

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА
ТИПУ 8ДКРН 70/236 (8L70МС-С8-ТІІ)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Юрій МОШЕНЦЕВ

Здобувач освіти



Олександр САМБУРА

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Самбурі Олександр Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 8ДКРН 70/236
(8L70MC-C8-ТII)
- Керівник роботи канд. техн. наук, професор Мошенцев Ю. Л.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року №___
- Строк подання здобувачем роботи _____
- Вихідні дані до роботи Номінальна потужність двигуна – 26160 кВт; частота
обертів колінчатого валу – 105 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,5;
ступінь стиску – 14,5; коефіцієнт надлишку повітря – 2,45.
- Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Технічна характеристика двигуна, опис конструкції; моделювання
робочого циклу; розрахунок та побудова індикаторної діаграми; розрахунок і
побудова діаграм динаміки; розрахунок відцентрового компресору системи
наддуву; охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.
- Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна типу 8ДКРН 70/236;
Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;
Турбокомпресор.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис) /Олександр САМБУРА/
(прізвище та ініціали)

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

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 26160 кВт при номінальній частоті обертання колінчатого валу 105 хв^{-1} . В якості базового двигуна був обраний двигун MAN B&W 8L70MC-C8-TII (8ДКРН 70/236).

В роботі виконано розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна. Наведено заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 93 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 17 джерел інформації. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун судновий, компресор відцентровий, безпека в надзвичайних ситуаціях.

The qualification project presents the results of calculations for a marine internal combustion engine with a power output of 26160 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 105 rpm. The MAN B&W 8L70MC-C8-TII (8ДКРН 70/236) engine was chosen as the base model.

The project includes calculations of the engine's working cycle, dynamic loads, and the design of a centrifugal compressor for engine turbocharging. Measures to ensure occupational safety are also presented.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 93 pages of explanatory and calculation notes. A total of 17 information sources were used. The graphical part is presented on 3 drawings in A1 format.

Keywords: marine engine, centrifugal compressor, safety in emergency situations.

					КРБ.142.4227ст.25.18.00.ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Технічна характеристика двигуна. Опис конструкції	8
1.1. Технічна характеристика двигуна	8
1.2. Конструктивні особливості двигуна	12
1.3. Тенденції розвитку двигунів типу L-МС-С фірми MAN B&W	27
1.4. Висновок до розділу	31
2. Моделювання робочого циклу двигуна та розрахунок динаміки	32
2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних	32
2.2. Розрахунок процесу наповнення циліндра	34
2.3. Розрахунок процесу стиснення	35
2.4. Розрахунок процесу згоряння	36
2.5. Розрахунок процесу розширення	39
2.6. Визначення індикаторних показників циклу	40
2.7. Визначення ефективних параметрів двигуна	40
2.8. Розрахунок і побудова згорнутої індикаторної діаграми	41
2.9. Вибір та обґрунтування вихідних даних динамічного розрахунку	43
2.10. Побудова силової схеми КШМ	44
2.11. Розрахунок та побудова діаграми діючих сил	45
2.12. Побудова діаграми сумарних дотичних сил	46
2.13. Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна	47
2.14. Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика	48
2.15. Визначення маси та діаметру маховика	50
2.16. Висновок до розділу	51

3. Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 8ДКРН 70/236	53
3.1. Визначення основних характеристик та параметрів компресора	53
3.2. Обґрунтування вибору турбокомпресора	54
3.3. Розрахунок проточної частини компресора	57
3.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора	64
3.5. Висновок до розділу	68
4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	69
4.1. Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у МКВ	69
4.2. Оцінка виникнення пожежної ситуації у МКВ при займанні льяльних вод	77
4.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях	79
4.4. Висновок до розділу	89
Висновки	91
Список використаних джерел	92

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) належать до найбільш розповсюдженого типу теплових двигунів, тобто таких двигунів, у яких теплота, що виділяється при згорянні палива, перетворюється у механічну енергію.

У двигунах внутрішнього згоряння процеси спалювання палива, виділення теплоти та перетворення частки її у механічну роботу проходять безпосередньо у середині двигуна. До таких двигунів належать поршневі та комбіновані двигуни, газові турбіни та реактивні двигуни.

Перед виробниками та розробниками двигунів поставлені завдання підвищення виробництва двигунів внутрішнього згоряння з підвищеними технічними та економічними показниками, розширення та прискорення розвитку виробництва потужних тракторів та вантажних автомобілів, а також залізничного та водного транспорту з дизелями. Одночасно з тим гостро стоїть питання про підвищення економічності та надійності ДВЗ.

Однією з характерних особливостей розвитку двигунобудівництва є широке використання газотурбінного наддуву, що дозволяє значно поліпшити техніко-економічні показники двигунів.

Швидке розповсюдження двигунів внутрішнього згоряння у промисловості, на транспорті, у сільському господарстві та стаціонарній енергетиці було обумовлено наступним.

Виконання робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння у одному циліндрі з малими втратами теплоти та холодним джерелом забезпечує високу економічність цих двигунів. Висока економічність є однією з позитивних якостей ДВЗ. Посеред ДВЗ дизель у теперішній час є таким, що перетворює хімічну енергію палива у механічну роботу з найбільш високим ККД у широкому діапазоні зміни потужності. Ця якість дизелів особливо важлива, якщо враховувати, що запаси нафтових палив обмежені.

					КРБ.142.4227ст.25.18.00.ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Порівняно невисока вартість виготовлення, компактність та мала вага двигунів внутрішнього згоряння дозволяють широко використовувати їх у силових установках, які володіють великою автономністю. Судна з ДВЗ мають можливість покривати відстані у десятки тисяч миль без заходу у порт.

Поряд з позитивними якостями двигуни внутрішнього згоряння володіють і рядом недоліків. Серед них наступні: обмежена, порівняно з паровими та газовими турбінами, агрегатна потужність, високий рівень шуму, відносно велика частота обертання колінчастого валу при запуску, токсичність випускних газів, зворотно-поступальний рух поршня, що обмежує частоту обертання та є причиною виявлення нерівноважених сил інерції та моментів від них.

На морському та річному флоті двигуни внутрішнього згоряння є основним джерелом енергії для більшої частини суден з енергетичною установкою потужністю до 20 МВт. Широкому розповсюдженню дизелів на судах сприяє суттєве поліпшення їх економічності, яке досягнуто за останні роки, а також те, що у теперішній час високо- та середньообертові двигуни можуть працювати на важкому паливі, вартість якого набагато менша ніж дизельного.

У даній дипломній роботі розглянутий судновий двигун внутрішнього згоряння марки 8L70MC-C8-ТП фірми MAN B&W. Основні технічні характеристики даного двигуна: номінальна тривала потужність 26160 кВт при частоті обертання колінчастого валу 105 хв^{-1} .

РОЗДІЛ 1. ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГУНА.

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ

1.1 Технічна характеристика двигуна

Дизель MAN B&W 8L70MC-C8-TII застосовується як головний двигун у складі пропульсивної установки судна, з прямою передачею потужності на ГГФК. Основні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Поперечний переріз головного двигуна наведено на рис. 1.1 Зовнішній вигляд двигуна наведено на рис. 1.2.

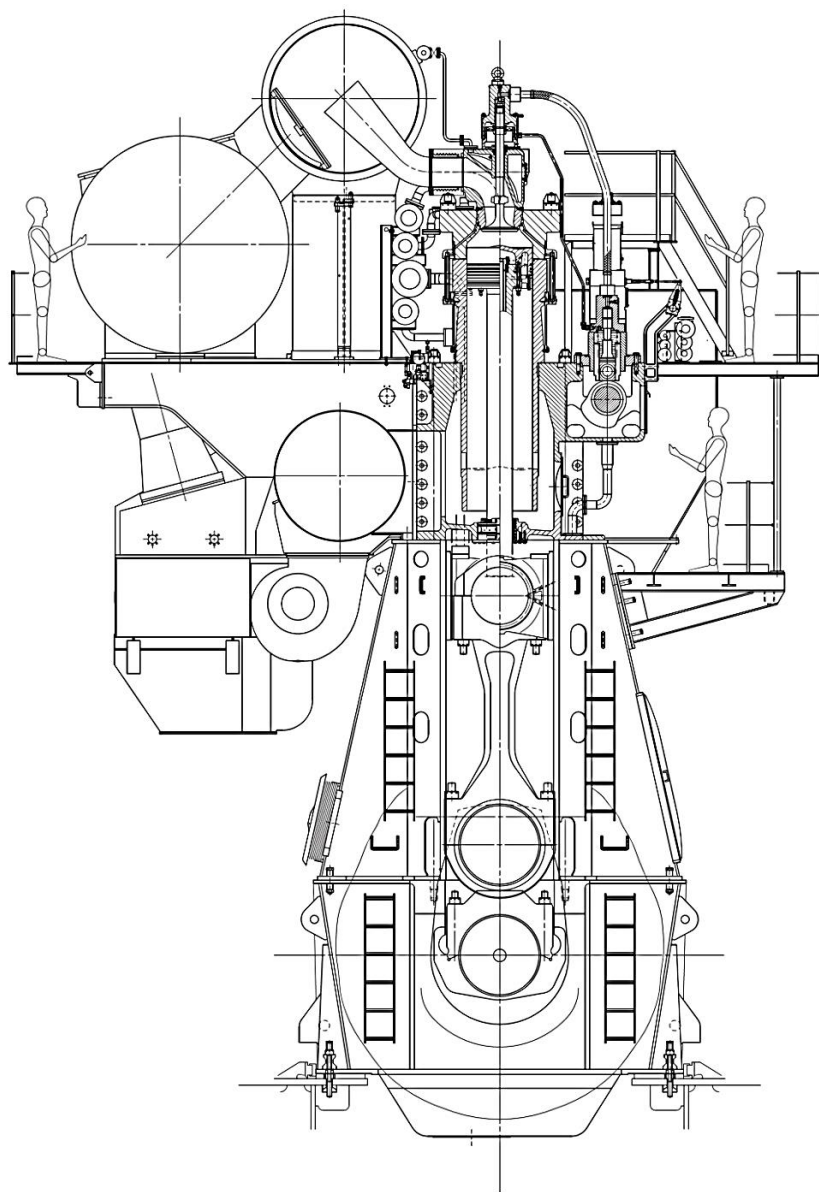


Рис. 1.1. Поперечний переріз двигуна

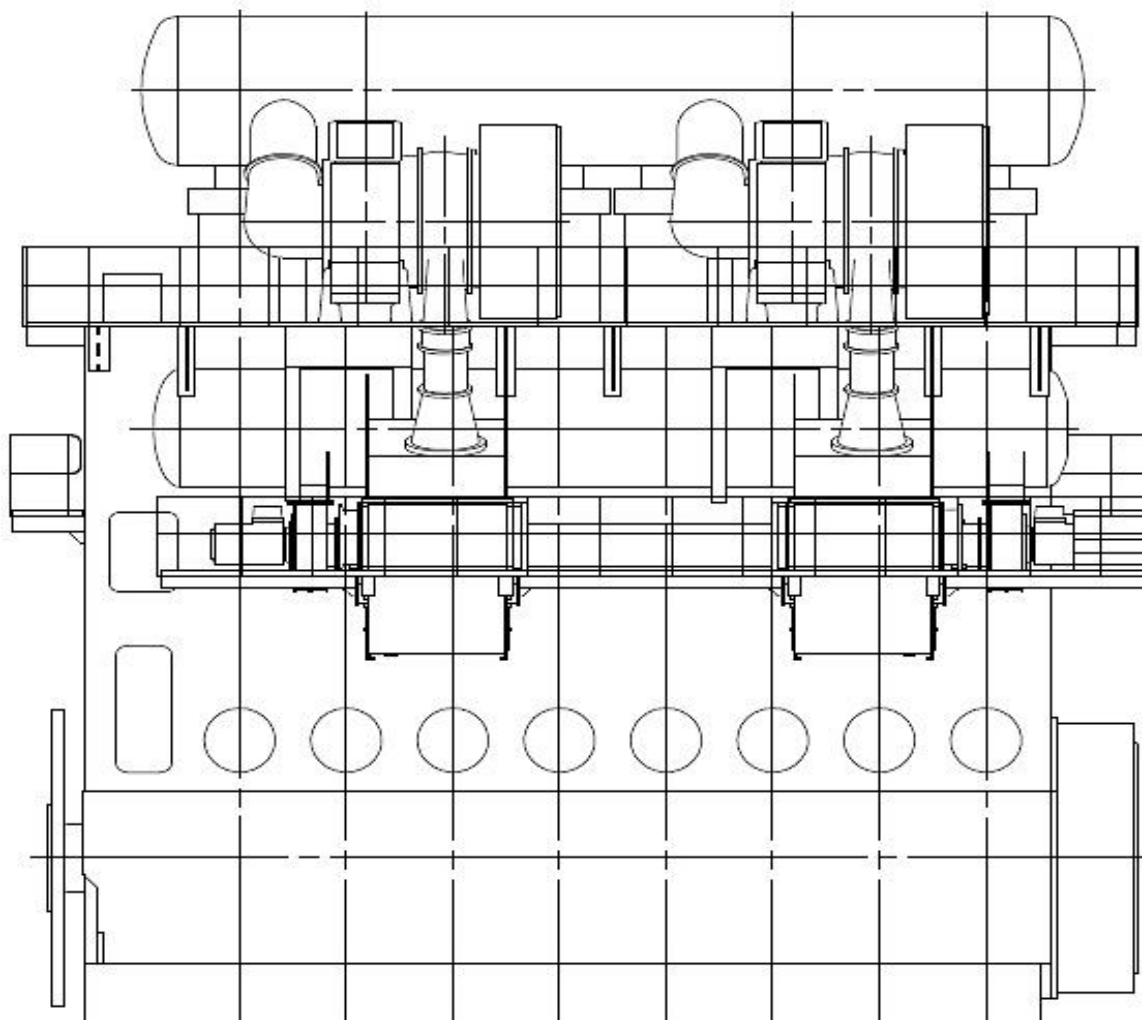


Рис. 1.2. Зовнішній вигляд двигуна

Таблиця 1.1 Основні характеристики двигуна

Параметри	MAN B&W 8L70MC-C8-II
Тип	Двотактний, крейцкопфний, реверсивний дизель простої дії з газотурбінним наддувом;
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, з постійним тиском перед ТК, газотурбінний, з охолодженням повітря після нагнітача;
Число турбокомпресорів (ТК)	2
Марка (ТК)	ТСА 77
Система продувки	Прямоточно-клапанна

Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ

Арк.

9

Продовження табл. 1.1

Параметри	MAN B&W 8L70MC-C8-ТII	
Напрямок обертання колінчатого валу при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За годинниковою стрілкою	
Розташування циліндрів	Рядне, вертикальне	
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-8-2-6-4-5-3-7	
Кількість циліндрів, $i_{\text{ц}}$	8	
Діаметр циліндра, мм	700	
Хід поршня, мм	2360	
Номінальна частота обертання, хв^{-1}	105	
Довготривала експлуатаційна потужність при опорі в газовипускному трубопроводі, вимірюваному безпосередньо за турбіною, 300 мм вод. ст., розрідженні на всмоктуванні 50 мм вод. ст., температура повітря на всмоктуванні $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$, барометричному тиску 760 мм рт. ст. та вологості повітря не вище 70%	26160 при 105 хв^{-1}	
Довготривала експлуатаційна потужність	85% від номінальної потужності (N_e)	
Температура випускних газів на виході з циліндрів, $^{\circ}\text{C}$	235	
Паливо	ISO 8217:2005 паливо RMK 700 з в'язкістю не більше 700 сСт при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ та 55 сСт при $100\text{ }^{\circ}\text{C}$	
Масло: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів; для змазки циліндрів, для змазки підшипників Т.К., для системи централізованої змазки важелів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості	Фірма	Марка SAE 30, BN 5-10
	Castrol Chevron ExxonMobil Shell Total	CDX30 Veritas 800 Marine 30 Mobiigard 300 Melina 30/S30 Atlanta Marine D3005

Продовження табл. 1.1

Параметри	MAN B&W 8L70MC-C8-ТII
Питома витрата масла, г/(кВт·год) Лубрикаторне змащення, г/(кВт·год)	0,1 0,65
Температура масла, °C: – вхідного в дизель – вихідного з дизеля	≥60 ≤68
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °C: – вихідної з дизеля – перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля	75...80 ≤10
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤30
Мінімальний тиск пускового повітря, при якому забезпечується пуск холодного дизеля, при температурі в машинному відділенні +8 °C, МПа	1,2
Мінімальний тиск пускового повітря, при якому можливий пуск прогрітого дизеля, МПа	6...7
Середня витрата повітря на один запуск двигуна з реверсом, м³: – на стенді при ручному запуску – при управлінні з системи ДАУ (заповнюється після ходових випробувань)	9,5 12,5
Число послідовних пусків і реверсів двигуна от холостого стану дизеля при температурі машинного відділення +8 °C і початковому тиску повітря 30 МПа	≥12
Час реверсу двигуна від моменту виконання маневру до початку роботи дизеля на паливі в зворотному напрямку при русі судна малим ходом, при ручному запуску та запуску з ДАУ, с	≥15
Маса двигуна (суха), включаючи всі навісні агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру в межах габаритів двигуна, т	683

Продовження табл. 1.1

Параметри	MAN B&W 8L70MC-C8-III
Маса найбільш важких вузлів та деталей, які переміщуються при ремонті, кг:	
- втулка циліндра;	4630
- кришка циліндра у зборі з випускним, пусковим, запобіжними клапанами та індикаторним краном, але без стійки із важелем та без форсунок;	2854
- поршень циліндра у зборі зі штоком	2105

1.2 Конструктивні особливості двигуна

1.2.1 Загальна компоновка остова двигуна

Остов двигуна утворюють його нерухомі деталі, всередині яких розміщується КШМ. До остову також кріпляться всі агрегати допоміжних систем. Остов двигуна складається з фундаментної рами, картера або станини, циліндрів та їх кришок. Всі частини жорстко з'єднані між собою і складають єдину систему. Деталі остова сприймають зусилля від тиску газів в циліндрах і сил інерції КШМ. На рис. 1.3. показаний загальний вигляд остова двигуна.

