

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»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 9ЧН 23/30
(MAN 9L23/30H)**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. А. Гогоренко

Здобувач освіти

Р. В. Пшеничний

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

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

Пшеничному Роману Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок допоміжного суднового двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)

2. Керівник роботи д.т.н., доц. Митрофанов О. С.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - MAN 9L23/30H, потужність двигуна – 1215 кВт; частота обертання колінчатого валу – 750 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції суднового двигуна 9ЧН 23/30; Моделювання робочого циклу двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H); Перевірочний розрахунок динаміки двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H); Проектування турбокомпресора двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H); Розробка основних систем двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H); Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний переріз двигуна 9ЧН 23/30; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Турбокомпресор ТК-30; Системи двигуна 9ЧН 23/30

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
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення 6 розділу		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/Р. В. Пищеничий/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/О. А. Гогоренко/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 1215 кВт та 750 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H).

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також спроектований турбокомпресор. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 80 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, робочий цикл, турбокомпресор, ефективні показники, паливна система, масляна система, система охолодження, система повітропостачання та газовідводу.

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 1215 kW and 750 rpm. Engine 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H) was selected as a base engine.

The calculations of engine operating cycle, dynamic loads and turbocharger have been performed. The main engine systems and their elements have been calculated. Measures to ensure occupational safety and health are given.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 80 pages of explanatory note. Nine sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

Key words: internal combustion engine, operating cycle, turbocharger, efficiency, fuel system, oil system, cooling system, air supply and exhaust system.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис загальної будови двигуна 9ЧН 23/30.....	5
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна 9ЧН 23/30.....	13
2.1 Основні положення розрахунку робочого циклу суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30.....	13
2.2 Вибір вхідних даних для розрахунку робочого циклу суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30.....	13
2.3 Розрахунок робочого циклу суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30..	15
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30.....	16
Розділ 3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна 9ЧН 23/30.....	19
Розділ 4. Проектування турбокомпресора двигуна 9ЧН 23/30.....	25
Розділ 5. Розробка основних систем двигуна 9ЧН 23/30.....	47
5.1 Паливна система.....	47
5.2 Масляна система.....	54
5.3 Система охолодження.....	59
5.4 Система стиснутого повітря.....	65
5.5 Системи повітропостачання та газовідводу.....	67
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	70
Висновки.....	75
Список використаної літератури.....	76
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 9ЧН 23/30.....	77
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	78
Додаток В. Турбокомпресор ТК-30.....	79
Додаток Г. Системи двигуна 9ЧН 23/30.....	80

ВСТУП

Згідно з завданням кафедри ДВЗ, У та ТЕ виконано бакалаврську кваліфікаційну роботу на тему: «**Розрахунок допоміжного суднового двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)**». Кваліфікаційна робота на здобуття першого рівня вищої освіти пов'язана з розрахунком та модернізацією сучасного суднового допоміжного дизельного двигуна типу 9ЧН 23/30 (9L23/30H) виробництва відомої фірми MAN.

Досить широке застосування дизельних двигунів виробництва фірми MAN на судах різного цільового призначення обумовлює актуальність більш глибокого вивчення їх конструктивного устрою та особливостей роботи у ході виконання кваліфікаційної роботи.

Майже усі суднові двигуни фірми MAN мають значний потенціал для подальшого вдосконалення, а саме підвищення ефективної потужності, зниження питомої витрати палива та покращення екологічних показників. Покращення енергетичних та економічних показників суднового двигуна типу 9ЧН 23/30 у кваліфікаційній роботі реалізується за рахунок збільшення тиску наддуву та проектування нового турбокомпресора системи повітропостачання дизеля. Для реалізації поставленої у роботі мети з підвищення потужності необхідно виконати ряд розрахунків зокрема: робочого циклу для номінального режиму роботи дизеля, динаміки, а також розрахунок відцентрового компресора для нового агрегату наддуву.

