупність трубопроводів, механізмів, апаратів, приладів, ємкостей, призначених для виконання визначених функцій по забезпеченню експлуатації ДВЗ.

5.1 Опис паливної системи та їх основних елементів

Паливна система призначена для прийому, зберігання, перекачування, очищення, підігріву й подачі палива до головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння й парогенераторам, а також для передачі його на борт або на інші судна. Більшість дизелів транспортних теплоходів на основних режимах плавання працюють на Важких сортах палива. При запуску ж, на перехідних режимах і перед зупинкою Використовують легкі (мало в'язкі) палива. Тому в складі СДУ необхідна наявність обох паливних систем важкого легені палива перша забезпечує також роботу допоміжного парогенератора а друга – роботу допоміжних двигунів.

Видаткові цистерни розташовують на верхніх площадках машинного відділення. Запас палива в цих цистернах повинен забезпечити роботу головних двигунів протягом 8 годин. Для важкого палива цистерна має змішувач для підігріву. Цистерна повинна також мати вентиляційну трубу, що виходить на палубу, трубу для переливу палива в одну із цистерн основного запасу на випадок переповнень й горловину для огляду й очищення.

Паливоперекачуючі насоси подають паливо у відстійні цистерни, звідки воно надходить до сепараторів, уключеним послідовно. Сепаратор працює як пурифікатор (із безперервним виділенням води) та як класифікатор. Очи-

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		66

щення від води й механічних домішок паливо надходить у видаткову цистерну. Паливопідкачуючий насос через фільтр приймає паливо із цистерни і нагнітає його через підігрівник і фільтр до ПНВТ.

Пуск двигуна й робота при маневруванні здійснюються на дизельному паливі або на мотор-ному паливі типу ДТ. Воно зберігається в цистерні. За допомогою роз'єднувальних клапанів можна переводити двигун на роботу на пусковому паливі.

При використанні високов'язких палив передбачається паровий підігрів палив у між донних цистернах до 35...50 °С. електрообігрівання перед сепараторами до 85 °С, у видаткових цистернах до 45...50 °С. Після видаткових цистерн у підігрівач паливо підігрівається до температури, при якій в'язкість його перед форсунками буде не вище 2,5 ВУ.

Надлишки палива від ПНВТ повертаються в цистерну. Повернення гарячого палива (80...85 °С) у спеціальну цистерну невеликого обсягу дозволяє підтримувати у видатковій цистерні (обсяг якої досягає 8...10 м³) порівняно невисоку температуру (40...50 °С) що сприяє зниженню температури в машинному відділенні.

5.2 Опис масляної системи та їх основних елементів

Масляна система забезпечує подачу масла до тертьових поверхонь для змащення їхнього тертя, відводу теплоти, що виділяється при терті, а також для очищення поверхні тертя від продуктів зношування, нагару й інших сторонніх часток. Оскільки масло часто використовується для гідроприводу і як охолодна рідина для відводу теплоти від інших деталей, наприклад від головки поршня, то поряд з першим "система змащення" широко використовується термін "масляна система". У першому випадку підкреслюється основна функція системи – змащення поверхонь, а в другому – від рідини без вказівки її призначення.

Масляна система містить у собі масляні фільтри, охолоджувачі масла, масляні цистерни, мастилопроводи. Масляні насоси служать для безпосеред-

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		67

ньої або періодичної подачі певної кількості масла в нагнітальний трубопровід, масляні фільтри – для очищення масла від сторонніх включень (нагару, відкладень металевих часток). В охолоджувачах масло віддає теплоту, відведену їм від гарячих поверхонь деталей двигуна.

Масло перебуває в циркуляційній цистерні, розташованій нижче двигуна. Один з насосів (другий – резервний) через прийомний фільтр приймає масло із цистерни, подає через фільтр грубого очищення, терморегулятор й охолоджувач масла у магістраль.

Частина масла після фільтра грубого очищення надходить у фільтр тонкого очищення і повертається в цистерну. Масло, що стікає з поверхонь тертя в картер, зливається по трубі у цистерну. Це масло що відробило, має підвищену температуру, насичене парами, повітрям і газами, містить багато піни. У цистерні воно відстоюється, пари конденсуються, повітря й гази виокремлюються і йдуть по вентиляційній трубі.

Фільтр тонкого очищення на багатьох двигунах установлюється в системі не паралельно фільтру грубого очищення, а послідовно. У такому випадку він називається повноцінним.

5.3 Опис системи охолодження та їх основних елементів

Система охолодження використовується для охолодження деталей, що нагріваються від згоряння палива й від тертя, для відводу теплоти від робочих рідин (масла, палива, води) і наддувочного повітря, охолоджувати деталі двигуна необхідно по різних причинах кришку циліндра – для зниження температури вогневого днища й температурних напруг до значень, що забезпечують збереження механічних властивостей і тривалу міцність деталі; втулку циліндра – для зниження температури дзеркала до значень, що забезпечують збереження масляної плівки, поршень – для зниження температурних напруг і забезпечення правильної роботи поршневих кілець; корпус турбіни турбокомпресора – для зменшення підігріву повітря в компресорі; випускний колектор або його кожух – для запобігання опіків обслуговуючого персоналу й

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68

зменшення виділення теплоти в машинному відділенні судна. Система охолодження складається з водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, терморегуляторів, трубопроводів. Водяні насоси забезпечують безперервний рух охолоджуючої води в системі.

Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуванних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бачок) служить для компенсації змін обсягу води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення втрат води в системі через виток й випар, а також видалення із системи повітря й водяних пар. В одно контурній системі охолодження насос заборотної води через фільтр й усмоктувальну трубу приймає забортну воду й подає її в нагнітальну магістраль, прокачуючи через маслоохолоджувач. Після проходження через двигун вода, що нагрілася, зливається за борт. У двоконтурній системі охолодження насос прісної води нагнітає воду у двигун через магістраль. Вихідна гаряча вода по трубопроводу направляється в охолоджувач прісної води повертається до насоса.

Таким чином, система прісної води виявляється замкнутою й вода в цій системі циркулює безупинно. До цього замкнутого кільця підключені труби, що виходять на розширювальний бачок, у ньому завжди повинна бути вода. Труба підключається до усмоктувального патрубку насоса й служить для заповнення витоків води й компенсації зміни обсягу води в замкнутому контурі (при пуску й прогріві двигуна вода нагрівається й частина її виходить у бачок, при остиганні води після зупинки двигуна її обсяг зменшується й частина води з бачка надходить у циркуляційний контур.

5.4 Опис системи пуску двигуна та їх основних елементів

Пускова система стисненого повітря складається з наступних пристроїв: балонів стисненого повітря, трубопроводів високого тиску, головного – пускового клапану, повітря розподільників, допоміжних компресорів і пускових клапанів робочих циліндрів. На рисунку зображена принципова схема системи стисненого повітря за допомогою компресорів з повітря зберігачем.

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

За правилами реєстра енергетична установка повинна обладнатися не менш ніж двома головними компресорами й аварійними (первинними) дизель – компресором з ручним пуском. Кожен компресор повинен мати таку продуктивність, при якій один з балонів головного двигуна заповнюється повітрям від тиску 0,5 МПа до робочого тиску 2,5...3,0 МПа не довше ніж протягом однієї години.

Ємність кожного повітря зберігача повинна бути достатньою для дванадцяти пусків реверсивного або шести пусків неревверсивного дизеля з головного стану, без додавання повітря. Енергетична установка обладнується двома повітря зберігачами для головних дизелів і двома балонами для допоміжних. Між компресором і балонами встановлюють вологовідділювач, що відокремлює не тільки воду, але й масло, що потрапило в повітря в циліндрах компресора.

Робота пускової системи полягає в наступному. З балона пускового повітря, повітря надходить через безповоротний клапан до головного пускового клапана (ЦПК), що розміщений на двигуні й управляє подачею повітря до двигуна. Його робота може керуватися або з місцевого поста керування або із центрального поста керування. Після відкриття ЦПК повітря одночасно надходить до повітророзподільника (ПР) (називається керуюче повітря) і до пускових клапанів (ПК) (називається силове повітря).

Повітророзподільник приводиться в рух від розподільного вала двигуна (або окремим електричним двигуном) й залежно від положення колінчатого вала подає керуюче повітря на той пусковий клапан циліндра, поршень якого перебуває в положенні такту «робочий хід». Керуюче повітря відкриває пусковий клапан циліндра й силове повітря діє на поршень, приводячи в обертання колінчатий вал. Не доходячи до половини ходу поршня подача пускового повітря в даний циліндр припиняється й починається подача в інший циліндр відповідно до порядку роботи циліндрів. Розподільник управляє подачею пускового повітря відповідно до порядку їхньої роботи, забезпечуючи необхідну швидкість обертання колінчатого вала. При досягненні пускових

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

обертів колінчатого вала подача пускового повітря припиняється й двигун переводиться в роботу на паливі.

4.5 Опис системи повітропостачання двигуна та їх основних елементів

В двигуні MAN B&W 12K108ME–C застосовується прямоточна клапана схема газообміну.

Характерним для прямоочної схеми газообміну є наявність прямого потоку повітря уздовж осі циліндра, переважно з пошаровим витісненням продуктів згоряння. Це обумовлює низькі значення коефіцієнта залишкових газів $\gamma_r = 0,05 - 0,08$.