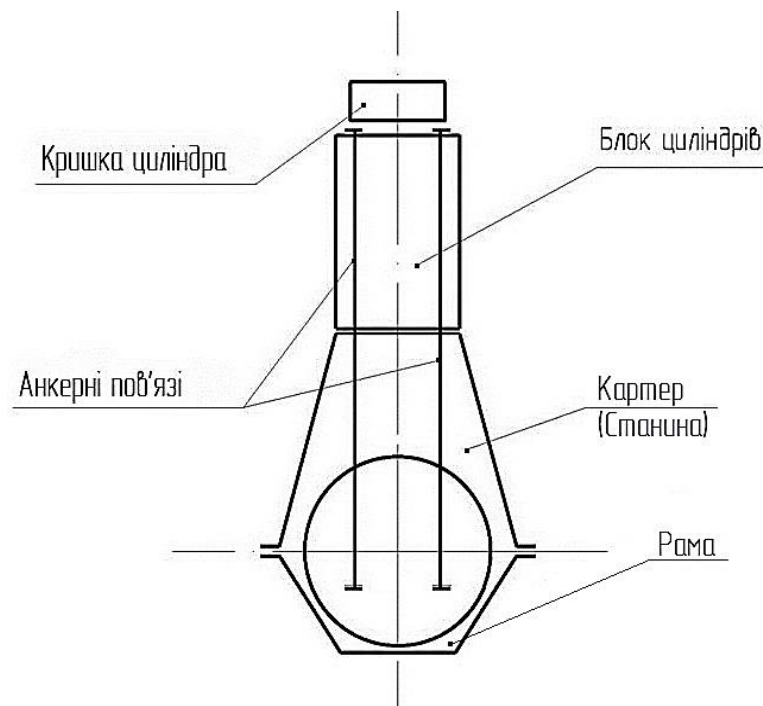


Рис. 1.3. Загальний вигляд остова двигуна

Остов з всіма блоками, які входять до його складу затягується анкерними болтами й утворюють єдиний блок. Загальний вид анкерних пов'язів показано на рис. 1.4

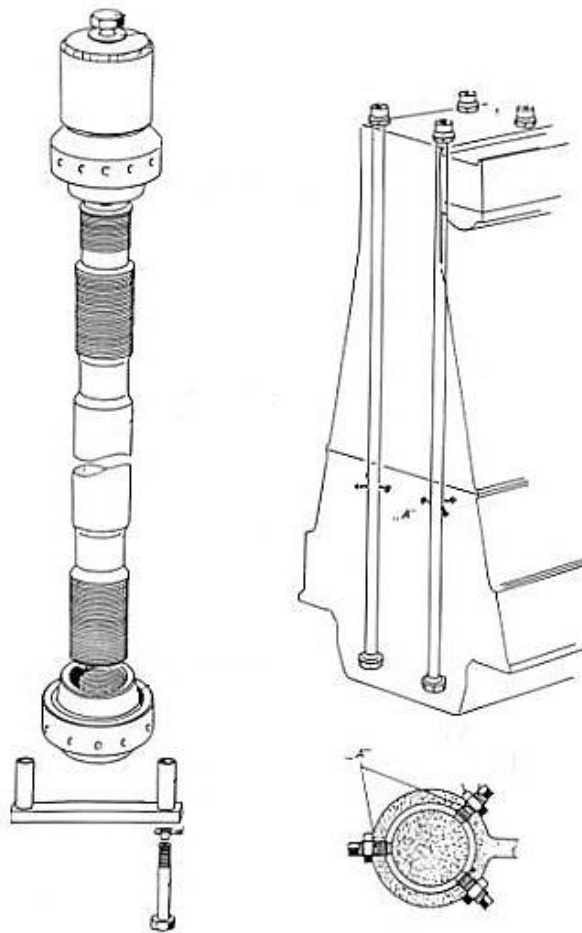


Рис. 1.4. Анкерні пов'язі MAN B&W MC-C

Фундаментна рама великих МОД 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 кормовий кінець рами.

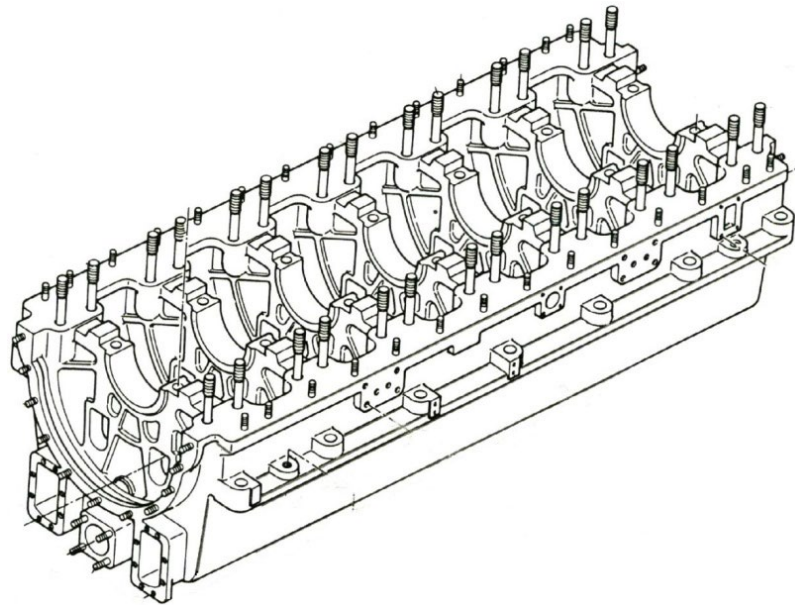


Рис. 1.5. Фундаментна рама MAN B&W MC-C

Фундаментна рама двигуна встановлюється на опарних клинах і кріпиться до постелі двигуна на судні довгими кріпильними болтами. На рис. 1.5 зображена фундаментна рама двигуна MAN B&W MC-C.

Станину (картер) встановлюють на фундаментній рамі, вона служить опорою для циліндрів. Спільно з фундаментною рамою станина утворює закриту порожнину для руху КШМ. Для двигуна MAN B&W L-MC-C станина виконана у вигляді окремих колон або стійок (рис. 1.6).

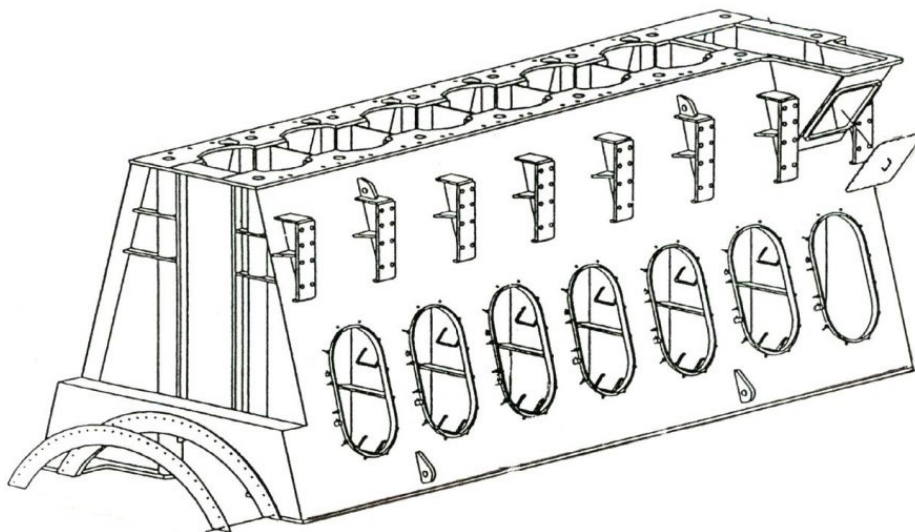


Рис. 1.6. Станина крейцкопфного двигуна MAN B&W типу MC

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ

Арк.

14

Станина повинна володіти достатньою міцністю, жорсткістю і герметичністю для парів масла і газів. Для зменшення ваги станину виконують зварною сталевую. У малорозмірних двигунах вона чавунна лита. А-подібні стійки виконують коробчастого або двотаврового перетину, встановлюють в площині перетину рамових підшипників на фундаментну раму, а вгорі з'єднують з блоком циліндрів. Прольоти між стійками герметично закриваються знімними щитами, в яких є люки для огляду КШМ. До стійок на спеціальних приливах кріплять паралелі крейцкопфа.

При роботі двигуна в картер можуть прориватися гази з циліндрів, які разом з парами масла утворюють вибухонебезпечну суміш. Щоб уникнути вибуху на картері розташовують запобіжний клапан *1* (рис. 1.7) з кільцем ущільнювача *2*.

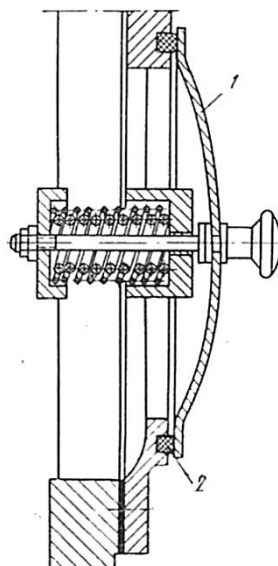


Рис. 1.7. Запобіжний клапан картера

Станина обладнана з боку вихлопу запобіжними клапанами, а з боку розподільчого валу – широкими люками для кожного циліндра з метою полегшення доступу до елементів КШМ.

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків (див. рис. 1.8). У кожен блок запресована складена втулка циліндра, що складається з двох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виготовляються з модифікованого чавуну.

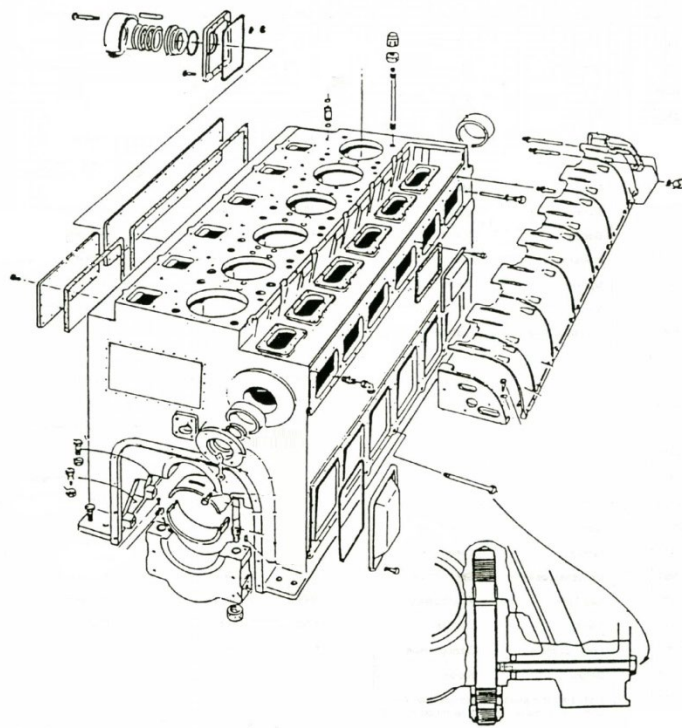


Рис. 1.8. Блок циліндрів

У верхньому бурті нижньої частини втулки просвердлені отвори для восьми штуцерів циліндрового змащування. Верхня частина втулки ззовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. У районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині - чотирма гумовими кільцями; у верхній частині, в районі сорочки охолодження - двома гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою - кільцем ущільнювача з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів - по таким же перепускним трубкам.

Втулка циліндра (рис. 1.9) – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є тридцять продувних вікон. Як і в двигунах компанії MAN більш ранніх модифікацій, масивний бурт верхньої частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного простору в кришку

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ

Арк.

16

циліндра. Мастило циліндрової втулки забезпечується за допомогою двох рядів отворів циліндрового мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздаткові канавки.

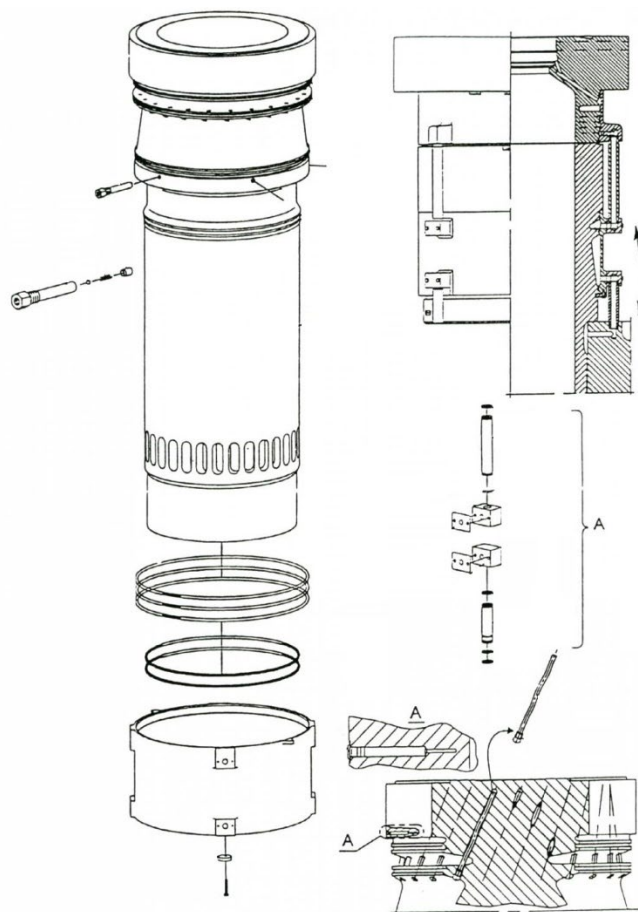


Рис. 1.9. Втулка циліндра

Кришка циліндра (рис. 1.10) – масивна сталева лита, ковпачкового типу, з отворами для проходу охолоджуючої рідини. У кришці розташовані форсунки (дві або три), вихлопний клапан, індикаторний кран та запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через пустотілу сорочку охолодження верхньої частини втулки.

Вихлопний клапан має чавунний литий корпус – шпindel з імпеллером для провертання потоком газів, а також сідло яке охолоджується. Охолоджуюча вода з отвору в кришці проходить через отвір в сидлі близько від посадкового поясу, потім направляється в порожнину охолодження корпусу клапана і

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ

Арк.

17

виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу. Посадочні пояски шпинделя і сідла наплавлені стеллітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, а закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою чотирьох шпильок.

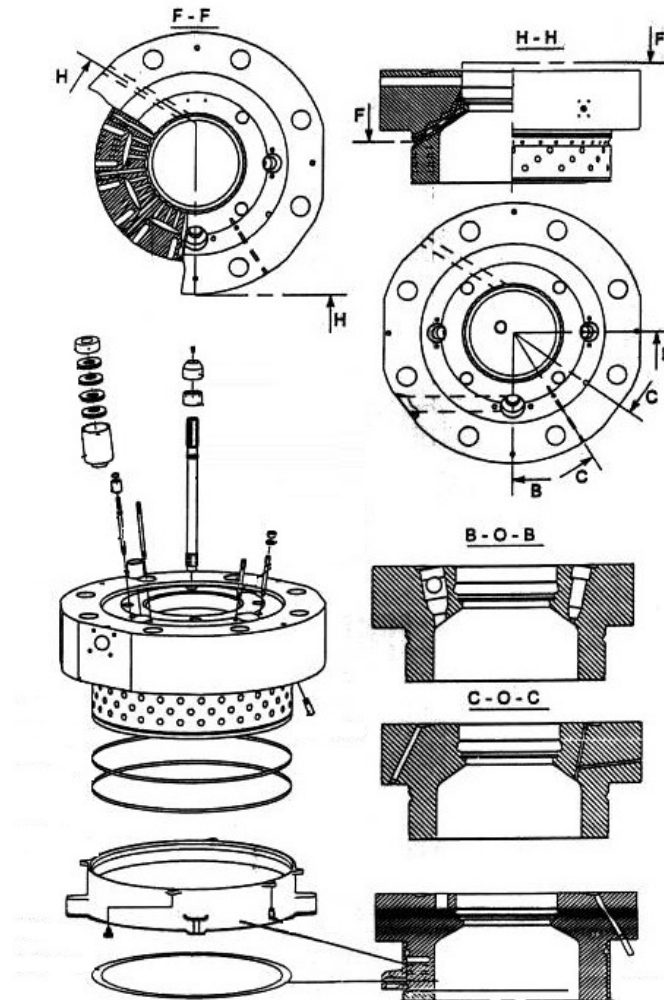


Рис. 1.10. Кришка циліндра

Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, розташованим в центрі кришки та кріпиться чотирма шпильками із гайками, поворот і затягування яких здійснюється гідравлічними гайковертами із визначеним зусиллям.