Модернізований за рахунок збільшення наддуву дизель 9ЧН 23/30 матиме більш широкі можливості для свого застосування у складі суднових енергетичних установках, так як покращені економічні показники забезпечать високу конкурентоздатність модернізованого двигуна у порівнянні з іншими двигунами-аналогами.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС ЗАГАЛЬНОЇ БУДОВИ ДВИГУНА 9ЧН 23/30

Дизельний двигун типу 9ЧН 23/30 (9L23/30H) виробництва фірми MAN створено на основі накопиченого досвіду експлуатації дизелів ранніх типів випуску (рис.1.1). Основними завданнями при розробці двигуна було спрощення експлуатації та технічного обслуговування, досягнення високої економічності та можливість роботи дизеля на низькоякісних важких паливах. Ресурс двигуна між капітальним ремонтом становить 20...25 тис. годин роботи, що для двигунів даного класу є досить високими показниками. Також відмінною особливістю даного типу двигунів є малі вібрації, низький рівень шуму та емісії вихлопу. Двигуни типу 9ЧН 23/30 призначені для використання у якості суднових головних та допоміжних. Основні технічні характеристики дизеля 9ЧН 23/30 подано у табл. 1.1.

Таблиця 1.1. – Основні технічні характеристики двигуна 9ЧН 23/30 (9L23/30H) виробництва фірми MAN

Параметри	Значення
Тип двигуна	4-хтактний з безпосереднім упорскуванням палива рідинного охолодження з газотурбінним наддувом
Кількість робочих циліндрів	9
Компоновка робочих циліндрів	рядне
Діаметр робочого циліндра, мм	230
Хід поршня, мм	300
Робочий об'єм усіх циліндрів двигуна, см ³	112175
Ступінь тиску	13,5
Номінальна потужність дизеля, кВт	1215
Частота обертання колінчастого вала, відповідна повній потужності, хв ⁻¹	750
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год)	195
Вага дизеля, т	24,5

					<i>КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У конструкцію дизеля 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H) закладено принцип інтегрування окремих компонентів у модулі з метою зменшення числа конструктивних елементів таким чином знижуються витрати часу на складання, технічне обслуговування та ремонт.

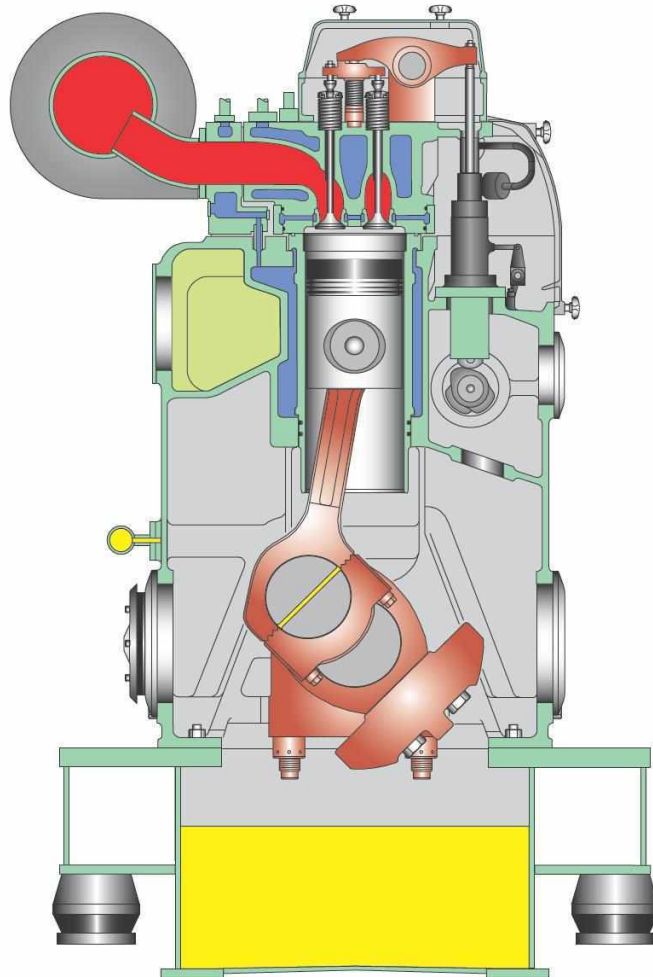


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)

Блок-картер (рис.1.2) є литим з чавуну моноблоком. Усі елементи остову дизеля з'єднуються у єдину конструкцію за допомогою анкерних зв'язків та поперечних шпильок. Блок-картер циліндрів не потребує спеціального обслуговування, окрім звичайного очищення повітряної порожнини усередині та зовні. Необхідне повітря для згоряння циклової дози палива надходить до блоку робочих циліндрів з охолоджувача надувного повітря (ОНП). Повітряний канал блок-картеру дизеля розподіляє повітря до кожного

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

робочого циліндру. Масло поступає до масляних каналів з блоку циліндрів та розподіляється на кожен корінний підшипник.