У прямоочною схемою продувні вікна розташовані в нижній частині втулки рівномірно по всій окружності циліндра, що забезпечує великі прохідні перетини і малий опір вікон, а також рівномірний розподіл повітря по перетину циліндра. Випуск газів з циліндра відбувається через клапан в кришці, привід його здійснюється за допомогою механічної або гідравлічної передачі.

Фази відкриття і закриття клапана визначаються профілем кулачка розподільного вала, у двигунах з електронним управлінням в цілях їх оптимізації стосовно до конкретного режиму роботи двигуна фази газорозподілу можуть автоматично змінюватися.

Перехід малооборотних двигунів на наддув при постійному тиску позбавив їх можливості пуску і роботи на маневрах тільки з використанням ГТК. Для роботи 2-х тактного двигуна потрібний перепад тиску між ресівером і колектором відпрацьованих газів повинний бути не менше 100...120 мм вод.ст. В новому модельному ряду двигунів MAN B&W при певному зниженні оборотів турбокомпресор припиняє подачу повітря і обертаючись, пропускає через себе тільки повітря, що засмоктується двигуном. Тому є необхідність в обов'язковому використанні повітродувок.

Постачання свіжого повітря до камери згоряння двигуна здійснюється чотирма турбокомпресорами фірми MAN B&W моделі TCA88, які розміщені над патрубком, що поєднує їх з колектором відпрацьованих газів. Компресор

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

турбокомпресора забирає повітря з МКВ, через повітряний фільтр і стискає його. В результаті стиснення повітря нагрівається до 200 °С. Далі повітря надходить до охолоджувача надувного повітря, який розміщують за турбокомпресором.

При стисненні повітря у турбокомпресорі та подальшому його охолодженні утворюється водяний конденсат, який сепарується і відводиться від наддувочного повітря. Тим самим перешкоджається потрапляння вологи з наддувочним повітрям у ресивер, а також у камеру згоряння. У клапанній коробці розташовані неповоротні клапани, що відкриваються тиском надувочного повітря.

Переваги прямооточних схем: краще очищення циліндрів і менші втрати повітря на продувку; наявність керованого випуску, завдяки чому є можливість варіювання енергією газів; симетричний розподіл температур і теплових деформацій елементів ЦПГ.

5.6 Опис системи електронного керування двигуном

В двигунах моделі МЕ фірма відмовилася від розподільного вала з його приводом і ввела електронне управління: процесом паливоподачі, регулюванням числа обертів, замінивши механічний регулятор на електронний, процесами пуску і реверсування двигуна, вихлопним клапаном і змащенням циліндрів.

Управління впорскуванням палива і вихлопними клапанами здійснюється за допомогою гідравлічних сервоприводів. Масло, яке використовується в гідросистемі забирається з циркуляційної системи мастила, пропускається через фільтр тонкого очищення і насосами з приводом від двигуна або з електроприводом (при пуску) стискається до тиску в 200 бар. Далі стиснене масло надходить до мембранних акумуляторів і від них до гідропідсилювача тиску впорскування палива і насосів гідроприводу вихлопних клапанів. З мембранних акумуляторів мастило потрапляє до електронних пропорційних клапанів керування впорскуванням і відкриттям клапанів, які відкриваються

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

під дією сигналу, що надходить від електронних модулів, встановлених для надійності па кожному циліндрі. Гідропідсилювачі тиску уприскування представляють собою поршневі сервомотори, в яких поршень великого діаметру знаходиться під дією масла, яке досягає тиску 200 бар, а поршень малого діаметра (плунжер), який є продовженням поршня великого діаметру, при русі його вгору стискає паливо до тисків у 1000 бар (відношення площ поршня сервоприводу і плунжера дорівнює 5). Момент надходження масла під поршень сервомотора і початок стиснення палива, визначається надходженням керуючого імпульсу від електронного модуля. Коли тиск палива досягне тиску відкриття голки форсунки, відбудеться уприскування палива в циліндр. Закриття голки форсунки і припинення впорскування відбуваються при падінні тиску палива, яке визначається моментом закриття керуючого клапана і скиданням тиску масла в сервомоторамі.

Система уприскування і електронне управління дозволяють не тільки оптимізувати фази подачі палива, але і за необхідності забезпечувати більш високі тиску уприскування і міняти закон подачі. Для приведення в дію вихлопних клапанів, в сервомоторами стискається масло, яке надходить до гідроштовхача клапана. Закривається клапан при падінні тиску масла в сервомоторі по припиненню керуючого імпульсу від ЕБК. Програма ЕБК передбачає можливість змінювати фази відкриття і закриття клапанів залежно від режиму роботи двигуна. Так при переході двигуна на режими часткових навантажень фірма вдається до більш раннього закриття вихлопного клапана. Це сприяє тому, що стиснення в циліндрі починається раніше, дійсний ступінь стиснення зростає і відповідно збільшується тиск кінця стиснення.

Умови для самозаймання палива поліпшуються, і це забезпечує більш економічну і стійку роботу на малих ходах. На перехідних режимах, коли турбокомпресор не забезпечує необхідної кількості повітря для згоряння великих подач палива передбачається більш раннє відкриття вихлопного клапана, що дозволяє направити на газову турбіну газу з більш високою енергією і, тим самим, надати їй більше прискорення.

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

Електронне управління впорскуванням палива і роботою вихлопного клапана дає ряд переваг, які можуть бути об'єднані в наступні три групи:

– характеристики паливоподачі можуть бути оптимізовані стосовно до різних умов навантаження двигуна, в той час як в двигунах класичного виконання оптимізація гарантується лише для навантажень 90...100 % MCR;

– сталість максимального тиску згоряння в зоні високих навантажень може бути досягнуто комбінацією в підборі кута випередження упорскування палива й моменту закриття вихлопного клапана. Це дозволяє підтримувати сталість $p_{\text{макс}}$ в широкому діапазоні навантажень без перевантажень і роботи з мінімальними витратами палива в зоні малих навантажень.

– безперервний моніторинг робочого процесу в циліндрах забезпечує контроль за рівномірністю розподілу навантаження між циліндрами і рівнем максимального тиску згоряння в них. При необхідності система автоматично вносить коректування в процеси паливоподачі.

5.7 Визначення параметрів основних елементів систем

Розрахунок елементів паливної системи

Розрахунок ТНВД

Циклова об'ємна подача палива:

$$V_u = \frac{g_e \cdot N_e}{i \cdot 60 \cdot n \cdot z \cdot \gamma_m}$$

де $g_e = 0,171$ кг/кВт – питома ефективна витрата палива;

$N_e = 83400$ кВт – потужність двигуна;

$i = 12$ – кількість циліндрів;

$n = 94$ с⁻¹ – кількість обертів на хвилину;

$z = 1$ – коефіцієнт тактовності;

$\gamma_m = 0,85$ г/см³ – питома вага палива.

$$V_u = \frac{0,171 \cdot 83400}{12 \cdot 60 \cdot 94 \cdot 1 \cdot 0,85} = 0,248 \text{ м}^3 / \text{цикл}$$

Хід плунжера:

$$h_z = \frac{c_m \cdot \varphi_z}{6 \cdot n} \cdot 10^2$$

де $c_m = 1,5$ м/с – середня швидкість плунжера;

$\varphi_z = 40$ – геометрична тривалість впорскування;

$$h_z = \frac{1,5 \cdot 40}{6 \cdot 94} \cdot 10^2 = 10,638 \text{ см}$$

Діаметр плунжера:

$$d_n = \frac{h_z}{1,95}$$

$$d_n = \frac{10,638}{1,95} = 5,455 \text{ см}$$

Перевірка правильності розрахунку ходу і діаметру плунжера здійснюється шляхом порівняння циклової об'ємної подачі палива та об'єму, який відповідає ходу плунжера.

Об'єму, який відповідає ходу плунжера:

$$V_z = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot h_z$$

$$V_z = \frac{3,14 \cdot 5,455^2}{4} \cdot 10,638 \cdot 10^{-3} = 0,248 \text{ м}^3$$

Розрахунок виконано правильно так як об'єму, який відповідає ходу плунжера, дорівнює цикловій об'ємній подачі палива.

Розрахунок форсунки.

Час впорскування палива:

$$\tau = \frac{\varphi_\delta}{6 \cdot n}$$

де $\varphi_\delta = 40^\circ$ – тривалість подачі палива в циліндр.

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\tau = \frac{40}{6 \cdot 94} = 0,071 \text{ с}$$

Середня швидкість впорскування палива через соплові отвори:

$$v_m = \mu_c \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(P_\phi - P_u)}{\gamma_m}}$$

де $\gamma_m = 0,00085 \text{ кг/см}^3$ – питома вага палива.