Закриття клапана амортизується масляною подушкою на вершині штока клапана. Обертаюче зусилля забезпечується вихлопними газами, які впливають на лопатки розташовані на штоку клапана. Для забезпечення тривалої служби випускного клапана осі його виконані зі сплаву з високим вмістом нікелю, а

нижні частини із загартованої сталі, що є стандартним для двигунів з великим діаметром поршнів. До числа конструктивних рішень, прийнятих для підвищення надійності випускного клапана відносяться: повна обертальна симетрія сідла клапана, що дає хороший баланс термохімічних навантажень і деформацій клапана і його сідла; низькі й рівні температури в сідлі клапана, як наслідок високоефективного каналного охолодження; тепло- і корозійностійкі матеріали; гідравлічний штовхаючий шток з контролем посадкової швидкості клапана.

Випускний клапан має підвищену надійності та тривалість служби (ресурс клапана досягає 30000 годин роботи між оглядами з хорошим станом). Низька температура передньої частини випускного клапана забезпечує корозійну стійкість від ванадієвих та натрієвих сполук при будь-яких умовах. Ефективне охолодження клапана досягається щільним контуром надлишку повітря в циліндрі.

Конструктивні особливості клапана запобігають наростанню відкладень на сідлі, викривлення сідла, розцентровки та інших факторів, які можуть прискорити пошкодження сідла, провертання клапана в сідлі сприяє притирання клапана до сідла, видалення нагару з посадкового паска і вирівнювання температурного поля тарілки клапана. Загальний вигляд випускного клапану зображено на рис. 1.11.

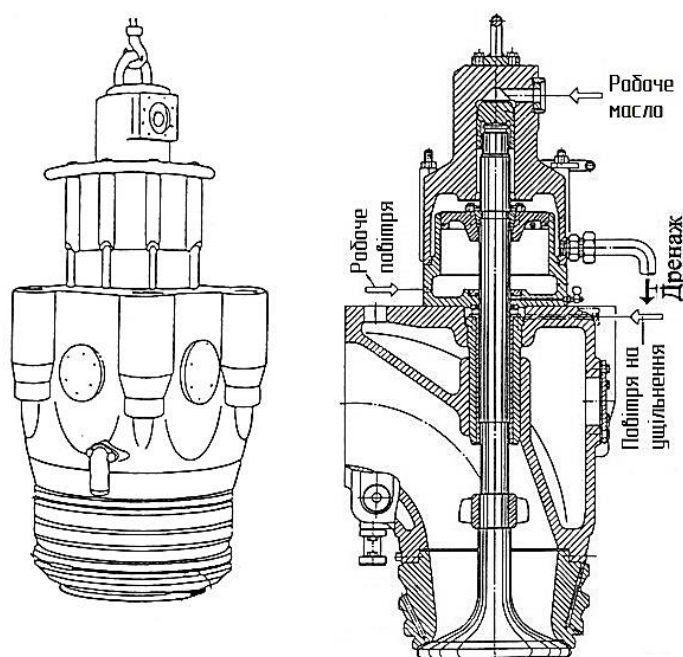


Рис. 1.11. Вихлопний клапан

1.2.2 Конструктивні особливості вузлів та деталей руху двигуна

Колінчастий вал служить для перетворення прямолінійного зворотно-поступального руху поршнів в обертальний і передачі крутного моменту споживачеві потужності. На рис. 1.12 показаний загальний вигляд колінчастого валу. 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. Колінчастий вал напівскладальний, тобто частини з'єднані або насадкою в гарячому стані, або зварюванням. Для 8...12 циліндрових двигунів колінчастий вал виготовлений з двох частин.

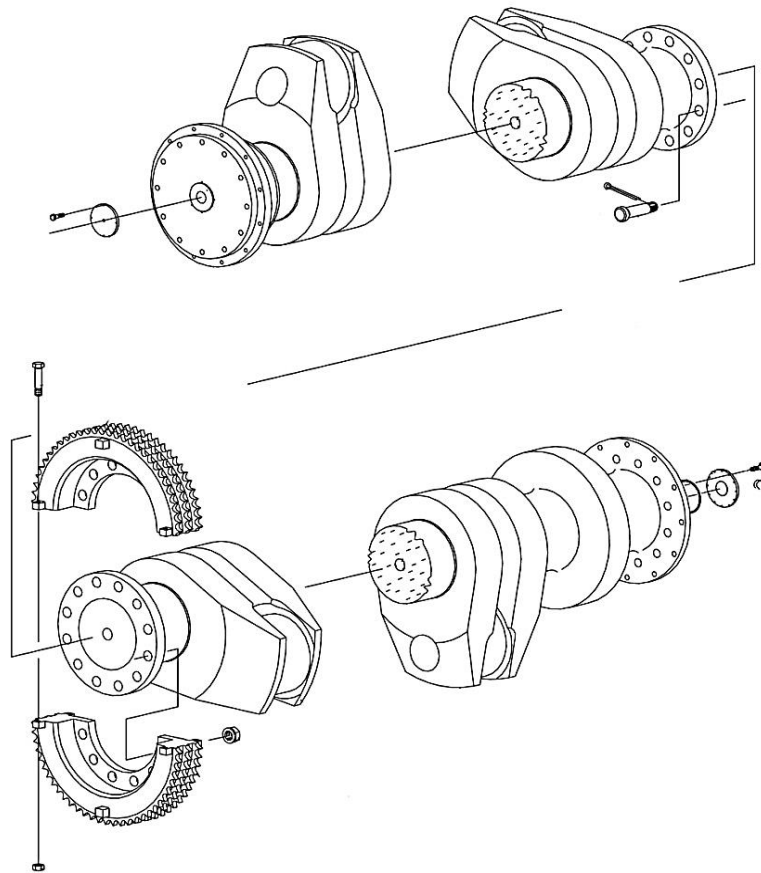


Рис. 1.12. Колінчастий вал

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

Колінчатий 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 валу або гаситель крутильних коливань.

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

Основним матеріалом для виготовлення колінчастого валу є сталь, легована титаном, хромом, нікелем і ванадієм. Поверхню колінчастого валу цементують для підвищення міцності при знакозмінних навантаженнях.

Крейцкопф спроектований у вигляді центральної поперечки зі 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 із крейцкопфом. Головний підшипник крейцкопфа має вкладиші, залиті шаром білого металу. Крім того, нижній вкладиш має прироблений шар покриття.

Шатун – один з основних елементів ЦПГ, що забезпечує з'єднання колінчастого валу 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 спрямований напрямним кільцем в крейцкопф. Щоб забезпечити відповідність різним модифікаціям двигуна, між штоком поршня і крейцкопфом може бути встановлена прокладка. Шток поршня кріпиться до крейцкопфа чотирма болтами. На кронштейн крейцкопфа, встановлений між напрямним башмаком і підшипником крейцкопфа, прикріплена

					КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

телескопічна труба, яка подає змащувальне і охолоджуюче мастило до крейцкопфа, шатунної шийки і поршня. Випускна труба мастила, охолоджуючого поршня, прикріплена до протилежного кінця поперечки крейцкопфа. 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 має свердленні канали для розподілу масла, що подається через телескопічну трубу, частково для охолодження поршня, частково на змащення головного підшипника крейцкопфа і направляючих башмаків, а через свердління в шатуні – на змащення шатунного підшипника. На рис. 1.13 показані в загальному виді крейцкопф і шатун.

Поверхні ковзання двох направляючих башмаків 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 башмаків.

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 задирки при перегріві.

Поршень складається з двох складових частин (див. рис. 1.14):

- головки поршня;
- спідниці поршня.

Головка поршня кріпиться до верхньої частини штока за допомогою болтів. Болти застопорені стопорними скобами.

Спідниця поршня кріпиться до головки поршня за допомогою болтів з відборткою. Болти застопорені стопорними скобами. Зверху головка поршня має теплостійке покриття. Головка поршня має канавки із хромовим покриттям для чотирьох поршневих кілець. Два верхніх можуть бути збільшеною висоти.

Всі поршневі кільця мають косий роз'єм:

- на поршневих кільцях №1 і №3 - правий;

					КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		22

- на поршневих кільцях №2 і №4 - лівий.

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. Охолоджувальне масло подається по телескопічній трубі до крейцкопфа і проходить по свердлінню в основі штока поршня і через трубу охолоджуючого мастила в штоку до головки 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, (основі) 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 торцевий виріз в поперечині крейцкопфа і направляється трубою в крейцкопф. Залежно від типу двигуна він може бути обладнаний прокладкою між штоком поршня і крейцкопфом.

Шток кріпиться до поперечки крейцкопфа чотирма болтами, які угвинчуються крізь основу штока поршня в крейцкопф. Болти застопорені стопорними скобами.

В отвір для штока поршня в днище ресивера продувочного повітря встановлений сальник штока поршня, що запобігає попаданню мастила з картера в порожнину продувочного повітря. Сальник запобігає також потрапляння продувочного повітря в картер. Сальник встановлений на фланці, пригвинчений 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.

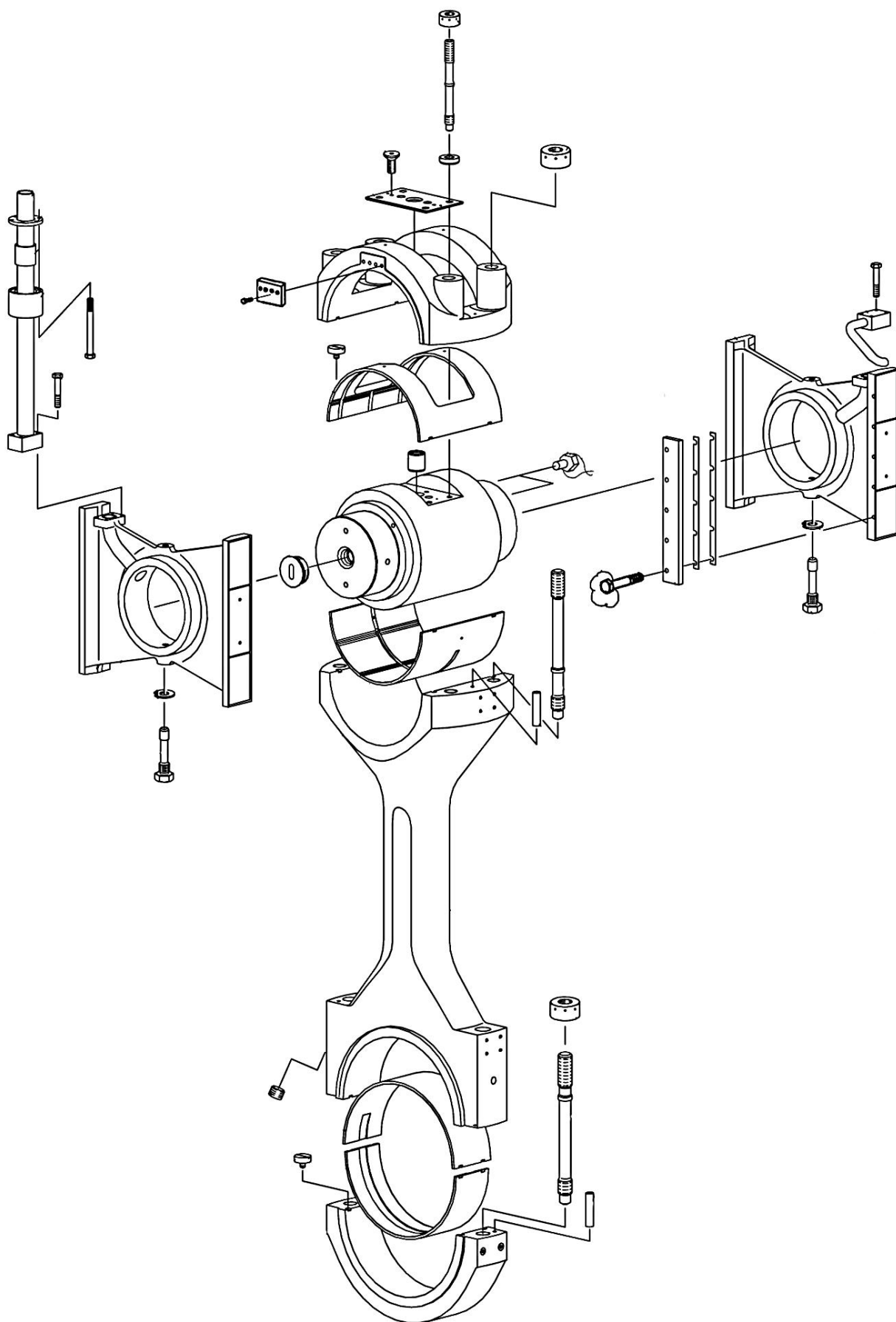


Рис. 1.13. Крейцкопф і шатун

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ

Арк.

24

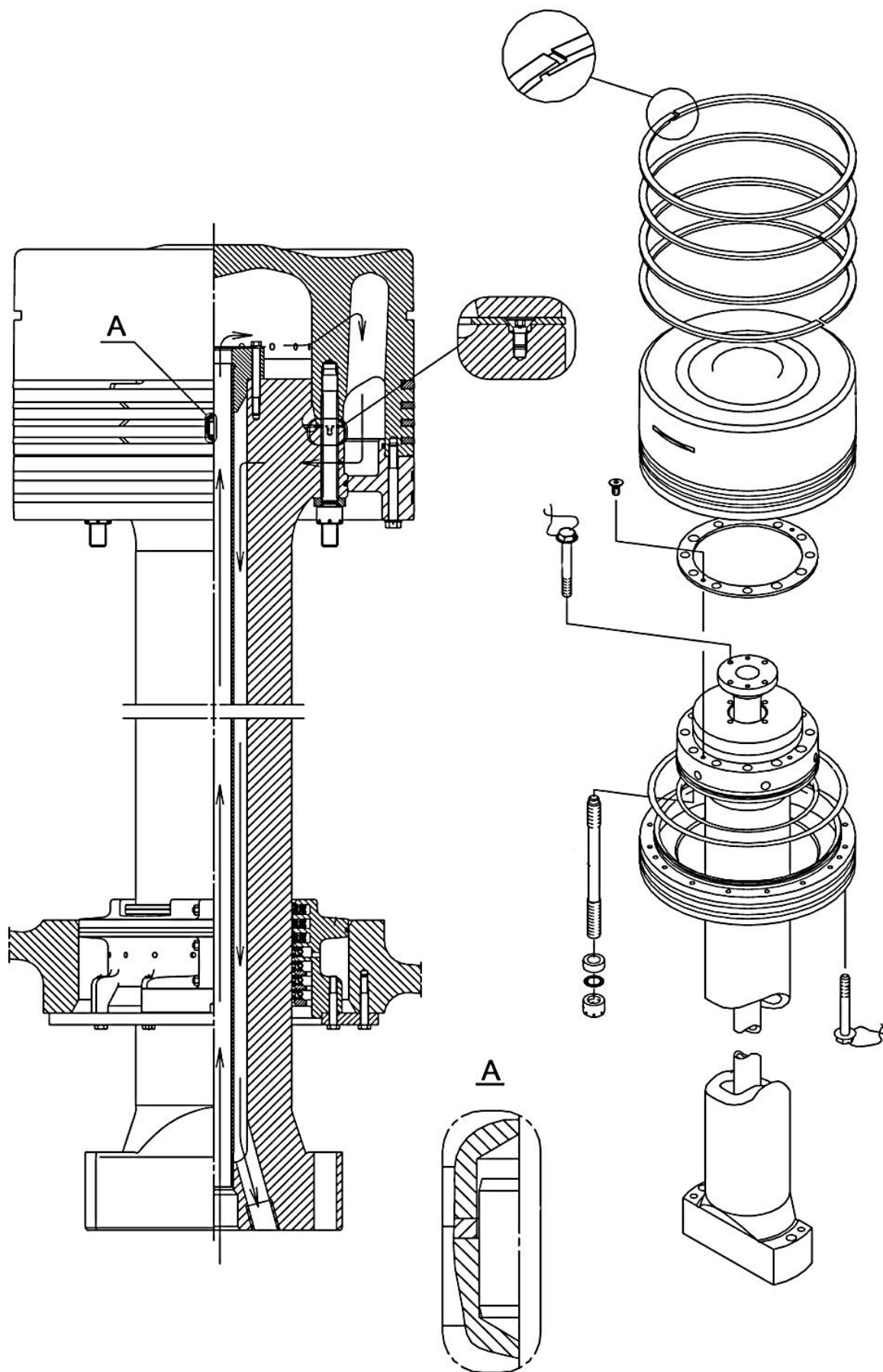


Рис. 1.14. Поршень і шток

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ

Арк.

25

На корпусі є сім проточених на верстаті кільцевих канавок:

- Сама верхня канавка з маслоз'ємним кільцем, що складається з чотирьох частин, з косими краями, які запобігають потраплянню шламу з-під поршневої порожнини на інші кільця. Під маслоз'ємним кільцем розташовано ущільнювальне кільце, що складається з восьми частин і служить для запобігання проникнення продувочного повітря вниз вздовж штока поршня. Маслоз'ємне кільце і кільце ущільнювальне направляються двома циліндричними штифтами.