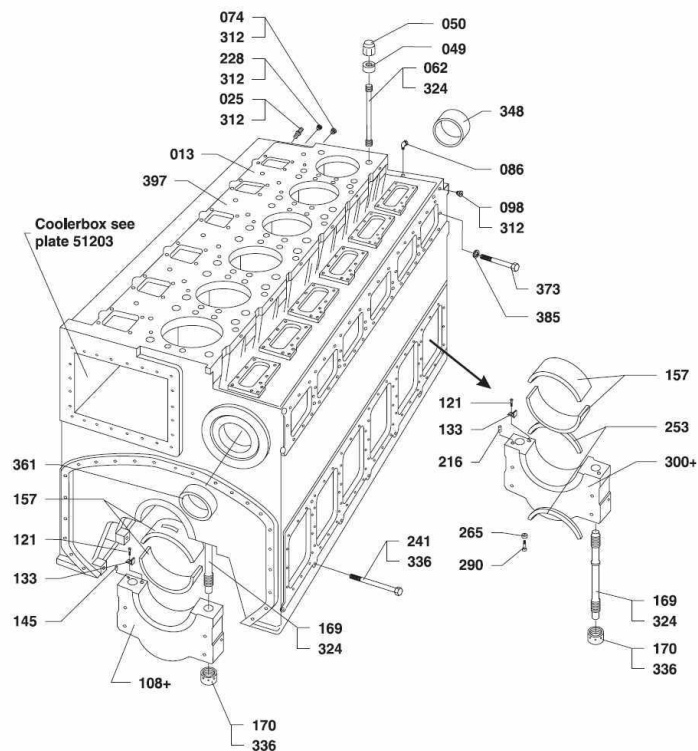


Рисунок 1.2 – Блок-картер двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)

Втулка робочого циліндру дизеля (рис. 1.3) відлита відцентровим способом зі спеціального чавуну, вставляється в отвір в блок-картері та спирається на нього фланцем. Таким чином верхня частина втулки робочого циліндру, що охолоджується знаходиться над блоком. Порожнина охолодження робочого циліндру утворюється між частиною втулки й сорочкою, яка виконана у вигляді кільцевого утворення.

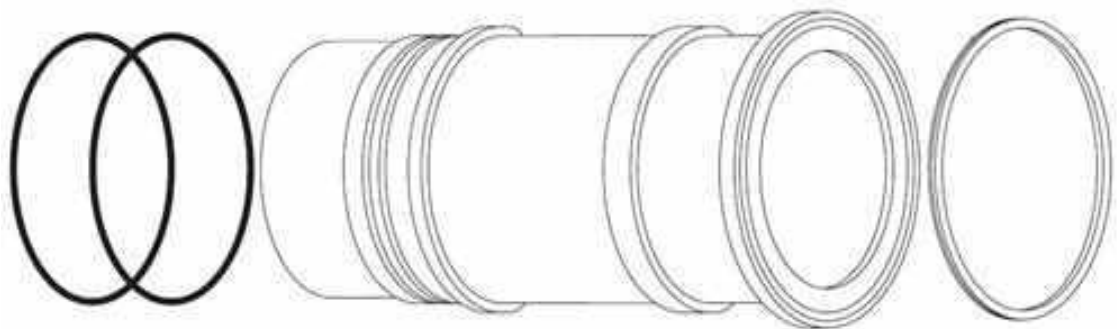


Рисунок 1.3 – Втулка робочого циліндру двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)

Частина втулки робочого циліндру дизеля 9ЧН 23/30, розміщена нижче опорного фланця, що не має охолодження охолоджується й це дозволяє підтримувати в ній досить високі температури чим самим, уникнути низькотемпературної корозії поверхонь. Ущільнення поверхонь втулки робочого циліндру та кришки забезпечується за допомогою проміжного чавунного кільця.