$P_\phi = 100 \text{ МПа}$ – середній тиск палива;

$P_u = 13,26 \text{ МПа}$ – середній тиск газів в циліндрі;

$\mu_c = 0,9$ – коефіцієнт течії з соплових отворів.

$$v_m = 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(100 - 13,26)}{0,00085}} = 406,764 \text{ м / с}$$

Сумарна площа соплових отворів:

$$f_c = \frac{V_u}{v_m \cdot \tau}$$

$$f_c = \frac{0,248 \cdot 10^3}{406,764 \cdot 0,071} = 8,587 \text{ мм}^2$$

Діаметр соплового отвору:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot m \cdot e}}$$

де $m = 6 \dots 10$ – число соплових отворів;

$e = 3$ – кількість форсунок на один циліндр.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,587}{3,14 \cdot 5 \cdot 3}} = 0,854 \text{ мм}$$

Довжина соплового отвору:

$$l_c = (3 \dots 4) d_c$$

$$l_c = 0,854 \cdot 3,5 = 2,989 \text{ мм}$$

Розрахунок елементів системи мащення

Кількість теплоти, виділеної за рахунок тертя в двигуні:

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

$$Q_{mp} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{mp}$$

де $\eta_m = 0,85 \dots 0,95$ – механічний ККД двигуна;

$\alpha_{mp} = 0,4 \dots 0,45$ – доля теплоти тертя, сприймаюча маслом.

$$Q_{mp} = 3600 \cdot 83400 \cdot \left(\frac{1}{0,95} - 1 \right) \cdot 0,4 = 6320842,11 \text{ кДж / ч}$$

Проток масла для відводу Q_{mp} :

$$W_1 = \frac{Q_{mp}}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m}$$

де $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ – щільність мастила;

$c_m = 1,9 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність мастила;

$\Delta T_m = 5 \dots 8$ – різниця температур вхідного і вихідного мастила.

$$W_1 = \frac{6320842,11}{900 \cdot 1,9 \cdot 7} = 528,06 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Кількість теплоти, прийнятою маслом при охолодженні поршнів:

$$Q_{\Pi} = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p$$

де $\alpha_n = 0,025$ – доля теплоти, прийнятою маслом для охолодження поршнів;

$Q_n^p = 42700 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння палива.

$$Q_{\Pi} = 0,025 \cdot 0,171 \cdot 83400 \cdot 42700 = 15224044,5 \text{ кДж / ч}$$

Проток масла через поршні:

$$W_2 = \frac{Q_{\Pi}}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_n}$$

де $\Delta T_n = 15$ – перепад температури мастила.

$$W_2 = \frac{15224044,50}{900 \cdot 1,9 \cdot 15} = 593,53 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача головного циркуляційного насоса:

$$W_{\text{цн}} = K_v \cdot (W_1 + W_2)$$

де $K_v = 1,2$ – коефіцієнт запасу подачі.

$$W_{\text{цн}} = 1,2 \cdot (528,06 + 593,53) = 1345,91 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потужність яка споживається циркуляційним насосом:

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{цн}} \cdot H \cdot \rho_m}{\eta_n} \cdot 10^{-5}$$

де $H = 30 \dots 50$ м – напор насоса для МОД;

$\eta_n = 0,85$ – механічний ККД масляного насоса.

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{1345,91 \cdot 30 \cdot 900}{0,85} \cdot 10^{-5} = 116,29 \text{ кВт}$$

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубої очистки:

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{цн}}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{\text{жс}}}$$

де $K_{\text{жс}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перерізу;

$v_m = 0,03$ – м/с допустима швидкість мастила.

$$F_{\text{фго}} = \frac{1345,91}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,25} = 49,85 \text{ м}^2$$

Температурний напір:

$$\Delta t = \left(\frac{t_1^m + t_2^m}{2} \right) - \left(\frac{t_1^3 + t_2^3}{2} \right)$$

де $t_1^m = 67^\circ\text{C}$ – температура мастила на вході в охолоджувач;

$t_2^m = 60^\circ\text{C}$ – температура мастила на виході в охолоджувач;

$t_1^3 = 32^\circ\text{C}$ – температура води на вході в охолоджувач;

$t_2^3 = 32^\circ\text{C}$ – температура води на виході в охолоджувач;

$$\Delta t = \left(\frac{67 + 60}{2} \right) - \left(\frac{32 + 40}{2} \right) = 27,5^\circ\text{C}$$

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
						78
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Площа теплопередачі поверхні масло охолоджувача:

$$F_m = \frac{Q_{mp} + Q_n}{\kappa \cdot \Delta t} \cdot K_3$$

де $\kappa = 800 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі;

$K_3 = 1,05 \dots 1,1$ – коефіцієнт забруднення холодильника.

$$F_m = \frac{6320842,11 + 15224044,50}{800 \cdot 27,5} \cdot 1,1 = 1077,24 \text{ м}^2$$

Місткість цистерн циркуляційної системи мащення:

$$V_{цм} = \frac{W_{цн}}{z_{ц}} \cdot K_v$$

де $z_{ц} = 12$ – частота циркуляції масла в системі;

$K_v = 1,4 \dots 1,7$ – коефіцієнт, враховуючий збільшення об'єму мастила при нагріванні.

$$V_{цм} = \frac{1345,91}{12} \cdot 1,5 = 168,24 \text{ м}^3$$

Кількість масла в стічно-циркуляційній цистерні:

$$V'_{цц} = \frac{W_{цн}}{z_{ц}}$$

$$V'_{цц} = \frac{1345,91}{12} = 112,16 \text{ м}^3$$

Сумарна пропускна здатність сепараторів:

$$W_{мс} = \frac{V'_{цц}}{\tau_c} \cdot K$$

де $\tau_c = 16 \dots 20 \text{ ч}$ – час роботи сепаратора на добу;

$K = 1,5 \dots 3,0$ – рекомендована частота сепарації масла.

$$W_{мс} = \frac{112,16}{18} \cdot 2,5 = 15,58 \text{ м}^3$$

Площа теплопередачі поверхні підігрівача мастила перед сепаратором:

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		79

$$F_{mc} = \frac{W_{mc} \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot (t_{2c} - t_{1c})}{n_c \cdot K \cdot \Delta t_c} \cdot K_3$$

де $t_{2c} = 90^\circ\text{C}$ – температура масла після підігрівача;

$t_{1c} = 67^\circ\text{C}$ – температура масла в сточно–циркуляційній цистерні;

$n_c = 1$ – кількість одночасно працюючих сепараторів;

$K_3 = 1,15 \dots 1,20$ – коефіцієнт враховуючий забруднення поверхні підігрівача;

$\Delta t_c = 81,5^\circ\text{C}$ – температурний напір.

$$F_{mc} = \frac{15,58 \cdot 900 \cdot 1,9 \cdot (90 - 67)}{1 \cdot 500 \cdot 81,5} \cdot 1,1 = 16,54 \text{ м}^2$$

Розрахунок елементів системи охолодження

Контур прісної води.

Кількість теплоти, відведеної прісною водою від циліндрів головного двигуна:

$$Q_u = \alpha_{wl} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p$$

де: $\alpha_{wl} = 0,07$ – доля теплоти відведеної в воду від робочих циліндрів;

$$Q_u = 0,07 \cdot 0,171 \cdot 83400 \cdot 42700 = 42627324,6 \text{ Дж / ч}$$

Кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів:

$$W_u = \frac{Q_u}{\rho_n \cdot c_n \cdot \Delta t_u}$$

де $\rho_n = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина прісної води;

$c_n = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність прісної води;

$\Delta t_u = 8 \dots 10^\circ\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів.

$$W_u = \frac{42627324,6}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 1017,36 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача головного циркуляційного насоса прісної води:

$$W_{PB} = W_u \cdot K_n$$

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де $\kappa_n = 1,1 \dots 1,15$ – коефіцієнт запасу подачі насоса.

$$W_{PB} = 1017,36 \cdot 1,12 = 1139,44 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Площа тепло передаючої поверхні водо–водяного холодильника:

$$F_{\epsilon} = \frac{Q_{\epsilon}}{\kappa_{\epsilon} \cdot \Delta t_{cp}}$$

де $\kappa_{\epsilon} = 5000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ – теплоємність охолоджуючої рідини;

$\Delta t_{cp} = 44^{\circ}\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів.

$$F_{\epsilon} = \frac{42627324,6}{5000 \cdot 44} = 193,76 \text{ м}^2$$

Місткість розширювальної цистерни в контурі прісної води:

$$V_{pc} = 2 \cdot V_{\epsilon} \cdot \beta_t \cdot \Delta t$$

де $V_{\epsilon} = 41700 \text{ м}^3$ – об'єм прісної води в системі;

$\beta_t = 0,00043$ – коефіцієнт температурного розширення води;

$\Delta t = 50 \dots 70^{\circ}\text{C}$ – приріст температур при роботі двигуна.

$$V_{pc} = 2 \cdot 41700 \cdot 0,00043 \cdot 50 = 1793,1 \text{ м}^3$$

Потужність, яка споживається насосом прісної води:

$$N_n = 0,272 \cdot \frac{W_n \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_{nac}} \cdot 10^{-5}$$

де $\eta_{nac} = 0,7 \dots 0,8$ – механічний ККД насоса;

$H = 30 \dots 40 \text{ м}$ – напір утворювальний насосом.

$$N_n = 0,272 \cdot \frac{1139,44 \cdot 30 \cdot 1000}{0,75} \cdot 10^{-5} = 123,97 \text{ кВт}$$

Контур заборної води.

Витрата повітря головним двигуном за годину:

$$G_{\epsilon} = 14,3 \cdot g_{\epsilon} \cdot N_{\epsilon} \cdot \alpha_{\Sigma}$$

де $\alpha_{\Sigma} = 3,125$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря.