- 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.

- 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 і впресованою пластиною в кожну з маслоз'ємною кромкою, поверненою 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 мастила – 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. На рис. 1.15 показаний, в загальному вигляді, сальник штока поршня.

					КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		26

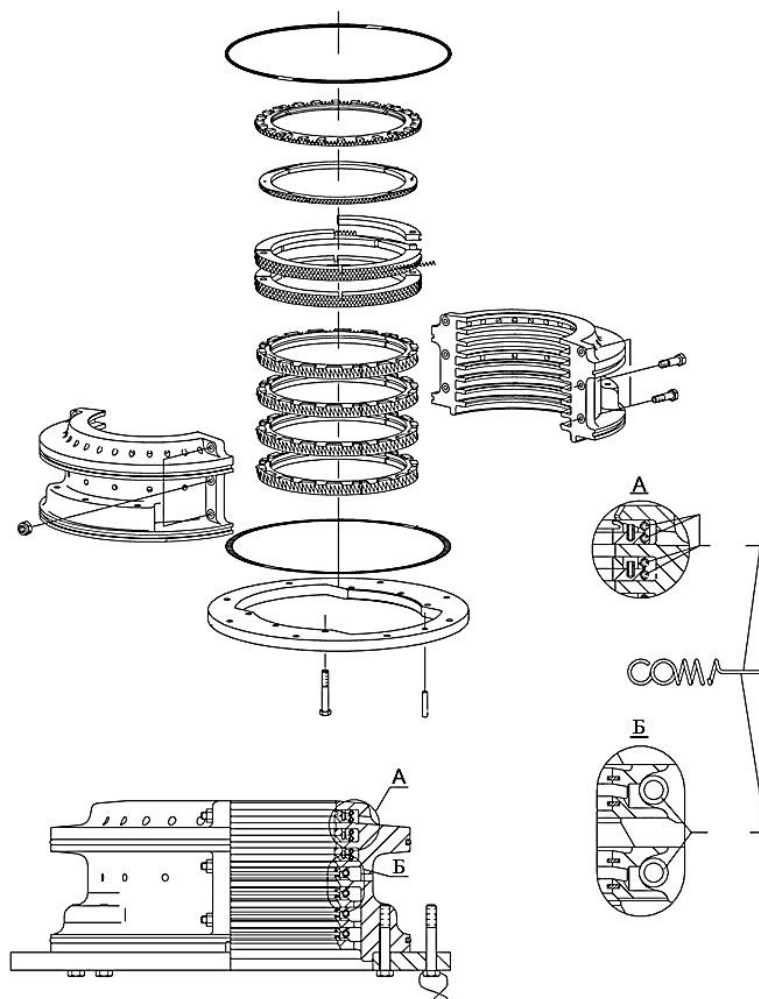


Рис. 1.15. Сальник штока поршня

1.3 Тенденції розвитку двигунів типу L-МС-С фірми MAN B&W

Фірма MAN B&W (Данія) є одним з найбільших виробників суднових МОД і міжнародною групою компаній (підрозділів), котра володіє виробництвом в Китаї (NHM, DMD, YMD, CMD, STX, JAD, ZJCME, ZHD, RPM, YungPu and GMD), Кореї (Hyundai, Doosan and STX), Японії (Mitsui (Makita and Diesel United), Hitachi (IMEX) and Kawasaki (Hanshin)), В'єтнамі (Vinashin), Росії (Брянськ, БМЗ), Польщі (Cegielski), Хорватії (Brodosplit and Uljanik).

Даний вид МОД типу MAN B&W L-МС-С здатний працювати на паливі з в'язкістю до 730 сСт при 50 °С, тобто практично на будь-якому паливі, починаючи з низькосортних мазутів і закінчуючи природним газом, такі двигуна цього типу мають приставку – G1.

Дизелі MAN B&W типу L-МС-С експлуатуються на транспортних суднах, а також на морських бурових установках. Дизелі мають компактну конструкцію, що забезпечує полегшення в експлуатації дизелів даного типу.

Багато факторів сприяють ефективності двигуна, тим головним фактором є сама геометрія двигуна. Не тільки особливостями габаритних розмірів двигуна, але й співвідношенням циліндрів двигуна, яке визначається співвідношенням ходу поршня до діаметру циліндра ($S/D_{ц}$).

Циліндровий двигун з більшим співвідношенням $S/D_{ц}$, буде мати меншу площу поверхні, яка зазнає впливу в камері згоряння від газів у порівнянні з циліндром з більш коротким співвідношенням ходу поршня до діаметра циліндра, що і є провідним безпосередньо до зниження тепловіддачі в циліндрі, при якому збільшується енергія передачі на колінчастий вал і, отже, має більш високу ефективність.

У міру збільшення співвідношення $S/D_{ц}$ збільшується відстань проходу свіжого повітря, яке повинно пройти між впускними і випускними каналами циліндра. Ця збільшена відстань призводить до більш високої ефективності очищення і більш низької насосної роботи циліндра.

При зменшенні співвідношення ходу поршня до діаметра циліндра ($S/D_{ц}$), тертя в підшипниках збільшується, тому що більша поршнева область передає більш численні зусилля на підшипники колінчастого валу. Однак відповідний короткий хід призводить до зниження області тертя в циліндрі, що відбуваються на межі поверхні контакту циліндра та кільця.

Двигуни, які вимагають високої паливної ефективності, такі як у великих океанських суден, мають великий коефіцієнт співвідношення ходу поршня до діаметра циліндра і, внаслідок сил інерції поршня, вимагають більш повільної швидкості роботи двигуна і нижчої інтенсивності потужності.

В даний час всі МОД даного типу випускаються тільки з прямоточно-клапанною схемою продувки. Потік повітря рухається уздовж осі циліндра з чистим витісненням продуктів згоряння без значного перемішування їх з

					КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

повітрям. Завдяки хорошій організації газообміну двигуни з такою схемою продувки мають найбільш низьке значення коефіцієнта залишкових газів γ_r .

Тангенціальне розташування вікон забезпечує закручування потоків повітря, що надходить в циліндр і гвинтоподібний їх рух від продувних вікон до випускних клапанів. Тангенціальний обертальний рух зберігається до кінця стиснення і сприяє поліпшенню сумішоутворення. Завдяки ефекту чистого витіснення газів хороше очищення циліндрів від продуктів згоряння досягається навіть при невеликому коефіцієнті надлишку повітря (1,45...1,55).

Застосування випускних клапанів при створенні сучасних МОД дозволяє підбирати найвигідніші фази газорозподілу і управляти ними за допомогою мікропроцесорної техніки на всіх діапазонах робочих навантажень.

Всі, що випускаються зараз МОД мають ізобарну систему наддуву (з постійним тиском перед ТК). При падінні навантаження приблизно до 25% підключаються електровоздуховки. Клапанні коробки в повітряному ресивері тут використовують для запобігання витоків продувочного повітря при роботі двох електровоздуховок, які включаються автоматично. Повітряний ресивер не має герметичних перегородок, що відокремлюють порожнину кожного циліндра, як це виконувалося на МОД попередніх поколінь при використанні підпоршневих порожнин в якості другого ступеня наддуву.

Значне підвищення максимального тиску згоряння $p_{\max}$ суттєво збільшило відношення діаметра шийок колінчастого валу до діаметру циліндра. Так, якщо в колишніх дизелях фірми MAN B&W – типу VTBF це відношення становить 0,7...0,8, то в дизелях нового покоління, наприклад, типу L-МС воно вже більше одиниці (1,5...1,1). Тільки таким шляхом механічні напруги в валах і питомі тиску в підшипниках із зростанням $p_{\max}$ в циліндрі до 140 бар вдається зберегти на рівні, що забезпечує надійну роботу валів і підшипників в експлуатації.

Розподільчий вал приводиться в обертання від колінчастого валу ланцюговою передачею, яка добре зарекомендувала себе в експлуатації.

Розподільчий вал приводить в рух золотникові паливні насоси високого тиску (ПНВТ) і поршні гідравлічних приводів випускних клапанів.

Оригінально вирішено питання реверсування двигуна (без реверсування розподільного валу). При зміні напрямку обертання двигуна реверсують тільки повітророзподільник і привід ПНВТ. Реверсування ПНВТ здійснюється перестановкою ролика штовхача плунжера в нове положення.

Випускний клапан має гідропневматичний привід. Гідропневматичний привід підвищує надійність роботи, зменшує шум, знос, збільшує термін служби клапана, усуває удари в приводі. Крім того, випускний клапан має крильчатку (імпеллер), розраховану на провертання клапана при роботі для зменшення зношень.

В усіх дизелях збережений і шестерний привід розподільного валу, який приводить в рух поршні гідравлічних приводів випускних клапанів і паливних насосів.

Поршень дизеля складовий, його масивна головка з жароміцної сталі, яка охолоджується по каналах всередині поршня, а спідниця – чавунна.

Фірма MAN B&W протягом останніх декількох років повністю оновила конструкцію своїх турбокомпресорів у зв'язку з постійно зростаючими вимогами по наддуву сучасних двотактних двигунів (необхідність одночасно забезпечити високий тиск наддувочного повітря і високий ККД турбокомпресора). Для досягнення цієї мети було вирішено ряд складних завдань:

- створений компресор для $\pi_k = 4,5$ і більше;
- розроблено нове облопачування турбінної ступені;
- вдосконалені вузли підшипників.

Велике значення для підвищення паливної економічності має паливна апаратура. У нашому випадку дизель MAN B&M має ПНВТ золотникового типу, який володіє точністю і порційністю подаваного палива в циліндр.

					КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

1.4 Висновок до розділу

У першому розділі було здійснено комплексний аналіз головного суднового двигуна типу 8L70MC-C8-ТІІ виробництва фірми MAN B&W. Наведено повні технічні характеристики двигуна, охарактеризовано його конструктивну будову, включаючи елементи остова та основні вузли крейцкопфного механізму. Особливу увагу приділено системам продувки, змащення та охолодження, а також описано конструкцію деталей, що зазнають найбільшого навантаження — поршня, шатунів, крейцкопфа, колінчастого валу та сальників штока. Окремим підрозділом висвітлено сучасні тенденції розвитку двигунів серії L-MC-C, зокрема вдосконалення паливної апаратури, застосування гідропневматичних приводів клапанів та підвищення ефективності наддуву. Усе це вказує на високу надійність, потужність і технічну досконалість розглянутого двигуна, що й зумовлює його широке застосування в морській галузі..

					КРБ.142.4227ст.25.18.01.ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ

2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних

Процеси, які здійснюються в робочому циліндрі, унаслідок складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через змінність об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках звичайно прибігають до визначених спрощень опису фізичних явищ, що дозволяє використовувати загальновідомі положення технічної термодинаміки.

Зміна параметрів у процесах циклу залежить, як від конструктивних особливостей двигуна, наприклад, дійсного ступеня стиску, так і від параметрів у колекторах, що залежать від особливостей систем повітропостачання і газовідводу.

Розрахунок власне циклу зводиться до визначення параметрів наприкінці відповідних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунку параметрів, що характеризують цикл у цілому - індикаторних показників двигуна; побудові теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, що характеризують роботу двигуна в цілому – ефективних показників двигуна.

Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна. Розрахунок робочого циклу двигуна виконується за допомогою ПК.

Для розрахунку робочого циклу необхідно вибрати ряд вихідних параметрів, які приводяться в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Вихідні дані

Параметр, умовне позначення та одиниці вимірювання	Розрахункова формула чи джерело	Чисельне значення
Діаметр циліндра $D_{\text{ц}}$, м	Задано	0,7
Хід поршня S , м	Задано	2,36
Ефективна потужність двигуна N_e , кВт	Задано	26160
Частота обертання колінчастого валу n , хв^{-1}	Задано	105
Кількість циліндрів, i		8
Очікувана питома ефективна витрата палива g_e , $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.		0,172

Продовження табл. 2.1

Параметр, умовне позначення та одиниці вимірювання	Розрахункова формула чи джерело	Чисельне значення
Коефіцієнт тактності, z		1
Частка втраченого ходу, ψ_s	По даним заводу-виробника	0,08
Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива, α	По даним заводу-виробника	2,45
Коефіцієнт продувки, ϕ_a	По даним заводу-виробника	1,25
Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	По даним заводу-виробника	0,04
Температура залишкових газів T_r , К	По даним заводу-виробника	650
Коефіцієнт наповнення циліндра, η_n	Прийнято	0,85
Коефіцієнт падіння тиску при впусканні повітря у циліндр, k_a	Прийнято	1
Підігрів повітря об стіни циліндра ΔT , К	Прийнято	5
Температура повітря в наддувному колекторі T_k , К	По даним заводу-виробника	320
Ступінь стиску, ϵ_d	По даним заводу-виробника	14,5
Показник політропи (перше наближення): – стиснення, p_1 – розширення, p_2	Прийнято [22]	1,35 1,25
Коефіцієнт використання теплоти у точці «z», ξ_z	Прийнято [22]	0,92
Ступінь підвищення тиску, λ	Прийнято [19]	1,15
Коефіцієнт використання теплоти у точці «b», ξ_b	Прийнято [22]	0,96
Максимальна температура у циліндрі, T_z , К (в першому наближенні)	Прийнято [22]	2000

Продовження табл. 2.1

Параметр, умовне позначення та одиниці вимірювання	Розрахункова формула чи джерело	Чисельне значення
Температура газів в циліндрі в кінці процесу розширення T_b, K (в першому наближенні).	Прийнято [19]	1000
Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми, ϕ_d	Прийнято [22]	0,96
Механічний ККД двигуна, η_m	По даним заводу-виробника	0,95
Хімічний склад палива: Кількість вуглецю, C , кг Кількість водню, H , кг Кількість сірки S , кг Кількість кисню, O , кг Кількість води, W	Прийнято [22]	0,866 0,13 0 0,004 0
Коефіцієнт у рівняннях середньої теплоємності чистого повітря та чистих продуктів згоряння: $a'_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$ $a''_v, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$ $v', \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$ $v'', \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot K)$	Прийнято [22]	19,26 20,47 0,0025 0,0036

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

2.2 Розрахунок процесу наповнення циліндра

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури наприкінці наповнення, а також коефіцієнта наповнення. Результати розрахунку представлені в табл. 2.2

Таблиця 2.2. Розрахунок процесу наповнення

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Числове значення
Необхідний тиск повітря в наддувочному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_n}$	0,3515

Продовження табл. 2.2

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Числове значення
Тиск в циліндрі на початку стиснення p_a , МПа	$K_a \cdot p_k$	0,3515
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	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \psi_s)$	0,9009

2.3 Розрахунок процесу стиснення

Процес стиснення повітря у циліндрі двигуна виконується при русі поршня від нижньої мертвої точки (НМТ) до верхньої мертвої точки (ВМТ). Основне призначення процесу стиснення - підвищення температури заряду для забезпечення самозаймання вприскую чого палива (суміші) та ефективно його спалення.

Дійсний процес стиснення є політропним з показником ступеня стиску n_1 , перемінним на всьому протязі ходу поршня. У розрахунку робочого процесу стиску приймається, що він відбувається по політропі з умовним середнім показником $n_1 = \text{const}$, величина якого забезпечує одержання такої ж роботи на лінії стиску, як і при дійсним показникові.

Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Розрахунок процесу стиснення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску:		
$a_{VC}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$\frac{\gamma_r \alpha_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \alpha_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,279
$b_C, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}^2)$	$\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	0,0025
Середні показники політропи стиску n_1 (знаходяться методом послідовних наближень):	Для початкового n_1 див. п. 2.1	<u>1,35</u>
I наближення	$\frac{8,314}{a_{VC} + b_C T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1,373
II наближення	$\frac{8,314}{a_{VC} + b_C T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1,370
III наближення	$\frac{8,314}{a_{VC} + b_C T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1,3709
Через те, що різниця значень показника n_1 політропи стиску в III та II не перевищує $\pm 0,005$, кінцевим значенням n_1 приймається останнє значення.		
Тиск в кінці стиснення p_c , МПа	$p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	13,7421
Температура у кінці стиснення T_c , К	$T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	909,9388

2.4 Розрахунок процесу згоряння

Основним процесом, який відбувається в циліндрі двигуна, є згоряння розпиленого палива, яке впорскується в циліндр. Процес згоряння є окислення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно

використовувати. Розрахунок складається з визначення кількості повітря необхідного для повного згорання 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх молярних теплоємностей, нижній теплопровідності 1 кг палива, ступінь підвищення тиску і максимальної температури процесу. У першому наближенні температуру T_z приймаємо, виходячи з того, що при більшому значенні $T_z > 2000$ К відбувається дисоціація газів, що небажано. Результати розрахунку представлені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Розрахунок процесу згорання

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0,5
Дійсна кількість повітря необхідна для згорання 1 кг палива L , кмоль/кг	$\alpha \cdot L_0$	1,225
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,0266
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0256
Частина палива, спалена до точки z , X_z	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,9583
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \chi_z$	1,0245
Постійна палива, k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,06525
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z :	$\frac{[(1+k)\chi_z + \gamma_r]a_v'' + [\alpha(1+\gamma_r) - (\chi_z + \gamma_r)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k \cdot \chi_z}$	19,7518

$a_{vz}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ $b_z, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$\frac{\left[(1+k)\chi_z + \gamma_r \right] b'' + \left[\alpha(1+\gamma_r) - (\chi_z + \gamma_r) \right] b'}{\alpha(1+\gamma_r) + k\chi_z} \cdot \frac{1}{2}$	0,0029
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b: $a_{vb}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ $b_b, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$\frac{\left[(1+k) + \gamma_r \right] a_v'' + \left[(1+\gamma_r)(\alpha-1) \right] a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$ $\frac{\left[(1+k) + \gamma_r \right] b'' + \left[(1+\gamma_r)(\alpha-1) \right] b'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	19,7718 0,0030
Найнижча теплота згоряння палива, $Q_H, \text{кДж}/\text{кг}$	$418,7 \left[81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6(9 \cdot H + W) \right]$	42716,61
Найнижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютного нуля Q'_H , $\text{кДж}/\text{кг}$	$Q_H + \alpha L_0 (1 + \gamma_r) \cdot$ $\cdot \left[\beta_z (a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0) \right] \cdot T_0$	43125,26
Постійні у рівнянні згоряння: — C — B — A	$\frac{1}{\beta_z (1 + \gamma_r)} \cdot$ $\cdot \left\{ \frac{\beta_z Q'_H}{L} + \left[\begin{array}{l} a_{vc} + b_c T_c + \\ + \gamma_r (a_{vc} + b_c T_c) + \\ + (1 + \gamma_r) 8,314 \cdot \lambda \end{array} \right] \right\}$ b_z $8,314 + a_{vz}$	57442,681 0,0029 28,0658
Максимальний тиск в циліндрі, МПа	$P_z = \lambda p_c$	15,8034
Максимальна температура в циклі $T_z, \text{К}$; (встановлюється методом послідовних наближень): І наближення ІІ наближення ІІІ наближення Через те, що різниця значень	Для початкового T_z див. п. 2.1. $T_z = \frac{C}{A + B T_z}$ $T_z = \frac{C}{A + B T_z}$ $T_z = \frac{C}{A + B T_z}$	2000 1789,733 1822,973

показників T_z в III та II не перевищує 50 К, кінцеве значення T_z приймається останнє значення.	1817,628
--	----------

2.5 Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня здійснюється при розширенні продуктів згоряння. На процес розширення впливають теплообмін розширюючих газів зі стінками циліндру, можливість витоку газів крізь нещільність у результаті процесу дисоціації. Усі ці фактори обумовлюють зменшення показника політропи n_2 .

Розрахунок процесу розширення складається у визначенні ступеня наступного розширення, параметрів наприкінці процесу і середнього показника політропи розширення. Результати розрахунку представлені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5. Розрахунок процесу розширення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Ступень попереднього розширення	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,6796
Ступень подальшого розширення	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,6328
Постійні рівняння для знаходження показника політропи розширення n_2 кДж/кмоль:	$\frac{Q'_H (\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r) \beta}$	1320,93
– D – C	$\frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z$	45571,569
Середній розрахунковий показник політропи розширення n_2	$\frac{8,314 \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{bc} + b_b T_b) T_b} + 1$	1,2533

Температура газу у кінці розширення T_B , К	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	992,6974
Тиск у кінці процесу розширення P_b , МПа	$\frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	1,0605

2.6 Визначення індикаторних показників циклу

Індикаторні показники характеризують досконалість робочого циклу в циліндрі, де враховуються тільки теплові втрати. Розрахунок індикаторних показників складається у визначенні середнього індикаторного тиску (p_i), питомої індикаторної витрати палива (g_i) й індикаторного ККД (η_i).

Результати розрахунку зведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6. Визначення індикаторних показників циклу

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Середній індикаторний тиск по не округленій діаграмі p'_i МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (p - 1) + \frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,3351
Середній індикаторний тиск по округленій діаграмі p_i , МПа	$\phi_{скр} \cdot p'_i (1 - \psi_s)$	2,0624
Питома індикаторна витрата палива g_i	$433 \cdot \frac{p_k \cdot \eta_n}{L \cdot T_k \cdot p_i}$	0,1703
Індикаторний ККД циклу η_i	$\frac{3600}{g_i \cdot Q_H}$	0,4887

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 КШМ на

					КРБ.142.4227ст.25.18.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		40

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. 2.7.

Таблиця 2.7. Визначення ефективних параметрів двигуна

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \cdot \eta_m$	1,9593
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	q_i / η_m	0,1793
Ефективний ККД двигуна η_e	$\eta_i \cdot \eta_m$	0,4643

2.8 Розрахунок і побудова згорнутої індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Далі ця діаграма є необхідним матеріалом для динамічного і розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом [24], тому що графічні методи побудови дають великі помилки.

Для побудови згорнутої індикаторної діаграми необхідно виконати наступні дії:

- 1) Встановити масштаби побудови діаграми. Масштаб по осі ординат тиск, m_p . Масштаб по осі абсцис відношення об'ємів m_v/V_e ;
- 2) Нанести значення по осі абсцис: Для двотактних ДВЗ - від 1 до $\epsilon_{ум}$.

Значення $V/V_c = 1$ - відповідає ВМТ двигуна. $V/V_c = \varepsilon_{ум}$ - 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:

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

– для процесу розширення:

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

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

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

де ε_z - геометричний ступінь стиску.

Геометричний ступінь стиску:

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

де ε_z - геометричний ступінь стиску

ψ_s – доля втраченого ходу;

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

Результати розрахунку координат теоретичної індикаторної діаграми зведені в табл. 2.8.

					КРБ.142.4227ст.25.18.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		42

Таблиця 2.8. Координати крапок політропи

V/V _c	1	1,25	1,5	(ρ) 1,68	1,75	2	2,5	3	4	6	8	10	12	(ε ₀) 14,5
P _{cm} МПа	13,74	10,12	7,88	6,75	6,38	5,31	3,91	3,05	2,056	1,18	0,79	0,58	0,45	0,35
P _{роз} МПа	P _z				15,01	12,7	9,61	7,65	5,34	3,21	2,24	1,69	1,35	1,068
	15,803													

По даним з табл. 2.8 будуємо індикаторну діаграму (див. графічну частину ДР).

2.9 Вибір та обґрунтування вихідних даних динамічного розрахунку

Динаміка ДВЗ – це область механіки, яка досліджує рух елементів кривошипно-шатунного механізму під впливом газового тиску та інерційних сил. Основна увага приділяється аналізу режимів руху, зменшенню механічних навантажень, що виникають під час роботи двигуна, врівноваженню інерційних сил, оцінці енергоспоживання та ефективності роботи механізмів. Важливими чинниками, що визначають надійність, ресурс і економічність сучасного ДВЗ, є раціональна конструкція КШМ, рівномірність його дії, мінімізація крутильних коливань колінчастого вала та забезпечення стабільного функціонування рухомих деталей

КШМ двигуна призначений для перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала з одночасною передачею енергії розширення газів у циліндрі на колінчастий вал.

У даному випадку розглядається ДВЗ з центральним КШМ. Механізм називається центральним, тому що вісь колінчастого вала і вісь циліндра перетинаються. Цей тип двигуна є самим розповсюдженим у практиці дизелебудування.

Застосування такого КШМ дає перевагу, яка позначається в основному

на одержанні уніфікації основних деталей остова при виробництві двигунів правої і лівої моделей.

Вибираємо основні розрахункові дані для двигуна і заповнюємо табл. 2.9

Таблиця 2.9. Вихідні данні

Величина	Значення
Тактність (число тактів) для двотактних ДВЗ	$D = 2$
Крок (розрахунку). Обирається в залежності від кута заклинки	$H = 5$ град.
Частота обертання колінчастого валу	$n = 105 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин КШМ	$M_S = 20000 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина хода поршня	$R = 1,18 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{ш} = 0,445$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T = 0,2 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K = 0,35 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці «с»)	$P_c = 13,74 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці «z»)	$P_z = 15,8 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$\rho = 1,679 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,37$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,25$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 14.5$

2.10 Побудова силової схеми КШМ

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому 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 вигляді 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 (для крейцкопфних двигунів - тиск наддувочного повітря);

$P_{ТР}$ - сила тертя між втулкою і поршнем (при необхідності додається сила тертя в крейцкопфі).

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

2.11 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

На рис. 2.1. представлена силова схема КШМ, де показано розкладання сил у центрах головного і мотилевого підшипників.

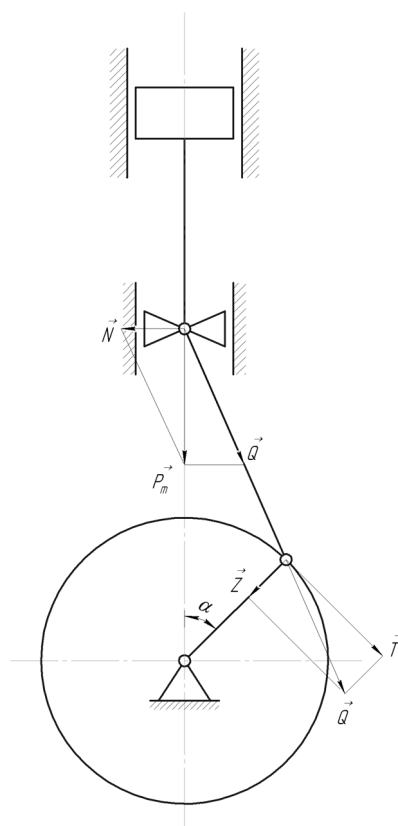


Рис. 2.1. Силовая схема КШМ

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 мотилевої шийки.

Розрахункові формули мають вид:

$$N = P_{\text{об}} \cdot \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha))$$

$$Q = \frac{P_{\text{об}}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))}$$

$$Z = \frac{P_{\text{об}} \cos(\alpha + \arcsin(\lambda \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))}$$

$$T = \frac{P_{\text{об}} \sin(\alpha + \arcsin(\lambda \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))}$$

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

2.12 Побудова 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:

1-8-2-6-4-5-3-7

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

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{360}{z \cdot i};$$

де $z = 1$ – коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 8$ – число циліндрів;

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{360}{1.8} = 45^{\circ}.$$

Далі значення дотичної сили одного циліндра поділяється на 9 рівних ділянок, що відповідають $\alpha_{\Sigma} = 45^{\circ}$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 3.2 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 таблицю 2.10. На підставі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили.

Таблиця 2.10. Розрахунок сумарних дотичних сил

α° , ПКВ	Номер циліндру								ΣT
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	
0°	0	-1,93	3,134	0	3,334	0,002	1,4	-1,028	4,912
5°	-0,085	-1,785	3,07	1,457	3,017	-0,111	1,189	-1,195	5,557
10°	-0,173	-1,572	2,951	2,915	2,847	-0,37	0,995	-1,367	6,226
15°	-0,266	-1,303	2,784	4,375	2,796	-0,76	0,818	-1,539	6,905
20°	-0,365	-0,998	2,579	5,834	2,829	-1,233	0,656	-1,701	7,601
25°	-0,474	-0,685	2,35	5,901	2,912	-1,685	0,508	-1,842	6,985
30°	-0,594	-0,396	2,108	5,175	3,01	-1,948	0,371	-1,948	5,778
35°	-0,726	-0,164	1,864	4,441	3,093	-1,803	0,243	-2,005	4,943
40°	-0,871	-0,022	1,626	3,811	3,139	-1,112	0,12	-2,002	4,689
45°	-1,028	0,002	1,4	3,334	3,134	0	0	-1,93	4,912

2.13 Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна

Розрахункова величина індикаторної потужності:

$$(N_i)_{\bar{a}} = \Sigma T_{cp} \cdot \mu_m \cdot F_{\Sigma} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot 10^3,$$

де ΣT_{cp} - середнє сумарне дотичне зусилля, мм;

$\mu_m = 0,046$ - масштаб діаграми, МПа/мм;

$F_{\text{ц}} = 0,385$ - площа поперечного перерізу циліндра, м^2 ;

$R = 1,18$ - радіус кривошипа, м ;

$n = 105$ - частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} .

$\Sigma T_{\text{ср}}$ - знаходиться по формулі:

$$\Sigma T_{\text{ср}} = \frac{F_g}{L} = \frac{24307}{188,7} = 128,8 \text{ мм},$$

де $F_g = 24307$, - площа діаграми, мм^2 ;

$L = 188,7$ - довжина діаграми, мм .

$$(N_i)_{\text{д}} = 128,8 \cdot 0,046 \cdot 0,385 \cdot \frac{3,14 \cdot 105}{30} \cdot 1,18 \cdot 10^3 = 29581 \text{ кВм}.$$

$$(N_i)_{\text{ц}} = 13,1 \cdot p'_1 \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z, \text{кВм};$$

$$(N_i)_{\text{ц}} = 13,1 \cdot 2,335 \cdot (0,7)^2 \cdot 2,36 \cdot 105 \cdot 8 \cdot 1 = 29713 \text{ кВм}.$$

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

$$\delta = \frac{|29713 - 29581|}{29581} \cdot 100\% = 0,446\%$$

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.

2.14 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). На рис. 2.2 показаний загальний вид маховика.

					КРБ.142.4227ст.25.18.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		48

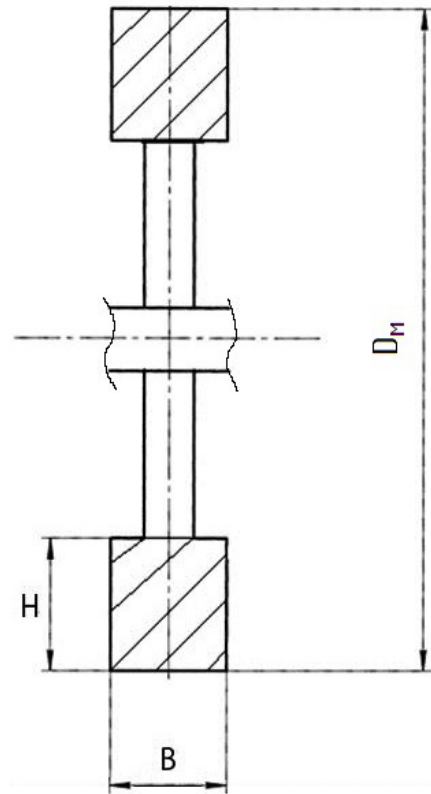


Рис. 2.2. Загальний вид маховика

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

$$L_{\text{надл}} = 0,0174 \cdot L'_{\text{надл}} \cdot \mu_{\tau} \cdot \mu_{\alpha} \cdot F_{\text{ц}} \cdot R \cdot 10^6, [\text{Дж}]$$

де $L'_{\text{надл}} = 1540$ – площа згідно із надлишковою роботою, мм;

$\mu_{\tau} = 0,046$ – масштаб діаграми сумарний та дотичних сил, МПа/мм;

$\mu_{\alpha} = 0,238$ – масштаб кута α , град/мм;

$F_{\text{ц}} = 0,75 \text{ м}^2$;

$R = 1,18$ – радіус кривошипа, м².

$$L_{\text{надл}} = 0,0174 \cdot 1540 \cdot 0,046 \cdot 0,238 \cdot 0,385 \cdot 1,18 \cdot 10^6 = 133274,6 \text{ Дж}$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

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

$$I_a = \frac{91,2 \cdot 133274,6}{0,04 \cdot 105^2} = 27561,5 \text{ [кг} \cdot \text{м}^2 \text{]}$$

де $\delta = 0,04$ – степінь нерівномірності оберту колінчатого валу приймаємо;

$n = 105 \text{ хв}^{-1}$ – частота оберту колінчастого валу.

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

$$I_M = 0,4 \cdot I_a$$

Таким чином:

$$I_M = 0,4 \cdot 27561,5 = 11024,6 \text{ [кг} \cdot \text{м}^2 \text{]}$$

2.15 Визначення маси та діаметру маховика

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

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

де $[V] = 40 \text{ м/с}$ – допустима лінійна швидкість на ободі маховика, м.

$$D_{M1} = \frac{60 \cdot 40}{3,14 \cdot 105} = 7,28 \text{ м}$$

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

$$D_{M2} = 1,7 \cdot 2,36 = 4,012 \text{ м}$$

Маховий момент маховика:

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

звідки:

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

де D_M = діаметр маховика.

					КРБ.142.4227ст.25.18.02.ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

$$M_m = \frac{4 \cdot 11024,6}{(4,012)^2} = 2739,69 \text{ [кз} \cdot \text{м]}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

$$H = \sqrt{\frac{M_m}{\pi \cdot K_m \cdot D_m \cdot \rho}},$$

де M_m - маховий момент;

$K_m = 0,2$ - В/Н;

D_m - діаметр ободу маховика;

$\rho = 7800$ щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{2739,69}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 4,012 \cdot 7800}} = 0,373 \text{ м}$$

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

$$B = 0,2 \cdot 0,373 = 0,0746 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

$$M_m = \pi \cdot D_m \cdot B \cdot H \cdot \rho$$

де H - висота ободу маховика;

B - ширина маховика;

ρ - щільність металу.

$$M_m = 3,14 \cdot 4,012 \cdot 0,0746 \cdot 0,373 \cdot 7800 = 2734,2 \text{ кз}$$

2.16 Висновок по розділу

В табл. 2.11 приведено основні параметри розглянутого двигуна типу 8ДКРН 70/236, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.11. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектований двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	26160
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	105
3.	Ступінь стиску	14,5
4.	Тиск наддуву, МПа	0,3515
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,45
6.	Середній ефективний тиск, кПа	1,9593
7.	Ефективна витрата палива, кг/(кВт·год)	0,1793
8.	Механічний ККД	0,950
9.	Індикаторний ККД	0,4887
10.	Ефективний ККД	0,4643

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

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,1793 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

Аналіз результатів динаміки КШМ двигуна типу 8ДКРН 70/236 дозволяє судити про невірноваженість моменту другого порядку. Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають встановленням маховика масою 2734 кг.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТУРБОКОМПРЕСОРА ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ДКРН 70/236

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.