Кришка робочого циліндра (рис.1.4) відлита з чавуну спільно з інтегрованою з нею частиною ресивера надувочного повітря. Вогневе днище кришки товсте й витримує значні механічні навантаження (максимальний тиск згоряння досягає 18 МПа). Для унеможливлення появи в кришці робочого циліндра високих температурних напружень її охолодження здійснюється за допомогою розташованих у неї каналів. У кришці робочого циліндра встановлено два впускні та два випускні клапани, а також розміщено форсунку та індикаторний кран. Кріпиться кришка робочого циліндру до блока чотирма шпильками.

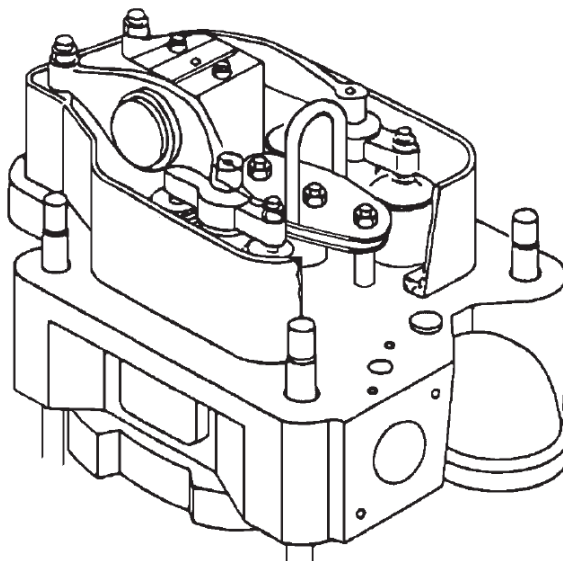


Рисунок 1.4 – Кришка робочого циліндру двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)

Клапани газорозподільчого механізму (рис.1.5) виготовлено з термо- та корозійностійкої сталі, на тарілках та сідлах є спеціальне наплавлення.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

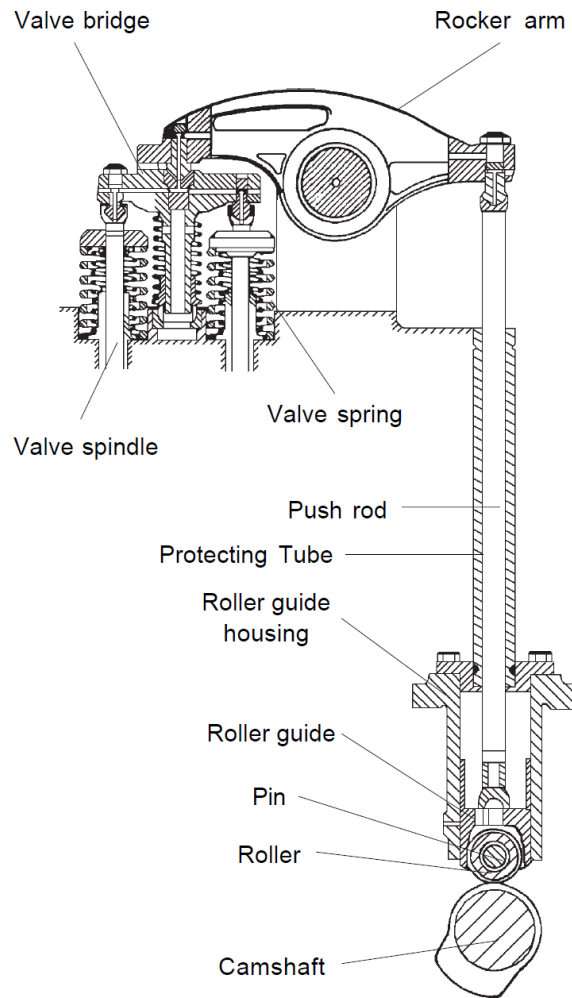


Рисунок 1.5 – Газорозподільчий механізм двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)

Поршень двигуна 9ЧН 23/30 виготовлений зі спеціальної кованої легованої сталі (рис. 1.6). Він складається з двох частин, сталеві кованої головки (яка охолоджується маслом) та тронку відлитого зі сферичного чавуну.