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_u = 14,3 \cdot 0,171 \cdot 83400 \cdot 3,125 = 637306,31 \text{ кг / ч}$$

Кількість теплоти, відведеної забортною водою в охолоджувачі надувного повітря:

$$Q_{нв} = G_u \cdot c_p \cdot \Delta t_{нв}$$

де $c_p = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – середня масова ізобарна теплоємність повітря;

$\Delta t_{нв} = 150 \dots 200 \text{ }^\circ\text{C}$ – перепад температур повітря в холодильнику.

$$Q_{нв} = 637306,31 \cdot 1 \cdot 150 = 95595946,5 \text{ кДж / ч}$$

Кількість заборотної води, необхідної для охолодження надувного повітря ГД:

$$W_{нв} = \frac{Q_{нв}}{\rho_3 \cdot c_3 \cdot \Delta t_3}$$

де $\rho_3 = 1025 \text{ кг/м}^3$ – густина заборотної води;

$c_3 = 4,4 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність заборотної води;

$\Delta t_3 = 5 \dots 8^\circ\text{C}$ – перепад температур заборотної води.

$$W_{нв} = \frac{95595946,5}{1025 \cdot 4,4 \cdot 8} = 2649,56 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Розхід заборотної води на водо–масляний холодильник ГД:

$$W_m = \frac{Q_{mp} + Q_n}{\rho_3 \cdot c_3 \cdot \Delta t_3}$$

де $\rho_3 = 1025 \text{ кг/м}^3$ – густина заборотної води;

$c_3 = 4,4 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність заборотної води;

$\Delta t_3 = 5 \dots 8^\circ\text{C}$ – перепад температур заборотної води.

$$W_m = \frac{6320842,11 + 15224044,5}{1025 \cdot 4,4 \cdot 8} = 597,14 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Кількість заборотної води, необхідної для охолодження контуру прісної води:

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$W_6 = \frac{Q_4}{\rho_3 \cdot c_3 \cdot \Delta t_3}$$

де $\rho_3 = 1025$ кг/м³ – густина заборотної води;

$c_3 = 4,4$ кДж/(кг·К) – теплоємність заборотної води;

$\Delta t_3 = 5 \dots 8^\circ\text{C}$ – перепад температур заборотної води.

$$W_6 = \frac{42627324,6}{1025 \cdot 4,4 \cdot 9} = 1050,19 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача насосів заборотної води:

$$W_{36} = \kappa_{3an} \cdot (W_{нв} + W_{м})$$

де $\kappa_{3an} = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу подачі насоса.

$$W_{36} = 1,2 \cdot (2649,56 + 597,14) = 3896,04 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Площа поверхні фільтру заборотної води:

$$f_6 = \frac{W_{36}}{3600 \cdot v_3 \cdot \kappa_{жс}}$$

де $v_3 = 0,15 \dots 0,3$ – допустима швидкість води в фільтрі;

$\kappa_{жс} = 0,3$ – коефіцієнт живого перетину фільтра.

$$f_6 = \frac{3896,04}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,3} = 18,04 \text{ м}^2$$

Розрахунок елементів пускової системи.

Необхідний запас пускового повітря для ГД:

$$V = [v_x + (z_n - 1) \cdot v_z] \cdot i \cdot \sum V_s \cdot 10^{-3}$$

де $v_x = 6$ л – розхід повітря на пуск холодного двигуна;

$v_z = 2$ л – розхід повітря на пуск та реверс прогрітого двигуна;

$\sum V = 29232$ л – сумарний робочий об'єм всіх циліндрів двигуна;

$i = 1$ – число двигунів;

$z_n = 12$ – число пусків двигуна.

					ВКР.142.4221.02.05.ПЗ.	Лист
						83
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$V = [6 + (12 - 1) \cdot 2] \cdot 1 \cdot 29232 \cdot 10^{-3} = 818,5 \text{ м}^3$$

Загальна місткість пускових балонів:

$$\Sigma V_{\delta} = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{min}}$$

де $p_p = 30$ МПа – робочий тиск в балонах;

$p_{min} = 1$ МПа – мінімальний пусковий тиск в балонах;

$p_0 = 0,101$ МПа – атмосферний тиск.

$$\Sigma V_{\delta} = \frac{818,5 \cdot 0,101}{3 - 1} = 41,33 \text{ м}^3$$

Сумарна подача повітря компресорами:

$$W_{\kappa} = \frac{\Sigma V_{\delta} \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_0}$$

де $\tau = 1$ ч – час роботі компресорів;

$$W_{\kappa} = \frac{41,33 \cdot (3 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 1186,29 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потужність споживаємо багатоступеневим компресором:

$$N_{\kappa} = 0,278 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_{\kappa} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + T'_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\}$$

де $\varphi = 1,1$ – коефіцієнт враховуючий гідравлічні втрати між ступенями;

$\eta_m = 0,8$ – механічний ККД компресора;

$n = 1,3$ – середній показник політропи стиснення в ступені;

$T_0 = 293$ – температура навколишнього повітря;

$T'_1 = 324\text{К}$ – температура повітря після охолоджувача першого ступеня;

$\frac{p_1}{p_0} = 0,545$ – ступіть підвищення тиску в першому ступені;

$\frac{P_2}{P_1} = 0,545$ – ступіть підвищення тиску в другому ступені;

$$N_{\kappa} = 0,278 \cdot \frac{1,1}{0,8} \cdot 593,145 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot \frac{0,101}{293} \cdot \left\{ 293 \left[\left(\frac{0,545}{0,101} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] + 324 \cdot \left[\left(\frac{3}{0,545} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] \right\} = 99,71 \text{ кВт}$$

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від охолоджувачів пускового повітря:

$$Q_{\kappa\phi} = W_{\kappa} \cdot c_p \cdot \rho_{\phi} \cdot \Sigma \Delta t_i$$

де $c_p = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність повітря;

$\rho_{\phi} = 0,016 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря;

$\Sigma \Delta t_i = 200 \text{ К}$ – сумарне зниження температури повітря в охолоджувачах.

$$Q_{\kappa\phi} = 1186,29 \cdot 1 \cdot 0,016 \cdot 200 = 3796,13 \text{ кДж / ч}$$

Кількість теплоті, відведеної забортною водою від масла компресорів:

$$Q_{\kappa\mu} = 3600 \cdot N_{\kappa} \cdot (1 - \eta_{\mu})$$

$$Q_{\kappa\mu} = 3600 \cdot 199,42 \cdot (1 - 0,2) = 574329,6 \text{ кДж / ч}$$

Загальна кількість теплоті, відведено забортною водою:

$$Q_{\kappa} = Q_{\kappa\phi} + Q_{\kappa\mu}$$

$$Q_{\kappa} = 3796,13 + 574329,6 = 578125,73 \text{ кДж / ч}$$

Розрахунок елементів газоходу

Діаметр газохідної труби ГД:

$$d_z = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot T_e}{p_z \cdot v_z}}$$

де $\alpha_{\Sigma} = 3,125$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$L'_0 = 14,3$ кг – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння одного кг палива;

$T_z = 518$ К – температура випускних газів на даній ділянці;

$P_z = 0,103$ МПа – тиск в газоході;

$v_z = 35$ м/с – швидкість газу в газоході.

$$d_z = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,171 \cdot 83400 \cdot (3,125 \cdot 14,3 + 1) \cdot 518}{0,103 \cdot 35}} = 3,08 \text{ м}$$

Визначення температурних подовжень трубопроводів системи газовідводу і розрахунки їх ізоляції.

При проектуванні випускних трубопроводів необхідно враховувати їх подовження у зв'язку з високими температурами випускних газів і застосовувати компенсатори. В табл. 5.1 приведені подовження трубопроводів.

Таблиця 5.1. Подовження на 1 м довжини трубопроводу при підвищенні температури на $\Delta t^\circ\text{C}$, мм.