3.1 Визначення основних характеристик та параметрів компресора

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

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

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

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 – $\varphi_a = 1,25$)

$$G_k = \frac{0,1793 \cdot 26160 \cdot 14,3 \cdot 2,45 \cdot 1,25}{3600} = 57,01 \text{ кг/с}$$

					КРБ.142.4227ст.25.18.03.ПЗ	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$Q_k = \frac{G_k}{\rho_n}$$

де $\rho_n = 1,17$ кг/м³ – густина повітря на вході компресора (при температурі ISO).

$$Q_k = \frac{57,01}{1,17} = 48,7 \text{ м}^3/\text{с}$$

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску:

$$P_k = \frac{P_k}{P_0}$$

де P_k – тиск повітря після компресора, МПа;

$P_0 = 0,101$ МПа – тиск навколишнього середовища (ISO).

Тиск в повітряному ресивері визначається в розділі 2.

Далі за формулою обчислюється ступінь підвищення тиску:

$$P_k = \frac{0,3515}{0,101} = 3,48.$$

3.2 Обґрунтування вибору турбокомпресора

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

На підставі значень P_k та G_k (або Q_k) знаходиться точка у полі витрат (рис. 3.1, 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_k) у сантиметрах (значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір. Якщо точка одночасно знаходиться у межах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. При виборі

					КРБ.142.4227ст.25.18.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		54

одного з двох можливих ураховують особливості двигуна, для якого підбирають ТК, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращими результатами в умовах можливих обмежень.

Максимальні об'ємні видатки сучасних ТК обмежені значеннями $Q_k = 50 \dots 60 \text{ м}^3/\text{с}$. Таким чином, для забезпечення повітрям двигуна 8ДКРН 70/236 мінімальна необхідна кількість ТК повинна бути не менша 2-х, а об'ємні витрати кожного з компресорів повинні складати:

$$Q_{k1} = \frac{Q_k}{2} = \frac{48,7}{2} = 24,35 \text{ м}^3/\text{с}$$

По знайденим значенням ступеня підвищення тиску Π_k і об'ємної витрати компресора ($Q_k = 24,35 \text{ м}^3/\text{с}$), на полі робочих характеристик компресорів ТК серії ТСА знаходимо відповідну точку і визначаємо марку ТК. У даному випадку, це ТК марки ТСА77 (рис 3.2).

Технічні характеристики ТК ТСА77 для двотактних двигунів зведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Технічні характеристики турбокомпресора ТСА88

Параметр	Значення
Максимальна потужність	27 200 кВт
Максимальний ККД ТК	0,73
Максимальна частота обертання	14200 об/хв. $^{-1}$
Маса	9250 кг
Довжина	3205 мм
Висота	2367 мм
Ширина	2012 мм

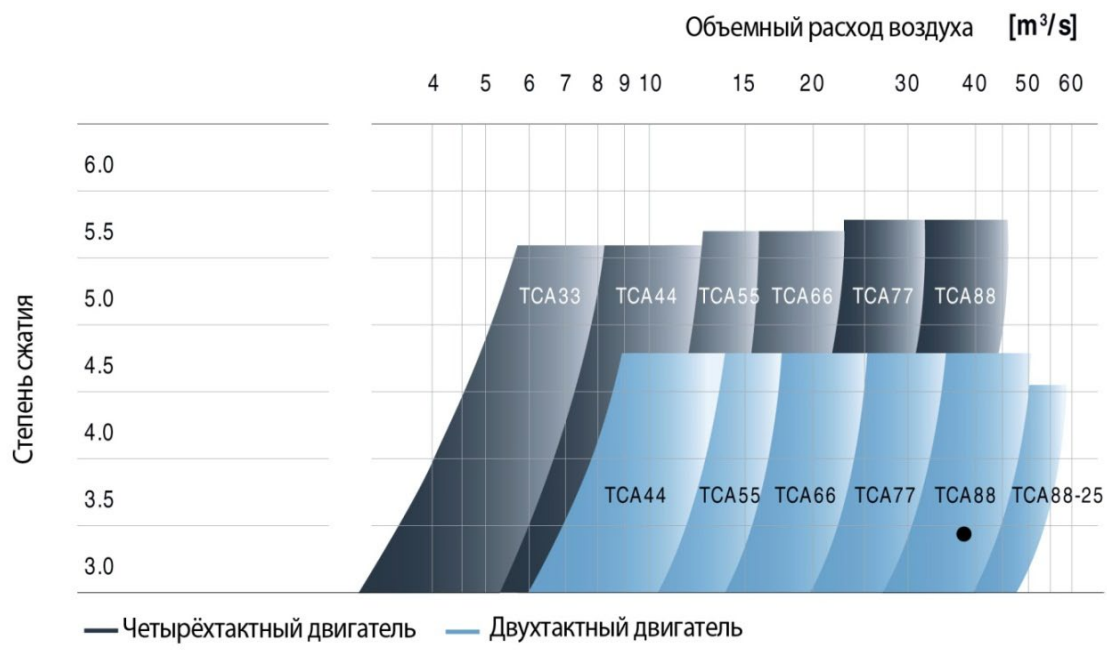


Рис. 3.1. Поле рабочих характеристик турбокомпрессоров ($P_K - Q_{K1}$) типа ТСА

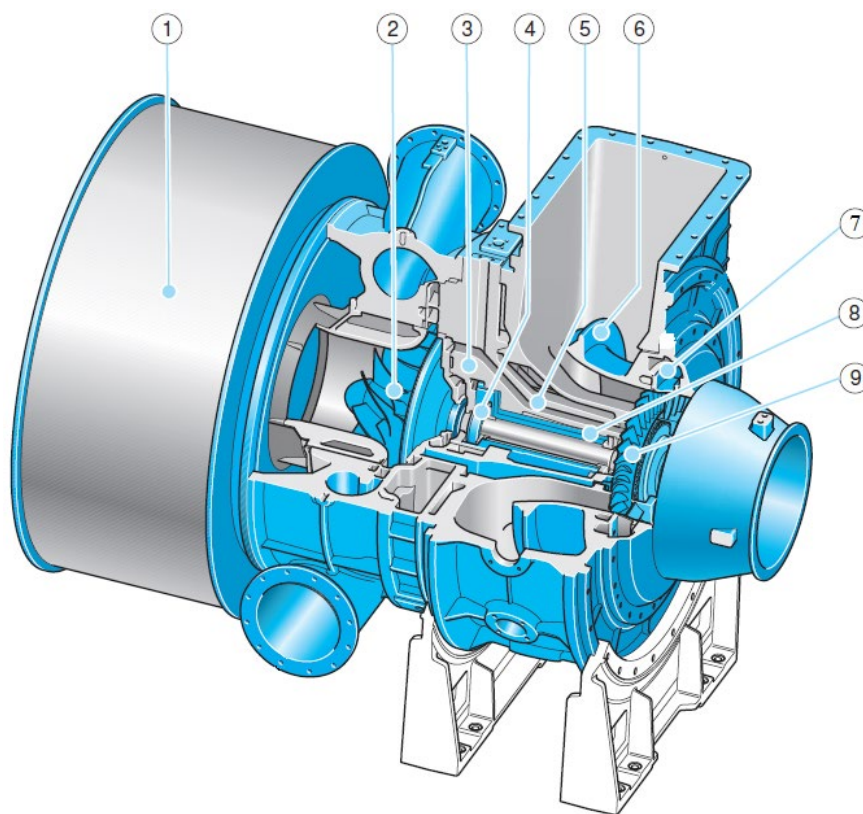


Рис. 3.2. Турбокомпрессор типа ТСА77

1 – глушник; 2 – компрессорное колесо; 3 – несущий корпус; 4 – опорно –упорный подшипник; 5 – удерживающая воздушная система; 6 – верхняя крышка выпускного диффузора; 7 – кольцо сопла; 8 – опорный подшипник; 9 – лопатки турбины

3.3 Розрахунок проточної частини компресора

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

3.3.1 Вхідні розрахункові параметри

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Числові значення
1	Витрата (Розхід)	G , кг/с	Згідно розрахунку	24,35
2	Ступінь підвищення тиску	Π_k	Згідно розрахунку	3,48
3	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	Приймається	300
4	Температура після злушника	T_a , К	$T_a = T_0$	300
5	Тиск навколишнього середовища	P_0 , Па	Приймається	1000000
6	Тиск після злушника	P_a , Па	$P_0 - \Delta P_a$	99000
7	Діаметр колеса на вході	D_2 , м		0,770
8	Діаметр маточини колеса	D_0 , м	$(0,22 \dots 0,35) D_2$	0,238
9	Діаметр на виході з БЛД	D_3 , м	$(1,1 \dots 1,2) D_2$	1,056
10	Діаметр на виході з лопатного дифузора	D_4 , м	$(1,6 \dots 1,8) D_2$	1,320
11	Товщина лопаток на вході у колесо	δ_1 , м	0,3 ... 2 мм	0,001
12	Число лопаток колеса	Z_k	12 ... 23	20
13	Число лопаток дифузора	z_d	$z_d > Z_k$; $z_d = 17, 19, 23 \dots$	25
14	Товщина лопаток дифузора: на вході на виході	δ_3 , м	0,5 ... 8,0 мм	0,005
		δ_4 , м	0,3 ... 2,0 мм	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	$\alpha_{ТВ}$	0,04 ... 0,08	0,04

22	Коефіцієнт витрат на ділянці 4-5 (за- витка)	ζ_5	0,2 ... 0,4	0,20
23	Коефіцієнт розходу ступеня компре- сора	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 дифузори	k_α	1,05 ... 1,07	1,05
26	Коефіцієнт зміни абсолютної швидко- сті у компресорі	A	0,5 ... 1,0	0,77
27	Кут атаки вхідної кромки ОСА	Π_+ , град	1 ... 10	1,0
28	Різниця кутів входу і виходу у лопа- тному дифузори	$\Delta\alpha$, град	12 ... 18	12,0
29	Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД	Π_+ , град	0 ... 5	1,0
30	Швидкість повітря перед фільтром	c_a , м/с	Приймається	30,0
31	Кут відхилення стінки ЛД	δ_m , град	Приймається	2,0

3.3.2 Попереднє визначення колової швидкості U_2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Резуль- тат
1	Коефіцієнт на- пору	$\bar{H}_K$	[Мошенцев]	1,5	1,5
2	Аддіатна ро- бота стиску в компресорі	L_{ad} , Дж/кг	$1004,5T_0(\tau_K^{0,286} - 1)$	$L_{ad} = 1004,5 \cdot 300(3,356^{0,286} - 1)$	124695,7
3	Колова швид- кість на діаме- три D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ad}}{\bar{H}_K}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 124695,786}{1,5}}$	407,750

3.3.3 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Резуль- тат
1	Швидкість пе- ред колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,25 \cdot 407,75$	101,938

2	Температура повітря перед колесом	T_1, K	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_1 = 300 - \frac{101,938^2 - 30^2}{2010}$	295,278
3	Тиск перед колесом	P_1, Pa	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 99 \cdot 10^3 \left(\frac{295,278}{300} \right)^{3,56}$	93557,5
4	Густина повітря перед колесом	$\rho_1, kg/m^3$	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{93557,509}{287,2 \cdot 295,278}$	1,104
5	Площа на вході у колесо	f_1, m^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_H, m	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0393 + 0,238^2}{3,14}}$	0,327
7	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1, m	$\sqrt{\frac{D_H^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,327^2 + 0,238^2}{2}}$	0,286

3.3.4 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	B_{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 захарщення 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	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{101,938}{0,964}$	105,7

	урахуванням за- ращення лопатками ОСА				
6	Кут входу потоку у колесо з урахуван- ням заращення на діаметрі D1	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 Dн	$\beta_{1н}$,град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_н}\right)$	$\beta_{1н} = \arctg\left(\frac{105,745}{407,750} \cdot \frac{0,88}{0,327}\right)$	34,912
8	Відносна швидкість потоку на діаметрі Dн	$w'_н$, м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1н}}$	$w'_н = \frac{105,745}{\sin 34,912}$	184,7
9	Число λ_w на діаме- трі Dн	$\lambda_{нw}$	$\frac{w'_н}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{нw} = \frac{184,766}{18,3\sqrt{300}}$	0,583
10	Температура пові- тря за колесом	T2, К	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p}$ $\left[-\mu^2 - \phi_{2r}^2 + \bar{c}_m^2 \right]$	$295,278 + \frac{407,75^2}{2010} \cdot \left[\frac{2(0,895 + 0,04)}{-0,895^2 - 0,2^2 + 0,25} \right]$	385,5
11	Визначення компле- ксу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,22
12	Тиск за колесом	P_2 ,Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$93557,509 \cdot \left(\frac{385,561}{295,278}\right)^{3,22}$	22087 8
13	Густина повітря	ρ_2 ,кг/м3	$\frac{P_2}{287,2 \cdot T_2}$	$\rho_2 = \frac{220878,942}{287,2 \cdot 385,561}$	2,003
14	Проекція абсолют- ної швидкості c2 на колову	c_{2u} , м/с	μU_2	$c_{2u} = 0,895 \cdot 407,75$	364,93
15	Меридіональна складова абсолют- ної швидкості	c_{2r} , м/с	$\phi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,2 \cdot 407,75$	81,55
16	Абсолютна швид- кість повітря на виході з колеса	c_2 , 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 c2	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	α_2 , 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 , 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

3.3.5 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	$c_3^{(1)}$ 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	$T_3^{(1)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(1)} = 385,561 + \frac{373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	406,81
3	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1}$ $= \frac{k}{k - 1} \eta_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	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 , 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	ρ_3 , 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 , м	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,098 \cdot 0,77$	0,075

8	Кут виходу потоку з БЛД	α_3 , град	$\arctg \left[\frac{b_2 \rho_2}{b_3 \rho_3} \{tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,098}{0,075} \cdot \frac{2,003}{2,197} \cdot \{tg 12,597 + \sqrt{1 + tg^2 12,597} \cdot \frac{0,01}{0,075} (0,528 - 0,44) \times \left[1 + \frac{1,4-1}{1,56-1} \cdot \frac{0,95^2}{2} \cdot 0,166 \right] \right]$	15,712
9	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3(2)$, м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3(2) = \frac{44,26}{3,14 \cdot 1,056 \cdot 0,075 \cdot 0,22 \cdot 2,197}$	299,14
10	Температура повітря за дифузоров	$T_3(2)$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(2) = 385,561 + \frac{373,937^2 - 311,614^2}{2010}$	410,6
11	Визначення числа Маха	M_{c_3}	$M_{c_3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c_3} = \frac{299,140}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 410,608}}$	0,736

3.3.6 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
1	Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3л}$, град	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3л} = 15,712 + 1$	16,712
2	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4л}$, град	$\alpha_{3л} + \Delta \alpha$	$\alpha_{4л} = 16,712 + 12$	28,712
3	Середній кут установки лопатки	$\alpha_{ср}$, град	$(\alpha_{3л} + \alpha_{4л})/2$	$\alpha_{ср} = (16,712 + 28,712)/2$	22,712
4	Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 28,712}{1,05}$	27,22
5	Коефіцієнт захарашчення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{л\delta_3}}{\pi D_3 \sin \alpha_{3л}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{20 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 1,056 \cdot \sin 16,712}$	0,869

6	Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{\text{Л}} \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4\text{Л}}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{20 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,32 \cdot \sin 28,712}$	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	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_3}{D_3 z_{\text{Л}}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,075 \cdot 0,869 \cdot 0,29}{1,056 \cdot 20}} \times \frac{\sqrt{2,306-1}}{\frac{1,32}{1,056} - 1} \right)$	10,746

3.3.7 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_{2n_4}	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1}$ $k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,5 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2n_4} = 2$
2	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	$410,608 = 410,608$	410,6
3	Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4}}$	$c_4 = 299,14 \cdot \frac{0,075 \cdot 1,056 \cdot 0,27}{0,08 \cdot 1,32 \cdot 0,46} \cdot \left(\frac{410,608}{410,608} \right)^2$	132,79
4	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}$, К	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 410,608 +$	446,35

				$\frac{299,140^2 - 132,79^2}{2010}$	
5	Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$	$P_4 = 2,56 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{446,355}{410,608} \right)^2$	328801,506
6	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_{\pi}, \text{м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4\pi} - D_3 \cos \alpha_{3\pi})}$	$\frac{1,32^2 - 1,056^2}{4(1,32 \cdot 0,88 - 1,056 \cdot 0,88)}$	1,072
7	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_{\psi}, \text{м}$	$\sqrt{R_{\pi}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\pi} \cos \alpha_{3\pi}}$	$\sqrt{11,072^2 + 0,528^2 - 1,056 \cdot 11,072 \cdot 0,88}$	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	$T_5, \text{К}$	$T_5 = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2010}$	$T_5 = \frac{132,790^2 - 78,492^2}{2010}$	452,063
12	Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{Па}$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$	$\Delta P_5 = 328801,506 \cdot \left(\frac{452,063}{446,355} \right)^{2,149}$	349095,3
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0[(P_5/P_0)^{0,286} - 1]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{300[3,391 - 1]}{452,063 - 300}$	0,825
14	Потужність привода компресора	$N_k, \text{кВт}$	$N_k = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \cdot 1000}$	$N_k = \frac{44,26 \cdot 124695,786}{0,825 \cdot 1000}$	6689,74

3.4 Розробка загальної компоновки турбокомпресора

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

Спроектований турбокомпресор маркується як ТСА77 в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та степеня 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 ТСА77 складається з трьох корпусів – це корпус компресора (див. рис. 3.2), середній корпус та корпус турбіни.