У середині головки поршня тепловіддача реалізується шляхом збовтування, що виникає при зміні прискорень при русі поршня від ВМТ до НМТ. Відведення масла, що охолоджує поршень, з головки здійснюється через спеціальні свердління. Поршень містить три компресійні та одним маслоз'ємне кільце. Компресійні кільця мають бочкоподібні форму та хромоване покриття робочих поверхонь, що забезпечує гарне ущільнення при мінімальному зносі кілець.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

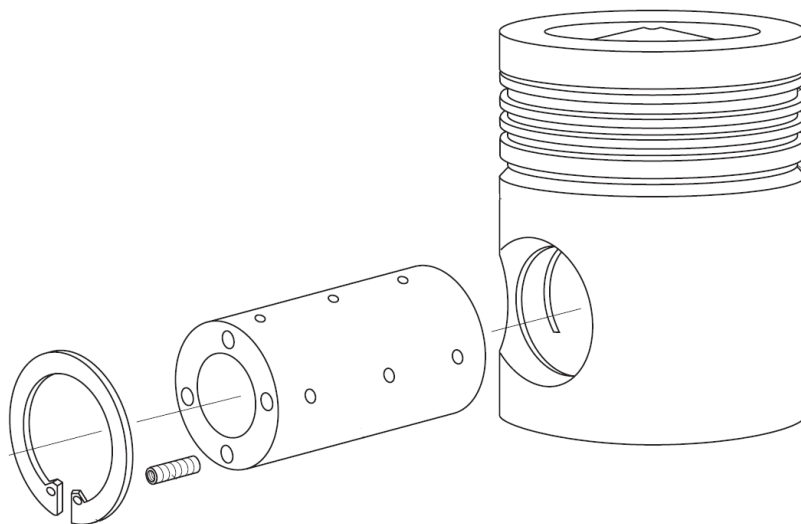


Рисунок 1.6 – Поршень двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)

Шатун двигуна 9ЧН 23/30 (рис. 1.7) сталевий, кований, нижня головка має косий роз'єм. Шатун дизеля виконано об'ємним штампуванням. Наявність косого роз'єму дозволяє збільшити діаметр мотильової шийки й цим суттєво знизити питомий тиск на підшипник.

Вкладиші підшипників тришарові. Відмінною особливістю є використання тришарової втулки верхньої головки шатуна замість традиційної втулки зі свинцевої бронзи.

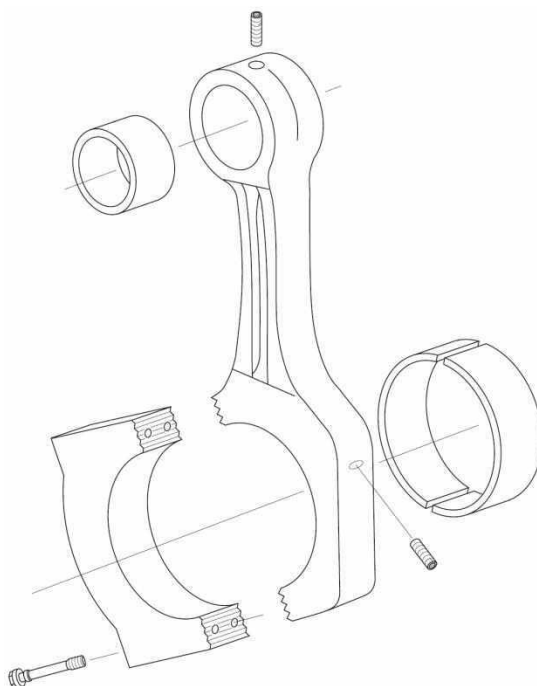


Рисунок 1.7 – Шатун двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Колінчастий вал двигуна 9ЧН 23/30 (рис. 1.8) виконано з легованої сталі. Колінчастий вал дизеля має спеціальні противаги для балансування масових сил на кожен корінний підшипник, які кріпляться на двох шпильках.