$\Delta t^\circ\text{C}$	100	200	300	400	500
Подовження сталюї труби, мм	1,17	2,45	3,83	5,31	6,91

Відносне подовження:

$$\varepsilon = \alpha \cdot \Delta t$$

де $\alpha = 11,3 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ – коефіцієнт теплового розширення.

$$\varepsilon = 11,3 \cdot 10^{-6} \cdot 3 = 0,00276 \text{ K}^{-1} \cdot \text{мм}$$

Напруга стиснення що виникає у трубі при компенсації теплового подовження:

$$\zeta_t = \varepsilon \cdot E$$

де $E = 2039000 \text{ кгс/см}^2$ – модуль пружності матеріалу.

$$\zeta_t = 0,00276 \cdot 2039000 = 5644,97 \text{ Па}$$

Використовуючи спільно вирази для теплопередачі від теплоносія до навколишнього повітря і для тепловіддачі від зовнішньої стінки ізоляції до навколишнього повітря, можна отримати розрахункову залежність для визначення необхідного шару ізоляції:

$$\alpha_2 \cdot d_{из} \cdot (t_H - t_2) = \frac{(t_1 - t_2)}{\left[0,5 \cdot \lambda_{из}^{-1} \cdot \ln(d_{из} / d_H) + (\alpha_2 \cdot d_{из})^{-1} \right]}$$

де $\alpha_2 = 11,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні в атмосферу;

$d_H = 3,08 \text{ м}$ – зовнішній діаметр труби;

$\lambda_{из} = 0,086 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності совеліту в ізоляції;

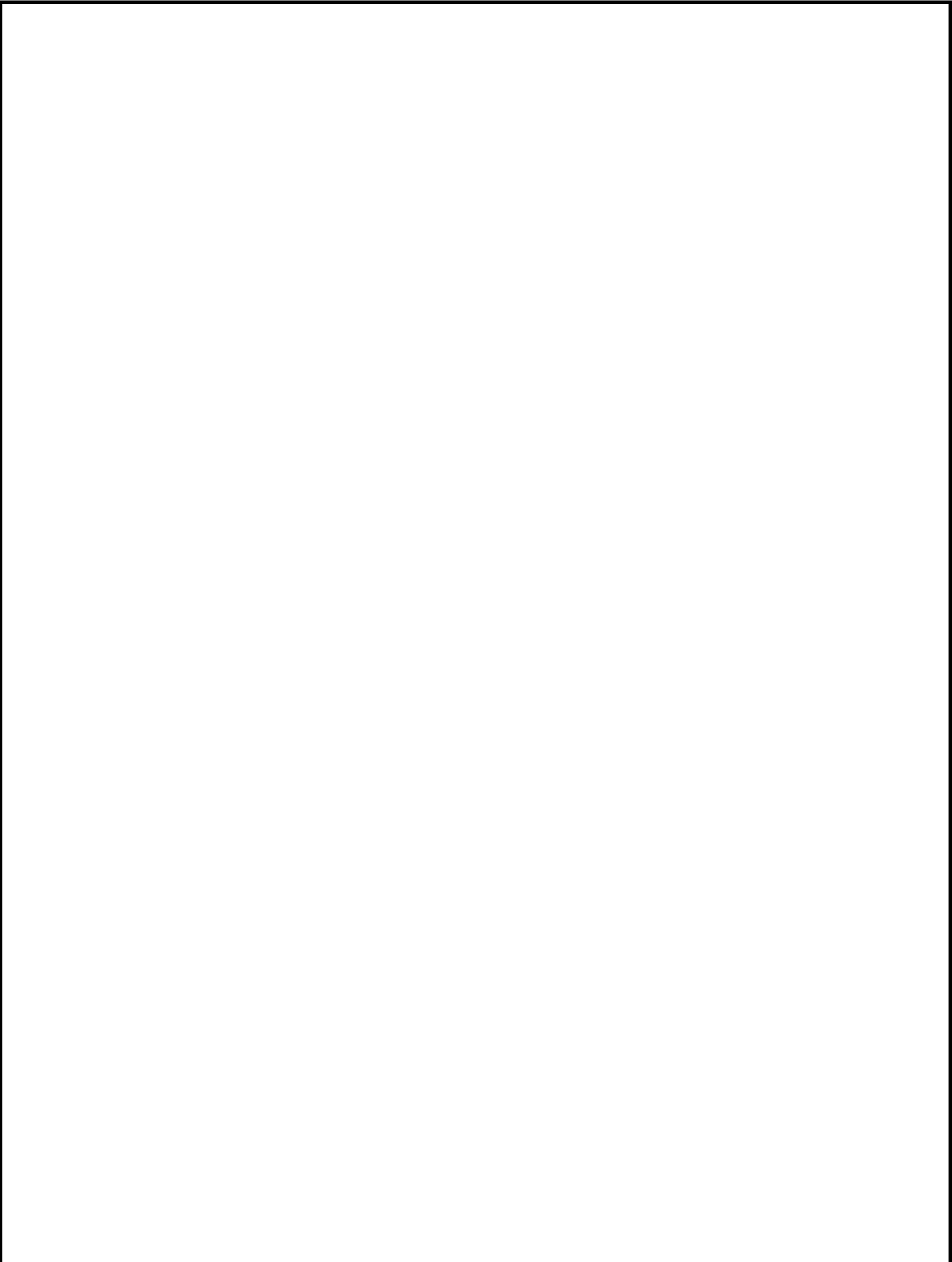
$t_H = 55 \cdot \text{°C}$ – температура на поверхні ізоляції;

$t_1 = 245 \cdot \text{°C}$ – температура вихлопних газів на даній ділянці;

$t_2 = 35 \cdot \text{°C}$ – температура навколишнього повітря.

Методом численних ітерацій було визначено значення зовнішнього діаметру ізоляції $d_{из} = 3,218 \text{ м}$, яке задовольняє нерівність:

$$11,6 \cdot 3,218 \cdot (55 - 35) = \frac{(245 - 35)}{\left[0,5 \cdot 0,086^{-1} \cdot \ln(3,218 / 3,08) + (11,6 \cdot 3,218)^{-1} \right]}$$



					ВКР.142.4221.02.06.ПЗ.			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 6 Організація охорони праці			
Розроб.		Данько О.І.						
Перевір.		Гогоренко О.А.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Гогоренко О.А.						
					Літ.	Арк.	Аркушів	
							88	17
					НУК			

РОЗДІЛ 6

Охорона охорони праці

Визначення праці як доцільної діяльності людини, спрямованої на створення благ, необхідних для існування як окремого індивідуума, так і суспільства загалом, саме собою знеможлиблює наявність небезпечних та шкідливих умов під час професійної діяльності. З погляду безпеки праці, доцільною діяльністю людини можна вважати тільки таку сукупність дій, яку реалізують в умовах, безпечних для життя людини.

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності працівників під час трудової діяльності.

Об'єктом охорони праці є здоров'я і працездатність людини, а предметом - засоби і

заходи, спрямовані на їхнє збереження.

Правові заходи охоплюють законодавчі акти загального та спеціального призначення.

До загальних законодавчих актів з питань охорони праці належать:

- Конституція України;
- Кодекс законів про працю;
- Закон України «Про загальнообов'язкове державне соціальне страхування від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання, які спричинили втрату працездатності»;
- Закон України «Про охорону праці» тощо.

Дія загальних законодавчих актів поширюється на всі об'єкти господарювання незалежно від форм власності та видів їхньої діяльності.

Державну політику в галузі охорони праці проводять, використовуючи такі головні принципи:

					ВКР.142.4221.02.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		89

- пріоритет життя і здоров'я працівників над результатами виробничої діяльності об'єкта господарювання;
- повну відповідальність власника (роботодавця) за створення безпечних та нешкідливих умов праці;
- соціальний захист працівників, що потерпіли від нещасних випадків на виробництві;
- встановлення єдиних нормативів з охорони праці для всіх об'єктів господарювання незалежно від форм власності та видів їхньої діяльності;
- використання економічних методів управління охороною праці;
- проведення навчання, професійної підготовки та підвищення кваліфікації працівників з питань охорони праці;
- комплексне розв'язання завдань охорони праці та координації діяльності державних органів влади, об'єктів господарювання та об'єднань громадян у вирішенні питань охорони праці;
- міжнародне співробітництво в галузі охорони праці.

Відповідальність за порушення законодавчих та інших нормативних актів з питань охорони праці відповідно до Закону України «Про охорону праці» буває дисциплінарна, адміністративна, матеріальна та кримінальна (рис. 6.1).



Рис. 6.1. Відповідальність за порушення вимог законодавчо-нормативних документів з охорони праці

Дисциплінарна відповідальність полягає у накладанні дисциплінарних стягнень: догана, звільнення з роботи. Право накладати дисциплінарні стягнення на працівників має орган, який приймає на роботу цього працівника. Дисциплінарне стягнення може бути накладене за ініціативою органів, що здійснюють державний і громадський контроль за охороною праці. За кожне порушення може бути застосоване лише одне дисциплінарне стягнення.

Адміністративну відповідальність накладають на посадових осіб, винних у порушенні законодавства про охорону праці, у вигляді штрафу. Право накладати адміністративні стягнення мають службові особи спеціально уповноваженого державного органу нагляду за охороною праці – Держгірпромнагляду, а також представники інших державних наглядових органів. Адміністративній відповідальності підлягають особи, які на момент вчинення адміністративного правопорушення досягли шістнадцятирічного віку.

Матеріальна відповідальність охоплює відповідальність як працівника, так і власника об'єкта господарювання. Працівники несуть матеріальну відповідальність за шкоду, заподіяну об'єкту господарювання через порушення ними покладених на них обов'язків, в тому числі і порушення правил безпеки праці. Матеріальну відповідальність встановлюють лише за пряму дійсну шкоду і за умови, що така шкода заподіяна об'єкту господарювання протиправними діями (бездіяльністю) працівника. Цю відповідальність, зазвичай, обмежують певною частиною заробітку працівника і вона не може перевищувати повного розміру заподіяної шкоди. Матеріальна відповідальність може бути накладена незалежно від притягнення працівника до інших видів відповідальності.

Кримінальна відповідальність настає, якщо порушення вимог законодавства та інших нормативних актів про охорону праці створило небезпеку для життя або здоров'я громадян.

Суб'єктом кримінальної відповідальності з питань охорони праці може бути будь-яка службова особа об'єкта господарювання незалежно від форм власності, а також громадянин – власник об'єкта господарювання чи уповно-

					ВКР.142.4221.02.06.ПЗ.	Лист
						91
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

важена ним особа. Кримінальну відповідальність визначають у судовому порядку.