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

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

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

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

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

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

Складові ротору.

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

					КРБ.142.4227ст.25.18.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

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.

Вузли ущільнення.

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

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

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

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

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час якого виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесу. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього повітря та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса. Водночас з отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площ перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості руху повітря у відносній течії, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична енергія (пов'язана з високою, звичайно надзвуковою швидкістю) та потенційна енергія (пов'язана з підвищеним статичним тиском). Після колеса повітря надходить до щілинного дифузору. Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім може незначно розширюватися. Рух часток повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу - зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня. Інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або викличе його помпаж. Друге призначення - вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузору, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення. Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового. Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш круті траєкторії порівняно з траєкторією у

					КРБ.142.4227ст.25.18.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		67

безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна. За звичай при проектуванні компресора не слід допускати значне перетворення енергії потоку у завитці через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика або з розподільчого ребра). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіального зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря по колу згідно з законом збереження енергії

3.5 Висновок до розділу

В даному розділі були визначені основні характеристики та параметри компресора агрегату наддуву двигуна типу 8ДКРН 70/236. За даними розрахунку був обраний турбокомпресор з відцентровою турбіною ТСА77, турбокомпресор забезпечує необхідну ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,48$ та витрату повітря $Q_k = 48,7 \text{ м}^3/\text{с}$. Передбачається, що два однакові турбокомпресора типу ТСА77 здатні будуть забезпечити двигун типу 8ДКРН 70/236 необхідною кількістю наддувного повітря на режимі номінальної потужності. В системі наддуву двигуна два турбокомпресора будуть встановлені паралельно один до одного по наддувному повітрю.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – це система правових, соціально - економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

14 жовтня 1992 року, був опублікований і набрав сили, Закон «Про охорону праці». Даний закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їхнього життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює при участі відповідних державних органів відносини між власниками підприємства, установи або організації, чи уповноваженим їх органом та працівником, з питань безпеки, гігієни праці і виробничого середовища, встановлює єдиний порядок охорони праці в Україні. Закон поширюється на всі організації та підприємства, незалежно від форм власності і видів їхньої діяльності, на всіх громадян, що працюють. У статті 43, вищевказаного Закону, говориться: «Держава створює умови для повного виконання громадянами права на працю. Використання примусової праці заборонено, кожен має право на належні, безпечні та здорові умови праці, на заробітну плату не нижче визначеної законом».

4.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у МКВ

Для розробки ефективних заходів щодо охорони праці екіпажу судна в МКВ необхідно з'ясувати причини виникнення небезпечних і шкідливих факторів і їх величини. До потенційно небезпечних і шкідливих речовин у МКВ проектного судна відносяться: машини, що рухаються, і механізми, де незахищені рухливі елементи устаткування; ємності й установки, що працюють під тиском; електроустаткування; пожежна небезпека; шкідливі речовини; шум і вібрація; теплове випромінювання; висвітлення.

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		69

4.1.1 Машини і механізми, що рухаються, та незахищені рухливі елементи устаткування

Машини, механізми, розташовані в МКВ, що рухаються частини яких викликають підвищену небезпеку в МКВ для обслуговуючого їхнього 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 і особливо відбійними бортами.

Механізми та устаткування необхідно кріпити на міцних і твердих фундаментах.

Ширина проходів прийнята 600 мм, на судні передбачено п'ять виходів з МКВ, 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. Виходи з МКВ зрошувані. Настили у МКВ 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.

4.1.2 Безпека ємностей і установок, що працюють під тиском

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:

- корпуси ємностей повинні мати надійні лапи для кріплення їх до фундаменту;
- кожна ємність повинна мати пристрій продування;

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		70

- 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 під час випробування на міцність не повинне перевищувати 0,3...0,5% по текучості на міцність сталевих балонів – складає [21]:

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

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

Балони, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, де виключається скупчення людей.

Перед експлуатацією балону, він повинний бути технічно оглянутий інспектором Морського Регістру судноплавства.

4.1.3 Електробезпека

На проектуваному судні застосований перемінний струм з параметрами: напруга 400 В, частотою 50 Гц. З метою забезпечення безпеки роботи екіпажу, передбачені наступні вимоги ПВЕ-84:

- площа перетину провідника , що заземляє, повинна бути не менше площі перетину кабелю живлення, але і не менше 15 мм, в електричних схемах напругою до 400 В і потужністю суднової 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 корпусу, при потужності машин до 100 кВт, напруга - до 500 В і температурі устаткування, близької до робочого, не повинно 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 судах 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, для переносних електроінструментів 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;
- обмоток електромашин та трансформаторів - 5 МОм;
- 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 [41, 43].

На судах передбачаються діелектричні покриття, гумові килимки та доріжки.

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

4.1.4 Пожежна безпека

Пожежі в МКВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ПММ, несправностях газоходу, скупченні палива та масла під настилом, вибухах, 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.

Технічні заходи щодо пожежної безпеки:

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

- 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 МКВ по обох бортах встановлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10 м.

На проектованому судні встановлена система виявлення пожежі фірми «Consilium» типу CS 4000. А також передбачено устаткування для пожежогасіння:

- 1) у вантажних трюмах, це система розбризкування води «Novenco», та система вуглекислотного гасіння «Unitor CO₂»;
- 2) у МВ - система вуглекислотного гасіння «Unitor CO₂».

4.1.5 Мікроклімат і шкідливі речовини у МКВ

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, тривалості дії на організм, та їх токсичності.

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

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

Температура повітря в МКВ 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.

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		73

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

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

Для підтримки гранично припустимих концентрацій шкідливих речовин у МКВ, використовується система вентиляції, тим самим, підтримується необхідний за санітарними правилами на морських судах, мікроклімат у МКВ.

4.1.6 Шум і вібрація

Джерелами шуму і вібрації на судні є працюючі машини і механізми (двигуни, насоси, вентилятори, трубопроводи, рефрижераторні установки, кондиціонери, технологічне устаткування, рушії, звукові сигнали і т.п.).

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 МКВ, обладнаними звукоізованими ЦПУ і 100...70 дБ у тому ж діапазоні частот для МКВ не обладнаними звукоізованими ЦПУ. Для зниження рівня шуму на судах 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. Безпосередній контакт людини з вібруючими поверхнями на судах створює особливо несприятливі умови.

Для зниження вібрації застосовують амортизатори, які представляють собою віброгасильні та вібропоглинаючі матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується засобами індивідуального захисту.

Основним законодавчим документом є такий, що встановлює граничні величини вібрації в МВ. Санітарні норми вібрації на морських, річкових судах - ДСТ 1103-73. Вплив вібрації визначається фізичним 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. 4.1

Таблиця 4.1 Граничні спектри рівнів вібрації

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

4.1.7 Теплове випромінювання

Джерелами теплового випромінювання є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів і т.п.

Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 300...500 Вт/м². Для захисту обслуговуючого персоналу від теплових випромінювань, застосовують герметизацію і теплоізоляцію машин, механізмів, апаратів, трубопроводів, згідно з санітарними правилами для морських суден [41,43,46].

4.1.8 Освітлення

Освітлення впливає на продуктивність праці, травматизм, професійні захворювання персоналу. Основні вимоги до освітлення в МКВ [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 МКВ повинне бути стійким до вібрації, вибухо- і пожежобезпечним;
- світильники встановлюють на висоті, що виключає сліпуче вплив на очі, арматура світильників заземлюється, аварійне освітлення в МКВ повинне бути не меншим 10% від основного, аварійне освітлення повинне бути стійким до вібрації, вибухів і пожежної безпеки, повинне бути передбачене мале аварійне і переносне освітлення.

4.1.9 Захист від електромагнітних випромінювань

Систематичний вплив електромагнітного поля на людину може призвести до змін у нервовій системі, головного болю, тощо. Для захисту від електромагнітних впливів, створюваних антенами, генераторами, розподільними щитами і застосовують різні екрани, що відбивають, або поглинають електромагнітне випромінювання, використання засобів індивідуального захисту - комбінезони і халати з металізованої тканини.

Рівні припустимого електромагнітного випромінювання визначені стандартом. Нормовані параметрами в діапазоні частот 60...300 кГц, є напруженості E і H електромагнітного поля не повинна перевищувати значень, зазначених у табл. 4.2.

Таблиця 4.2 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

4.1.10 Захист від запиленості і загазованості

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, СО і СО₂. 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 МКВ використовують потужну проточно-витяжну вентиляцію [41, 43].

4.2 Оцінка виникнення пожежної ситуації у МКВ при займанні льяльних вод

Скупчення великої кількості нафтопродуктів у льялах може стати причиною пожежі. Дуже часто в льялах накопичуються нафтопродукти в результаті витоків з невиявлених розривів у паливних і мастильних трубопроводах.

При випаровуванні нафтопродуктів у льялах утворюються легкозаймисті пари. При змішуванні їх з повітрям може відбутися займання - для цього досить недбало кинутого недопалка чи сірника, іскри.

Пожежі в льялах можуть швидко поширюватися й охоплювати механізми та трубопроводи, у зв'язку з чим їх дуже складно брати під контроль. Гасити такі пожежі набагато важче, ніж пожежі, які виникають у МКВ.

Льяли вимагають постійного спостереження. Скупчення нафтопродуктів завжди є ознакою витoku, тому при його виявленні необхідно знайти розрив у паливному чи мастильному трубопроводах. Крім того, варто регулярно перевіряти сепаратори трюмних вод, щоб уникнути переливу, що також може стати причиною скупчення великої кількості нафтопродуктів у льялах.

4.2.1 Вихідні дані

Маса паливних фракцій льяльних вод $M = 950$ кг.

Площа поверхні, яку займають льяльні води, $F = 120$ м².

4.2.2 Інженерні розрахунки

Ступінь вогнестійкості - I.

Межа вогнестійкості - 4 години.

Межа горючого навантаження, для горючої рідини,

$$m_{гж} = M / F = 950 / 120 = 7,92 \text{ кг/м}^2.$$

Горюче навантаження, в умовній паливній рідині,

$$m_{угж} = 2,7; m_{гж} = 2,7 \cdot 7,92 = 21,4 \text{ кг/м}^2.$$

Масова швидкість вигоряння рідини

$$V_m = 0,85 \text{ кг/(м}^2 \text{ хв)}.$$

Температура полум'я матеріалу, що горить

$$t_{гж} = 1100^\circ\text{C}.$$

Час із моменту запалення до повного захоплення вогнем приміщення

$$t_p = \frac{\sqrt{F}}{\sqrt{\pi \cdot v_p}} = \frac{\sqrt{120}}{\sqrt{3,14 \cdot 0,5}} = 8,74 \text{ с},$$

де $v_p = 0,5$ м/с - швидкість розповсюдження вогню.

Тривалість пожежі

$$t_n = \frac{m_{угж}}{V_m} = \frac{21,4}{0,85} = 25,2 \text{ хв}.$$

Середньооб'ємна температура в приміщенні

$$t_{од} = 504 \cdot (0,67 \cdot m_{угж} + 2)^{0,148} = 504 \cdot (0,67 \cdot 21,4 + 2)^{0,148} = 762^\circ\text{C}.$$

Температура поверхні стін із внутрішньої сторони приміщення

$$t_{пз} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg t_{од} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg 762 = 750^\circ\text{C}.$$

Результати розрахунку наведені в табл. 4.3

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		78

Таблиця 4.3 Оцінка пожежного стану

Ступінь вогнестійкості	I
Межа вогнестійкості, години	4
Величина горючого навантаження, кг/м ²	21,4
Масова швидкість вигорання матеріалу, кг/(м ² ·хв.)	0,85
Температура полум'я згоряння матеріалу, °С	1100
Час з моменту запалення до повного захоплення вогнем приміщення, с	8,74
Тривалість пожежі, хв.	25,2
Середньооб'ємна температура в приміщенні, °С	762
Температура поверхні стін із внутрішньої сторони приміщення, °С	750

4.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Рядом нормативних документів передбачено створення комплексу механічних засобів і приборів контролю у відповідності з вимогами Конвенції по запобіганню забруднення моря з суден.

У липні 1969 році було передбачено «Угоду про співробітництво по запобіганню забруднення нафтою води Північного моря». Учасники: Бельгія, Данія і Швеція.

У 1972 році, в Осло, була підписана, (затверджена у 1974 році). Конвенція по запобіганню забруднення морів, шляхом збору шкідливих речовин в районах північно - східної Атлантики.

У 1974 році в Гельсінкі була прийнята «Конвенція по захисту морського середовища району Балтійського моря».

У лютому 1976 році, в Барселоні, відбулася конференція представників прибережних держав Середземноморського регіону по захисту Середземного моря, яка прийняла три регіональних угоди: «Конвенцію по захисту Середземного моря від забруднення», протокол по запобіганню поховання відходів, протокол

про співробітництво у боротьбі із забрудненням нафтою і іншими шкідливими речовинами.

29 січня 1976 році була прийнята постанова «Про заходи по запобіганню забруднення басейнів Чорного та Азовського морів».

Успішне рішення питань охорони навколишнього середовища не може бути вирішене без тісного міжнародного співробітництва, досягнення діючих, строго контрольованих міжнародних угод. В даний час, діє єдиний міжнародний документ «Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення з судів», прийнятої в 1973 році, Міжнародної Морською організацією і Протокол 1978 року. Вище вказані документи являють собою єдиний документ, коротко названий Конвенція МАРПОЛ 73/78.

4.3.1 Теплове забруднення атмосфери і її запобігання при експлуатації судна

Існує можливість забруднення атмосфери в результаті викидів відпрацьованих газів і пару при роботі двигуна і допоміжних парогенераторів. Теплові викиди енергетичних установок у навколишнє середовище, являють собою:

- теплоту відпрацьованих газів і теплоту випромінювання нагрітих поверхонь;
- теплоту, передану забортній воді, від рідин, що охолоджують двигун, механізми і різні системи.

З метою зниження теплового забруднення атмосфери на судах, установлюють утилізаційні котли. Достоїнство утилізаційних парогенераторів полягає в тому, що знижують шум вихлопу і кількість часток димових газів, тому що більшість утилізаційних котлів обладнуються глушителями й іскрогасниками. Також, на ряді з установкою утилізаційних котлів, упроваджуються технології по поліпшенню процесу горіння низькосортних палив у ДВЗ та котлі.

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		80

4.3.2 Запобігання забрудненню нафтовмістними водами

Нафтовмістні води (НВ) - води, що містять залишки нафти, після мийки відкритих частин палуб і залишки палива і масла у виді протічок із трубопроводів і механізмів, мийки палуб у машинному відділенні.

Відповідно до вимог Міжнародної морської організації (ІМО), вміст нафтопродуктів у трюмних і льяльних водах, які викидаються за борт, допускається не менш 15 мг/л. Миттєва інтенсивність скидання нафтопродуктів при русі судна 15 мг/л. Миттєва інтенсивність скидання не повинна перевищувати 60 літрів на одну милю. У ряді морів узагалі заборонений усякий викид нафтоутримуючих вод і відходів.

Вимоги Регістра по запобіганню забруднення нафтовмістними водами:

- кількість відстійних танків і цистерн;
- наявність нафтоводяного сепараторного устаткування з очисною здатністю 15 мг/л;
- наявність швидкозапорної арматури, що забезпечує переключення потоку усмоктуваних вод у напрямку, “за борт” - “відстійний танк”, при підвищенні змісту нафти у воді більш ніж 15 мг/л.

4.3.3 Додаток 1 до Конвенції МАРПОЛ 73/78

Правила запобігання забруднення нафтою. Згідно вимогам додатку 1 Конвенції МАРПОЛ 73/78, кожне судно місткістю 400 рег.т і більше, нафтовий танкер місткістю 130 рег. т і більше, повинне мати на борту:

- 1) Фільтруюче устаткування, яке забезпечує очистку нафтовмістних вод до остатнього змісту нафти на скид за борт менше 15 мг/л.
- 2) Прибор контролю нафтового змісту на скиданні - (АСС - автоматична система сигналізації, або САЗРИУ - система автоматичного заміру, реєстрації і управління скидів: самописцем), забезпечує сигнал про перевищення 15 мг/л і команду на автоматичний запірний устрій.

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		81

3) Автоматичний запірний пристрій - (зазвичай триходовий електропневмоклапан), який забезпечує припинення скиду за борт води зі складом нафти більше 15 мг/л (по сигналу прибору контролю).