6.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в машинно-му відділенні

Виконано аналіз за класифікацією небезпечних та шкідливих виробничих факторів, котрі здатні негативно вплинути на здатність виконувати свої обов'язки та здоров'я працівника. Інформацію занесено до табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Групи небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів	Наявність факторів
1. Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - шум, - вібрація, - підвищене виділення тепла,	+ + +
- підвищена вологість, - наявність електромагнітних полів, - наявність електростатичних полів, - небезпека вибуху, - небезпека ураження електрострумом, - підвищена загазованість, - відкрито рухаються й обертаються частини машин.	+ + + + + + +
2. Хімічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - токсичні речовини: пари ртуті, свинцю і сполук та ін., - подразнюючі речовини: пральні засоби, кислоти, гази та ін., - канцерогенні речовини: сполуки алюмінію, бензин та ін.	- + +
3. Біологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - мікроби, віруси, бактерії, - комахи, - гриби, найпростіші, - інші мікроорганізми.	+ + + +
4. Психофізіологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - малорухомість роботи, - фізична втома, - нервова напруга, - напруга аналізаторів (зорового-слухового-тактильного), - напруга рук, ніг, спини.	- + + + +

Розглянемо потенційно найнебезпечніші шкідливих факторів в машинному відділенні (МВ) проєктованого судна: машини, що рухаються, і механізми з незахищеними рухливими елементами устаткування; установки, що працюють під тиском; всі види електроустаткування; шкідливі речовини (маєла, палива та ін.); шум і вібрація; теплове випромінювання; невідповідне освітлення; пожежонебезпека.

Машини, механізми, розташовані в МВ, що рухаються частини яких викликають підвищену небезпеку для обслуговуючого їх персоналу, повинні бути надійно обгороджені. Тому, на судні передбачене огороження всіх елементів, що рухаються, кожухами, поручнями, стійками.

Усі площадки, люки, трапи мають огороження висотою не менш 1100 мм з особливо відбійними бортами. Механізми та устаткування необхідно кріпити на міцних і твердих фундаментах.

На судні передбачено п'ять виходів з МВ, по два з яких розташовані на різних бортах судна, на максимально можливій відстані один від другого, а п'ятий - це аварійний вихід через шахту валопроводу. Ширина проходів повинна бути не меншою за 600 мм. Виходи з МВ зрошувані. Настили у МВ викладені з рифленого матеріалу, а конструкція ґрат забезпечує можливість проходження повітря для вентиляції. Забезпечена гладкість і плавність зовнішніх контурів устаткування. Застосовані устрої, що блокують, закривають доступ у небезпечні зони, а також, сигналізація небезпечних ситуацій [14].

На сучасних суднах використовується стиснене повітря, водяна пара, що знаходиться в ємностях (балонах) і трубопроводах під тиском. Аварії ємностей, що знаходяться під тиском, можуть викликати серйозні руйнування. Причинами аварії можуть бути: відсутність чи несправність запобіжних клапанів редукторів, дефекти при виготовленні, монтаж і ремонт ємностей, зноси стінок ємностей.

Згідно Правил Морського Регістра, ємності, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам:

					ВКР.142.4221.02.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		93

- корпуса ємностей повинні мати надійні лапи для кріплення їх до фундаменту;
- кожна ємність повинна мати пристрій продування;
- отвори для люків повинні розташовуватися поза зварними швами;
- зварні шви ємностей повинні бути тільки стиковими;
- міцність фланців, болтів, стінок, зварних швів, повинна бути підтверджена розрахунком;
- падіння тиску при іспиті на міцність не повинне перевищувати 0,3...0,5 % у плинні на міцність сталевих балонів – складає:

$$P_{\text{ісп}} = 1,5P, \text{ при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ісп}} = 1,25P \text{ при } P \geq 0,5 \text{ МПа};$$

Балони, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, де виключається скупчення людей. Перед експлуатацією балону, він повинний бути технічно оглянутий інспектором Морського Регістра судноплавства [14].

На проектованому судні застосований перемінний струм з параметрами: напруга 400 В, частотою 50 Гц. З метою забезпечення безпеки роботи екіпажу, передбачені наступні вимоги ПВЕ:

- площа перетину провідника, що заземляє, повинна бути не менше площі перетину кабелю живлення, але і не менше 15 мм, в електричних схемах напругою до 400В і потужністю судової електростанції – 500 кВт;
- провідник, що заземлює, повинний мати опір не більш 40 Ом, в установках з напругою до 1000 В і опором провідників 0,5 Ом;
- опір ізоляції обмотки електронних трансформаторів щодо корпуса, при потужності машин до 100 кВт, напрузі – до 500 В і температурі устаткування, близької до робочого, не повинен бути нижче 0,7 МОм;
- контроль індивідуальних засобів захисту від ураження електричним струмом і заземлення, проводиться щорічно, а контроль опору ізоляції - щомісячно. Крім того, на судні застосовуються захисні вимикачі, що за 0,1...0,2 секунди забезпечують автоматичне відключення, у випадку дотику людини до частин під напругою.

Умови забезпечення електробезпеки на суднах суворо регламентується. Номінальна напруга ланцюгів обмежена: 120 В для постійного струму і 380 В для змінного. Для освітлення приладів внутрішнього зв'язку та сигналізації передбачається напруга 220 В, щодо переносних електроінструментів, то тут увага приділяється заземленню. Заземлення на судах в електроустановках до 1000 В, виконуються багатодротовим кабелем, перетином не менше 4 мм. Опір розтіканню у захисному устрої, що заземлює, повинен бути не більш ніж 4 Ом.

Регламентовані також, показники опору ізоляції:

- для фідерів живлення силових установок – 1 МОм;
- для фідерів живлення освітлювальних установок – 15 МОм;
- для обмоток електромашин та трансформаторів – 5 МОм;
- для пуско-регульованих пристроїв – 5 МОм.

Вказані справедливі для електроустановок з напругою до 1000 В.

В цілях електробезпеки, один раз за півріччя, на судах виконується перевірка опору ізоляції і заземлення.

На суднах передбачаються діелектричні покриття, гумові килимки та доріжки.

Передбачаються також засоби індивідуального захисту, гумові рукавички, інструмент з ізольованими ручками [22].

Пожежі в МВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ГСМ, несправностях газоходу, скупченні палива та масла під настилом, несправностях електроустаткування. Конструктивне рішення захисту від пожежі – застосування вогнестійких матеріалів і розподіл судна на протипожежні зони, наявність наступних систем і засобів пожежогасіння: об'ємно-хімічного і повітряно-пінного гасіння [21].

Технічні заходи щодо пожежної безпеки:

- установка сигналізації виявлення й оповіщення при пожежі;
- передбачені два аварійних виходи з МВ ;

					ВКР.142.4221.02.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		95

– цистерни палива і масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками і поплавковими камерами.

Виходи повітряних труб розташовані в місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів, та їх парів. У МВ по обох бортах встановлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10 м [21].

У результаті роботи ГД і ДГ, котлоагрегатів, механізмів обслуговування СЕУ, виділяються шкідливі і токсичні речовини: окис вуглецю, бензол, водень та інше. Ступінь дії цих речовин залежить від їхньої концентрації, токсичності, тривалості дії на організм.

Мікроклімат у МВ визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, яка виділяється від нагрівання повітря, устаткування і механізмів [22].

Для підтримки мікроклімату в МВ на судні передбачена система приточно-витяжної вентиляції й опалення.

Температура повітря в МВ у літній час повинна бути не більше ніж, на 10° С вище температури зовнішнього повітря, а зимою – не нижче 12 °С. Вологість у зимовий час повинна бути 40...60 %, у літній час, вологість повітря не нормується. Швидкість повітря у МКВ, в літній час дорівнює 0,3...0,8 м/с, у зимовий час – 0,15...0,5 м/с

У МКВ при роботі головного двигуна, дизель-генераторів, котлів, механізмів СЕУ, виділяються шкідливі і токсичні речовини. Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин:

- окис вуглецю – 20 мг/м³;
- окис азоту – 5 мг/м³;
- бензол – 5 мг/м³;
- пари свинцю – 0,01 мг/м³.

Для підтримки гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин у МКВ, використовується система вентиляції, тим самим, підтримується не-

обхідний за санітарними правилами на морських судах, мікроклімат у МКВ [21].

Джерелами шуму і вібрації на судні є працюючі машини і механізми (двигуни, насоси, вентилятори, трубопроводи, реф. установки, кондиціонер, технологічне устаткування, рушії, звукові сигнали і т.д.) [21].

Шум надає шкідливий вплив не тільки на органи слуху, але і на весь організм в цілому. Рівень шуму згідно норм не повинен перевищувати 116...80 дБ, в діапазоні частот 63...800 Гц, для МВ, обладнаними звукоізолюваними ЦПУ і 100...70 дБ у тому ж діапазоні частот для МВ не обладнаними звукоізолюваними ЦПУ. Для зниження рівня шуму на суднах застосовують різні вигородки, та кожухи. Найбільш виправданими засобами проти шуму, є звукоізоляція.

Головним джерелом вібрації у МВ є двигуни, валопроводи і допоміжні механізми. Вібрацію викликають також хвилювання моря, та удари льоду об корпус судна. Вібрація може викликати порушення нормальної діяльності органів координації, механічні ушкодження, навіть розрив внутрішніх органів.

Для зниження вібрації застосовують амортизатори, віброгасящі і вібропоглинаючі матеріали. Основним законодавчим документом є такий, що встановлює граничні величини вібрації в МВ. Санітарні норми вібрації на морських, річкових суднах - ДСТ 1103-73. Вплив вібрації визначається фізичними параметрами і тривалістю вібрації, частотним спектром. Гранично припустимі значення вібрації в МВ встановлюються відповідно до граничних спектрів рівнів середньоквадратичних значень віброшвидкості, або відповідних їм віброприскорень. Граничні спектри рівнів вібрації щодо ефективних рівнів коливальної швидкості $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с і коливального прискорення $w_0 = 3 \cdot 10^{-2}$ м/с² наведені в табл. 6.2 [15].

					ВКР.142.4221.02.06.ПЗ.	Лист
						97
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 6.2. Граничні спектри рівнів вібрації

Середньогометричні частоти, Гц	2	4	8	16	32	63
Граничні рівні вібрації, дБ	106	98	95	93	93	92

Джерелами теплового випромінювання є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів і т.д. [14].

Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, дорівнює 300...500 Вт/м³. Для захисту обслуговуючого персоналу від теплових випромінювань застосовують герметизацію і теплоізоляцію машин, механізмів, апаратів, трубопроводів (санітарні правила для морських суден) [21].

Освітлення дуже впливає на продуктивність праці. І недостатній його рівень веде до травматизму, і професійних захворювань персоналу. Основні вимоги до освітлення в МВ [21]:

- освітленість не менше 75 лк для ламп накаливання і 115 лк для люмінесцентних ламп;
- аварійне освітлення - не менше 10 % основного;
- повинно бути мале аварійне і переносне освітлення;
- аварійне освітлення в МВ повинне бути стійким до вібрації, вибухо і пожежобезпечним;
- світильники встановлюють на висоті, що виключає сліпучий вплив на очі, арматура світильників заземлюється, повинно бути передбачене мале аварійне і переносне освітлення [21].

Систематичний вплив електромагнітного поля на людину може призвести до змін у нервовій системі. Для захисту від електромагнітних впливів, створюваних антенами, генераторами, розподільними щитами застосовують різні екрани, що відбивають, або поглинають електромагнітне випромінювання та використовують засоби індивідуального захисту - комбінезони і халати з металізованої тканини. Рівні припустимого електромагнітного випромінювання визначені ДСТ 12.1.006-88 Електромагнітні поля радіочастот. За-

гальні вимоги безпеки. Нормовані параметрами в діапазоні частот 60 - 300 кГц, є напруженості E і H електромагнітного поля, що не повинні перевищувати значень, зазначених у табл. 6.3 [15].

Таблиця 6.3. Гранично припустима напруженість електромагнітного поля

По електричній складовій		
f , МГц	0,06 - 3,0	50 - 300
E , В/м	3,0 - 30,0	30 - 50
По магнітній складовій		
f , МГц	0,06 - 1,5	30 - 50
H , А/м	5	0,3

Забруднення повітряного середовища запобігається герметизацією всіх технологічних процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих газів і пилу. Якщо повної герметизації досягти неможливо, передбачається комплекс спеціальних заходів. Наприклад, у МВ опресування форсунок і допоміжних дизелів роблять у герметичних спеціальних шафах. З основних забруднень, що можуть бути наявними у МВ – вуглеводні сірчаний і сірчистий ангідрид, CO і CO_2 . Тривалий вплив запиленості і загазованості, які перевищують ПДК, може призвести до професійних захворювань, а значне перевищення - до гострих отруєнь.

Для забезпечення необхідних параметрів повітря на робочих місцях у МВ використовують потужну приточно-витяжну вентиляцію [21].

Засоби і заходи захисту від шуму, що застосовуються на робочих місцях виробничих і допоміжних приміщень щодо об'єкта, що захищається, діляться на засоби і заходи колективного захисту та засоби індивідуального захисту.

Засоби і заходи колективного захисту від шуму, в залежності від способу реалізації діляться на акустичні, архітектурно-планувальні та організаційно-технічні. Серед акустичних розрізняють засоби звукоізоляції, звукопоглинання, віброізоляція, демпфірування і глушники шуму.

Щоб вирішити питання про необхідність і доцільність зниження шуму, необхідно знати рівні шуму на робочих місцях.

До заходів, які знижують шум у джерелі, відносяться електрофізичні, створення нероз'ємних з'єднань зварюванням, склеюванням, пресуванням і за допомогою ненаголошених спеціальних заклепок, автоматизація формування і зачистки в ливарному виробництві, лиття під тиском, технологія профільного шліфування, ущільнення пресуванням замість вібраційного і ударного, застосування гідравлічного приводу замість пневматичного, тонке лиття замість кування тощо.

Серйозного ослаблення шуму можна досягти якісним монтажем окремих вузлів машин, їх динамічним балансуванням і своєчасними планово-попереджувальний ремонт. Порушення правил технічної експлуатації приводить до того, що малOSHумне обладнання стає джерелом інтенсивного шуму.

Для поглинання звуку використовують здатність будівельних матеріалів і конструкцій розсіювати енергію звукових коливань. При падінні на звуковбирну поверхню, зроблену з пористого матеріалу, значна частина звукової енергії витрачається на коливання повітря в порах, внаслідок чого він розігрівається, а теплота розсіюється.

Найбільш інтенсивно поглинають звук хвилясто-пористі матеріали: фібролітові плити, скловолокно, мінеральна вата, поліуретановий поропласт, пористий полівінілхлорид і т.п.

Істотно знизити шум можна, якщо поставити на його шляху ізолюючі перешкоди: стіни, перегородки, перекриття, звукоізолюючі кожухи та екрани. Фізична суть звукоізоляції полягає в тому, що найбільша частина падаючої звукової енергії відбивається від спеціально виконаних огорож і тільки незначна частина проникає крізь огорожу.

Звукові хвилі при зустрічі з перешкодою частково відбиваються, переломлюються і поглинаються матеріалом, і частково долають перешкоду.

Найбільш ефективним колективним засобом захисту від вібрації є ізоляція персоналу або віброчуттєвих об'єктів від джерела вібрації.

					ВКР.142.4221.02.06.ПЗ.	Лист
						100
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Ефективними є амортизатори, виготовлені із сталевих пружин, гуми і інших пружних матеріалів. Застосовують комбіновані резино-металеві і пружинно-пластмасові амортизатори, опорні віброізолятори з гідросхарнірами і пневморезинові амортизатори, в яких використовують пружні властивості стиснутого повітря і самої гуми. У промисловості досить поширена активний віброзахист, що передбачає додатковий активне джерело енергії (сервомеханізм), за допомогою якого здійснюється зворотний зв'язок від ізольованих об'єктів до системи віброізоляції.

Рівень вібрацій зменшується вібротушінням, тобто введенням у систему додаткових реактивних зв'язків установкою агрегатів на віброгасящі опори. При цьому масу фундаменту підбирають таким чином, щоб амплітуда коливань підшви фундаменту в будь-якому випадку не перевищувала 0,1...0,2 мм, а для особливо відповідальних споруд – 0,005 мм.

Під вібропоглинанням слід розуміти зменшення вібрації кожухів і оголодж, чийі коливання відбуваються у резонансному режимі з основним обладнанням. Це досягають нанесенням на вібруючу поверхню матеріалів, які мають велике внутрішнє тертя (гума, пластики, вібропоглинаючі мастики) і розсіюють енергію коливань.

На робочих місцях, де не вдається знизити шум і вібрацію допустимих рівнів технічними засобами, або де це недоцільно з техніко-економічних міркувань, застосовують засоби індивідуального захисту (ЗІЗ).

ЗІЗ не тільки сприяють профілактиці захворювань, прямо або побічно пов'язаних з впливом шуму (приглухуватість, шумова хвороба, порушення нервової, серцево-судинної систем тощо), але і підвищують працездатність людини.

У залежності від конструктивного виконання ЗІЗ поділяються на протишумові навушники, протишумові вкладиші, протишумові шоломи і каски, протишумові костюми. Щодо ефективності захисту від шуму, маси і сили притиснення до привушної зони навушники й вкладиші діляться на три групи: А, Б та В. ЗІЗ вибирають виходячи з частотного спектру шуму на робочо-

					ВКР.142.4221.02.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		101

му місці і враховують зручність їх носіння при виконанні даної робочої операції і кліматичні умови .

При роботі з ручним механізованим електричним і пневматичним інструментом застосовують ЗІЗ рук від дії вібрацій. Це рукавиці, а також віброзахисні прокладки або пластини, оснащені кріпленнями до рук. Враховуючи несприятливу дію холоду на розвиток віброхвороб, в зимовий час робочих треба забезпечувати теплими рукавицями.