4) Танк для збору усіх нафтовмістних вод МКВ з автономною системою видачі на берег на обидва борти з міжнародними фланцями і пультом дистанційної зупинки насосів у районі цих фланців.

Використання інших систем для викиду за борт і здачі нафтовмістних вод на берег забороняється.

5) Танк для збору нафтових залишків і відходів (шлам, залишки від мийки фільтрів, мотористок і т.п.), з системою підігріву і трубопроводом видачі нафтових залишок на берег.

Трубопровід видачі нафтових залишків повинен бути автономним, не мають прямого з'єднання з бортовим отвором, не повинен мати з'єднання з осушувальною, або якоюсь іншою системою; він повинен бути устаткований шнековим насосом для перекачки високо в'язкого шламу.

При наявності на судні інсценераторів - повинен бути трубопровід подачі шламу до нього і вузол підготовки шламу до спалювання; танк для змішування шламу з паливом, з підігрівом і вибучуванням, гомогенізатор.

6) Трубопровід переливу і переливна цистерна на бункерній системі, або вигородки (100...300 л) під повітряними трубами паливних і масляних танків.

7) Механічне герметичне закриття палубних шпигатів.

Нормативи скиду

Акваторії Світового океану, які обмивають узбережжя регіонів з найбільш високою щільністю населення по Конвенції МАРПОЛ 73/78 виділені в особливі райони.

Поза особливих районів забороняється скид в море нафтоутримуючих сумішей за виключенням випадків, коли одночасно дотримуються наступні умови:

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		82

Для суден-контейнеровозів, а також з льял їхніх МКВ: судно за 12 мильною зоною, викид на шляху, де склад нафти в скиді менше 15 мг/л, на судні у дії АСС.

Підсумовуючи, що викид у море нафтових залишків і відходів (шламу) категорично заборонений улюбій точці Світового океану, кожне судно повинне мати танк для збереження на борту і здачі на берег нафтових залишків і відходів (шламу), Контролюючі органи у портах заходу контролюються тим, що для легкого палива – 0,5 %, а для важкого палива – 1,5 % спаленого, складає шлам.

Особливі райони:

Середземне, Балтійське, Чорне, Червоне моря, Карибське море з Мексиканською затокою, Північне море з Ірландським, Кельтським морями і Англійським каналом, район заток (Перська затока), Аденська затока і район Арктики.

Координати які обмежують особливі райони, приведені у тексті Конвенції МАРПОЛ 73/78.

В особливих районах забороняється викид у море нафтовмістних сумішей, за виключенням випадків, коли одночасно дотримуються наступні умови:

1) для контейнеровозів: забороняється викид нафтовмістного баласту.

2) для суден-контейнеровозів, а також з льял їхніх МКВ: судно за 12-мильною зоною, при русі, коли вміст нафти у скиді менше 15 мг/л, на судні при дії: фільтруючого устаткування, приладу контролю (АСС) і автоматичного запірного пристрою, який забезпечує припинення викиду при перевищенні показника у скиді – 15 мг/л.

В районі Арктики забороняється будь-який скид нафтовмістної суміші.

Ізольований баласт - це забортна вода, прийнята в ізольовані баластні танки, які мають автономну систему викачування і окремі, тільки для цієї цілі насоси, скидаються за борт без обмеження.

Чистий баласт - це забортна вода, прийнята в ізольовані баластні танки, або ретельно вимиті вантажні танки, викачується за борт через загальну баластну

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
						83
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		

систему загальними баластними насосами, поза особливих районів, на ходу судна, за 12 мильною зоною.

Нафтозабруднений баласт - це забортна вода, прийнята у вантажні танки і яка викачується за борт через загальну баластну систему загальними баластними насосами поза особливих районів, за 12 мильною зоною через відстійний танк, під контролем САЗРІУС.

Виняток: судна, які здійснюють постійні рейси між портами особливого району, можуть мати тільки танки для збору і збереження на борту нафтовмістних вод, місткістю, достатньою для збору цієї води за весь період переходу, за умов, що порти заходу мають берегові приймальні пристрої.

Всі операції з баластом, бункером, мастильними маслами в МКВ суден, які не є танкерами, заносяться у журнал нафтових операцій, частина I, всі операції з вантажем, баластом на нафтових танкерах, заносяться у журнал нафтових операцій, частина II.

Згідно з вимогами Додатка I до Конвенції МАРПОЛ 73/78, окрім документів по Доповненню IV і Доповненню V, кожне судно повинне мати на борту:

- 1) «Свідоцтво про типовий іспит фільтруючого устаткування», видається заводом-виробником в ксерокопії з оригіналу акту іспитів головного взірця класифікаційним товариством.
- 2) «Свідоцтво про типовий іспит прибору контролю», видається заводом-виробником в ксерокопії з оригіналу акту іспитів головного взірця класифікаційним товариством.
- 3) «Міжнародне свідоцтво по запобіганню забруднення нафтою», видається класифікаційним товариством на 5 років зі щорічним переосвідченням. У доповнення «А» до цього свідоцтва вказується все устаткування по очистці нафтовмістних вод, номери і місткість збірних танків, система накопичення і ліквідації шламу.
- 4) «План надзвичайних заходів по боротьбі з забрудненням нафтою» (SOPEP), розробляється для кожного судна в залежності від його

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		84

устаткування, призначення судна, екіпажу на російській, англійській мовах, повинен бути ухвалений класифікаційним товариством.

У Додатку до Плану приводиться «Перелік національних пунктів зв'язку, відповідальних за прийом, передачу і обробку термінових повідомлень про інциденти, пов'язані зі скидом нафти і інших шкідливих речовин з суден», який видається ІМО щорічно. Необхідно мати на судні самий свіжий варіант «Переліку».

5) Журнал нафтових операцій, частина І «Операції в машинних приміщеннях» для всіх суден (включаючи танкери).

Журнал посторінково підписується капітаном, зберігається на судні у доступному для перевірки місці, пред'являється портовій владі по їхній вимозі, копії записів завіряються капітаном, журнал зберігається на судні 3 роки після внесення останнього запису. В журналі повинні бути пронумеровані сторінки і він щоб був завірений капітаном порту.

4.3.4 Методи очищення нафтовмістних вод

Відстоювання - найбільш простий спосіб очищення НВ, заснований на здатності часток нафтопродуктів спливати на поверхню води за рахунок різниці щільності. Цей спосіб дозволяє витягати з НВ, практично всі грубодисперсні частки нафтопродуктів.

Коалесценція - метод заснований на укрупненні часток нафтопродуктів, через проходження НВ, через коалісцируючі елементи. Частки нафтопродуктів при проходженні коалісцируючих елементів, знижують свою швидкість і, осаджуючи в них, укрупнюються за рахунок чого, збільшується їхня маса і вони спливають на поверхню.

Флотація - витяг нафтопродуктів із НВ, пухирцями повітря. Частки нафтопродуктів з'єднуються з пухирцями повітря і спливають на поверхню.

Абсорбція - процес заснований на поглинанні елементарних часток нафтопродуктів, поверхнею абсорбційного матеріалу.

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		85

Озонування - спосіб глибокого очищення, використовуваної для видалення з НВ, емульгованих і розчинених нафтопродуктів. Крім того, при озонуванні, відбувається

знезаражування і знебарвлення води, а також, насичення її киснем.

Біохімічне очищення - спосіб заснований на здатності мікроорганізмів у процесі своєї життєдіяльності, використовувати нафтопродукти для свого розвитку.

Основні характеристики методів очищення НВ приведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4. Характеристики методів очищення НВ

Спосіб очищення	Концентрація нафтопродуктів, що допускається мг/л	Кінцева концентрація нафтопродуктів, мг/л
Відстоювання	1000	40 - 100
Флотація	200	20 - 60
Коалесценція	100	10 - 15
Абсорбція	100	1 - 5
Озонування	50	1 - 5
Біохімічний	100	1 - 10

4.3.5 Основні типи установок очищення НВ

Установа «Фрам», (Голландія). Установка триступінчастого очищення, працююча за схемою коалесценція - відстоювання – коалесценція. Переваги установки «Фрам» перед іншими установками, що сполучають два способи очищення (коалесценцію і відстоювання), є застосування коалісцируючого елементу перед відстійним сепаратором, що дозволяє більш ефективно проводити відстоювання за рахунок укрупнених часток нафтопродуктів. Ступінь очищення до 10...15 мг/л.

Установа «Фрамарин», (Голландія). Принципова схема установки «Фрамарин» забезпечує очищення відстоюванням і коалесценцією. В установці

використовуються теж методи очищення, що й в установці «Фрам», але модифіковані, застосовані гофровані пластини для відстійника і здвоєний коалісцируючий фільтр, що дозволяє підвищити ефективність очищення. Недоліком установки є нездатність витягати з НВ, емульговані нафтопродукти і дрібнозернисті елементи, а також, відокремлює плівкові нафтопродукти.

Установка «Аквамарин», (Швеція). Примусова схема установки «Аквамарин», містить у собі очищення, відстій, коалесценцію й абсорбцію. Установка дозволяє витягати емульговані і мілкодисперсні елементи. Ступінь очищення 10 мг/л.

Сепаратор СК - 4М, з доочистним фільтром ФДН - 4М. Принципова схема установки містить у собі очищення коалісценцією і адсорбцією. Установка дозволяє витягати емульговані елементи. Ступінь очищення 15 мг/л.

На проектованому судні, контейнеровозі Cala Pancaldo, встановлене устаткування, що забезпечує виконання вимог Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення із суден, у відношенні нафтовмістних вод. Для очищення НВ, на судні застосовується один сепаратор льяльних вод фірми «BV Idustrietechnik GmbH» типу ТСН 5 HD продуктивністю 32 м³/добу при тиску 0,23 МПа. Ступінь очищення сепаратора складає 5 ppm. Показники очищення відповідають вимогам конвенції «МАРПОЛ - 73/78».

Скидання льяльних вод, очищених у сепараторі, здійснюється через отвір, що контролюється за допомогою системи контролю нафтовміщення у водах, що зливаються за борт.

При перевищенні норми змісту води, що зливається за борт, автоматично закривається клапан у цистерну льяльних вод.

4.3.6 Забруднення стічними водами

При використанні води для питних і господарських нестатків на судні, накопичуються стічні води (СВ). Проблема видалення СВ виникла давно, але донедавна вона вирішувалася досить просто - скиданням СВ за борт, без обробки.

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата		87

В даний час існують наступні контрольні показники, по яких можна прямо і побічно судити про ступінь забруднення СВ :БПК 5 - біохімічна потреба в кисні, у плинні 5 доби.

З підвищенням змісту органічних речовин у СВ, значення БПК- 5 зростає, що приводить до додаткових витрат кисню на окислювання органічних речовин і, отже, до зменшення змісту кисню у водоймі;

ВВ - кількість зважених речовин, що містяться в 1 л СВ. Вище змісту ВВ, що скидаються у СВ, веде до змутніння води, що в підсумку приводить до порушення «харчового ланцюжка» водойми;

«Колі» - індекс - кількість бактерій груп «колі» (кишкова паличка), що міститься в одному літрі СВ;

РН - водневий показник, що характеризує кількість іонів водню в розчині;
прозорість – дозволяє непрямым шляхом оцінювати ступінь забруднення СВ.

Відповідно до Конвенції МАРПОЛ – 73/78, у прибережній зоні шириною 12 морських миль, заборонене скидання стічних вод, якщо вони попередньо не очищені і не знезаражені в спеціальній судновій установці, до наступних параметрів:

БПК-5, мг/л 50;

ВВ, мг/л 100 + X;

«Колі» - індекс, шт.л + 2500.

За межами 12 мильної зони, скидання СВ дозволене без попередньої обробки в будь-якому

басейні, але при цьому, судно повинне рухатися зі швидкістю не менш 4 вузлів.

Судно може скидати здрібнені і знезаражені СВ, на відстані більш 4 морських миль, від найближчого берега, використовуючи систему, схвалену Регістром. Стік не повинний давати видимих твердих часток, що плавають, і не повинний викликати зміну кольору навколишньої води. Для обробки СВ на проектованому судні встановлюється установка фірми «Hamworthy» типу ST3S.

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		88

4.3.7 Забруднення сміттям

Конвенція МАРПОЛ 73/78, включає правила запобігання забруднення водойм сміттям із суден. При цьому, під терміном «сміття», приймаються усі види харчових, побутових, чи експлуатаційних відходів, що утворюються в процесі нормальної експлуатації судна, за винятком речовин, перелік яких приведений в інших додатках Конвенції.

Конвенцією передбачені наступні обмеження по скиданню сміття з суден:

- забороняється скидання в море усіх видів пластмас, включаючи синтетичні троси, сітки, пластмасові мішки для сміття;
- плавучий оббивний і пакувальний матеріал, можна скидати за межами 25 миль від берега;
- за межами 12 - ти мильної зони, можна скидати сміття, пропущене через роздрібнювач, якщо шматки розмеленого сміття, не більш 25 мм;
- в особливих районах забороняється скидати будь-які види сміття, крім харчових відходів, які можна скидати за межами 12-ти мильної зони. На судні використовується установка для спалювання сміття і відходів (інсинератор) фірми «Teamtec» типу G3500C. Цей тип сміттєспалювача схвалений і допущений до застосування Морським Регістром.

Проаналізувавши можливі види забруднення водяних басейнів із суден, у ході проектування була передбачена установка приладів і устаткування, необхідних для запобігання забруднення, а також, для виконання вимог Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78.

4.4 Висновок до розділу

Для можливості дотримання заходів з охорони праці у МКВ контейнеровоза Cala Puncaldo був проведений аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у МКВ. Розроблені заходи щодо усунення, або зниження до нормативних вимог цих факторів. Виконані розрахунки оцінки виникнення пожежної ситуації у МКВ при займанні льяльних вод.

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		89

Для можливості дотримання вимог Конвенції МАРПОЛ 73/78 і організації ІМО, на контейнеровозі Cala Pansaldo передбачені:

- системи виявлення пожежі;
- устаткування для пожежогасіння;
- сепаратор для очистки льяльних вод з системою контролю викидів;
- інсинератор для ліквідації (спалювання) сміття;
- система контролю викиду нафтоутримуючих вод;
- установка для очищення стічних вод;
- необхідні цистерни для змиву льяльних і стічних вод;
- передбачена конструкція баластних і відстійних танків, згідно вимог цих організацій установка глушників - іскрогасників (іскроуловлювачів) на газовідводах ГД і ДДГ.

					КРБ.142.4227ст.25.18.04.ПЗ	Арк.
						90
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі було розглянуто двигун MAN B&W 8L70MC-C8-ТП, який встановлюється в якості головного на судно.

У роботі було розглянуто особливості конструкції двигуна. У першому розділі до бакалаврської роботи наведена загальна конструкцію двигуна та виконано його опис. У другому розділі виконано основні розрахунки по двигуну, а саме: розрахунок робочого процесу двигуна; розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторної діаграми; розрахунок динаміки двигуна з визначенням сил, які діють на деталі КШМ.

У другому розділі визначено необхідний розхід повітря і ступінь підвищення тиску для досягненням двигуна заданої потужності. На підстави цих параметрів в третьому розділі кваліфікаційної роботи виконано підбір турбокомпресору та здійснено перевірочний розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна.

Не менш важливою частиною кваліфікаційної роботи стала розробка заходів з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, де була проведена оцінка виникнення пожежної ситуації у машинному відділенні судна при займанні льяльних вод.

					КРБ.142.4227ст.25.18.00.ПЗ	Арк.
						91
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Operation manual Exhaust Gas Turbocharger Type «RH183». – 49 p.
4. Kirkpatrick A. T. Internal combustion engines: Applied thermosciences (4th ed.). Wiley, 2020. – 656 p.
5. Kuiken, K. Diesel engines for ship propulsion and power plants: Part 3 (3rd ed.). Target Global Energy Training, 2017. – 456 p.
6. Pounder's. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition, 2004. – 914 p.
7. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступені відцентрового наддувного компресора: навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2021. – 160 с.
8. Швець І. А. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту з дисципліни «Газова динаміка та агрегати наддуву» студентами денної та заочної форми навчання. – Первомайськ: ППІ НУК – 65 с.
9. Minchev, D.S., Gogorenko, O.A., Varbanets, R.A., Moshentsev, Y.L., Píštěk, V., Kučera, P., Shumylo, O.M., Kyrnats, V.I. (2022). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. <https://doi.org/10.1177/09544070221075419>
10. Bell C. Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems. Bentley Publishers, 1997. – 250 p.

11. Woodyard, D. F. Pounder's marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
12. Diesel Turbo-compound Technology. ICCT/NESCCAF Workshop. Improving the Fuel Economy of Heavy-Duty Fleets II February 20.2008, 10 c.
13. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
14. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 4. 2020. – 558 с. https://www.shipregister.ua/wp-content/uploads/2022/09/PCBSSt4_2020.pdf
15. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. – Одеса, 2022. – 86 с.
16. Березуцький В. В. Основи охорони праці / В. В. Березуцький. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.
17. Агій Я. Ю. Охорона праці у галузі: навч. пос. / Я. Ю. Агій, І. М. Лях. – Ужгород: ПП «АУТДОР - ШАРК», 2015. – 200 с.

					КРБ.142.4227ст.25.18.00.ПЗ	Арк.
						93
Зм.	Арк..	№ документу	Підпис	Дата		