При роботі з ручними механізмами та за умов дотримання гігієнічних норм, сумарний час роботи в контактi з вібрацією не повинен перевищувати 2/3 робочого часу. Крім того, одноразове безперервне дію вібрації, включаючи мікропаузи, не повинно перевищувати для ручних машин 15-20 хв. Обідня перерва рекомендується не менше ніж 40 хв, необхідні також два регламентованих перерви (для активного відпочинку, виробничої гімнастики за спеціальним комплексом, фізіопрофілактичних процедур): 20 хв. через 1...2 години після початку зміни і 30 хв. через 2 години після обідньої перерви [21].

6.2 Розрахунок освітлення в МВ

Проведемо розрахунок системи загального рівномірного освітлення люмінесцентними лампами для МВ, в якому виконуються зорові роботи середньої точності (ІVв).

Розміри приміщення: довжина $a = 30$ м, ширина $b = 15$ м, висота $H = 5$ м.

Мінімальне освітлення приміщення, в якому виконуються зорові роботи розряду (ІVв) $E = 200$ лк. Як світлові пристрої приймаємо світильники типу ЛОПО1 (з двома лампами), які доцільно використовувати у нашому випадку. Оскільки світильники кріпляться до стелі, то їх висота над підлогою майже рівна висоті приміщення $h_0 = 5$ м, що не суперечить вимогам СНіП П-4-79, відповідно до яких $h_{0min} = 4$ м.

Індекс приміщення розраховується за формулою:

$$i = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)}$$

де $a = 30$ м – довжина приміщення;

$b = 15$ м – ширина приміщення;

$h = 2$ м висота світильника над робочою по верхньою;

$$i = \frac{30 \cdot 15}{2 \cdot (30 + 15)} = 5 \text{ м}$$

При $i = 5$, $P_{\text{СТЕЛ}} = 70\%$, $P_{\text{СТІН}} = 50\%$ для світильника ЛОПО1 коефіцієнт використання світлового потоку дорівнює $\eta = 0,63$.

Визначаємо необхідну кількість світильників, для забезпечення необхідної нормованої освітленості робочих поверхонь, якщо відомо, що у кожному світильнику встановлено по дві лампи ЛБ-40, а світловий потік однієї такої лампи становить $\Phi_{\text{л}} = 3200$ лк:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{2 \cdot \Phi_{\text{л}} \cdot \eta}$$

де $K_z = 1,3$ – коефіцієнт запусу;

$Z = 1,1$ – коефіцієнт мінімальної освітленості;

$S = 450 \text{ м}^2$ – освітлювана площа приміщення;

$E = 200$ лк – рівень мінімальної освітленості;

$\Phi_{\text{л}} = 3200$ лк – світловий потік однієї лампи;

$\eta = 0,63$ – коефіцієнт використання світлового потоку ламп.

$$N = \frac{200 \cdot 450 \cdot 1,3 \cdot 1,1}{2 \cdot 3200 \cdot 0,63} = 31,9 \text{ шт.}$$

Приймаємо 33 світильника, які для забезпечення рівномірності освітлення розташовані в три ряді по 11 штук в кожному. Оскільки довжина світильника більша за довжину люмінесцентної лампи, встановленої в ньому, то довжина усіх світильників становитиме $\Sigma l_{\text{CB}} = 1,2 \cdot 11 = 13,2 \text{ м}$ Тоді між світильниками буде відстань 0,75 м.

					ВКР.142.4221.02.06.ПЗ.	Лист
						103
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Сумарна електрична потужність усіх світильників у МВ:

$$\Sigma P_{CB} = P_{\lambda} \cdot N \cdot n$$

де $P_{\lambda} = 40$ Вт – потужність однієї лампи;

$N = 33$ шт. – кількість світильників;

$n = 2$ шт. – кількість ламп в світильнику.

$$\Sigma P_{CB} = 40 \cdot 33 \cdot 2 = 2640 \text{ Вт}$$

6.3 Висновок по розділу

В розділі було розглянуто: нормативно правову базу з основ охорони праці; проведено аналіз небезпечних і шкідливих факторів, яким піддається робітник в процесі праці на судні; розглянуті заходи щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів на організм людини; в індивідуальному завданні були розглянуті заходи щодо захисту від негативного впливу шуму на організм людини; в індивідуальному завданні були розраховані заходи щодо освітлення у МВ; виконано розрахунок освітлення у машинному відділенні. За результатами розрахунку встановлено що для освітлення МВ на судні потрібно розташувати 33 світильники в 3 ряди по 11 штук.

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Випускна кваліфікаційна робота складається з шести розділів, що охоплює найбільш важливі дисципліни: теорія ДВЗ, Динаміка ДВЗ, Газова динаміка та агрегати наддуву ДВЗ, Системи ДВЗ і Охорона праці. У відповідності до цих дисциплін виконувалась одна робота, за основу якої був обраний двигун фірми MAN B&W 12K108ME-C-ТІІ МК-9. Всі розділи даної роботи виконувались стосовно одного двигуна.

У першому розділі роботи подається загальна характеристика та опис двигуна MAN B&W 12K108ME-C-ТІІ МК-9, наводяться найбільш важливі технічні характеристики двигуна, сфери його застосування і конструктивні особливості, до яких відноситься його компактність, що досягається зменшенням довжини шатуна.

У другому та третьому розділах роботи були проведені основні розрахунки стосовно двигуна такі, як: розрахунок робочого процесу двигуна, розрахунок і побудова індикаторних діаграм двигуна, розрахунок процесу газообміну двигуна. Також були проведені розрахунки динаміки двигуна, які визначають сили, що діють на деталі КШМ.

У четвертому розділі роботи був проведений ескізний розрахунок турбокомпресора, що забезпечує роботу даного двигуна. Окремо були розраховані основні параметри компресора та турбіни. Правильність розрахунків було підтверджено рівністю потужностей компресора та турбіни.

В п'ятому розділі роботи розроблялись основні принципові схеми систем, які обслуговують двигун (паливна система, система охолодження, мащення та система стиснутого повітря).

В заключному розділі роботи розглядались загальні питання з охорони праці при експлуатації двигуна. Окремо розглядались питання безпеки при роботі із судами, що знаходяться під тиском, а також було проведено розрахунок освітлення в машинному відділенні.

					ВКР.142.4221.02.ПЗ.	Лист
						105
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий, И.В. Двигатели МАН В&W модельного ряда МС 50-98. Конструкция, эксплуатация, техническое обслуживание [Текст] / М.: МОРК-НИГА - 2008 - 264 с.
2. Ваншейдт, В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей [Текст] / Л.: Судостроение - 1969 - 640 с.
3. Фомин, Ю.Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст]: Учебник / Ю.Я. Фомин. А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. // Судостроение - 1989.
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. Горбов, В.М. Энциклопедия судовой энергетики [Текст]: учебник / В.М. Горбов, В.П. Кот. // Николаев: НУК - 2013 - 607 с.
6. Галеркин, Ю.Б. Турбокомпрессоры [Текст] / Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко // Издательство Политехнического университета СПб - 2008 - 374 с.
7. Корнилов, Э.В. Системы газотурбинного наддува судовых дизелей (Основы теории, эксплуатации, конструкции, ремонт) [Текст] / Э.В. Корнилов, П.В. Бойко // Одесса: Студия «Негоциант» - 2006 – 224 с.
8. ГОСТ 9658-66. Турбокомпрессоры для наддува дизелей и газовых двигателей [Текст].
9. Гаврилов, В.С. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок [Текст] / В.С. Гаврилов, С.В. Камкин, В.П. Шмелев // Транспорт - 1975 - 296 с.
10. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / А.С. Орлин, М.Г. Круглов // М. Машиностроение - 1984 - 384 с.

11. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. [Текст] / А.С. Орлин, М.Г. Круглов // М. Машиностроение - 1990-288 с.

12. Епифанов, Б.С. Судовые системы [Текст]: учебник / Л. Судостроение - 1980 - 176 с.

13. Жидецкий, В. Ц. Основы охорони праці [Текст]: Підручник / Львів: Афіша - 2002 – 320 с.

14. Правила классификации и постройки морских судов. Российский морской регистр судоходства [Текст] / С. - Пб. Дворцовая набережная, 8, 2008. - Т 1. - 532 с. - Т 2 - 691 с.

15. Щербаков, Т.М. Санитарные правила для морских судов [Текст] / М.: В/О «Мортехинформреклама» - 1984 - 188 с.

16. Лукин, А.И. Системы судовых дизельных установок [Текст] / А.И. Лукин, С.Г. Ткаченко // Николаев: НКИ - 1990 - 76 с.

17. ГОСТ5.4235-77. Системы охлаждения судовых дизельных энергетических установок. Правила и нормы проектирования [Текст] / Введ. с 01.01.79. - 51 с.

18. Лукин, А.И. Конструктивные схемы систем судовых ДВС [Текст]: Методические указания /

19. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНА-ОП). Друга редакція [Текст] / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа - 1998 - 240 с.

20. Катхе, О. И. Охрана труда на морском транспорте [Текст] / О. И. Катхе, Т. И. Новиков, Р. Н. Ковнер // М.: Транспорт - 1979 - 263 с.

21. Иванов, Б.Н. Охрана труда на морском транспорте [Текст]: Учебник / М.: Транспорт -1981 - 192 с.

22. Александров, М. Н. Безопасность человека на море [Текст] / Л.: Судостроение - 1983-205 с.