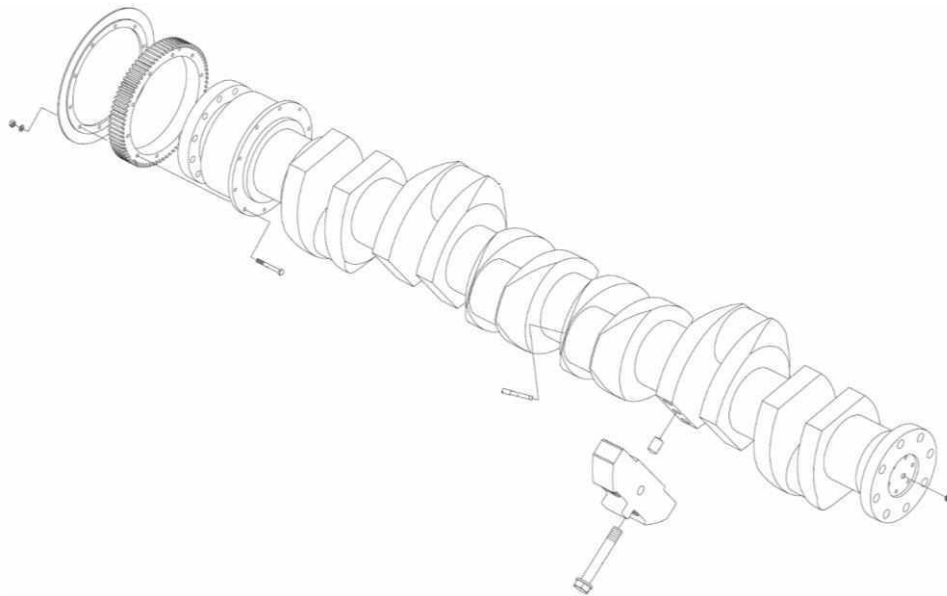


Рисунок 1.8 – Колінчастий вал двигуна 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H)

Масло поступає через масляний канал у блок дизеля в центральний отвір кожного робочого циліндра, а потім подається у кожен отвір колінчастого валу, корінний підшипник, шатунну шийку, головку шатуна та поршень. На вільному кінці колінчастого валу розміщується шестерня для приводу насосів, таких як масляний та насос подачі охолоджуючої води, а також демпфер крутильних коливань, який зменшує крутильні коливання валу. Кришки підшипників розміщуються у вертикальних напрямних станини та фіксуються гідравлічно затягнутими шпильками.

Паливна апаратура дизеля містить паливний насос високого тиску (ПНВТ) золотникового типу з регулюванням по кінцю подачі та форсунку многодырчатого типу, неохолоджувану. Паливні трубки високого тиску закриті захисними кожухами, що унеможливорює протікання палива за межі захисного кожуха. Протікання палива можуть відбуватися як при ослабленні штуцерних з'єднань трубки з форсункою, так й при її розриві, що є особливо небезпечним, так як струмінь палива та утворений туман з частинок палива

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

можуть потрапити на гарячі деталі дизеля та запалитися. Система змащення містить насос, фільтри, охолоджувач та маслопроводи. Система забезпечує ефективне змащення поверхонь, що труться та відводить тепло від головки поршня. Регулятор обертів гидромеханічний або електронний з гідравлічним сервомотором.

					<i>КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ</i>	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2
МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА
9ЧН 23/30

2.1. Основні положення розрахунку робочого циклу суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Розрахунок робочого циклу суднового середньообертового дизеля виконується для визначення основних параметрів та показників робочого процесу, що дає змогу охарактеризувати енергетичну та економічну ефективність двигуна та отримати вихідні дані для виконання розрахунку та проектування агрегату наддуву системи повітропостачання.

Розрахунки робочого циклу виконується для номінального режиму роботи. При необхідності виконання розрахунків для часткових режимів підхід щодо виконання моделювання робочого циклу є таким же, як і для номіналу. Відмінним є лише вибір вихідних (початкових) даних, які повинні відповідати цьому режиму роботи дизеля.

Розрахунковий або теоретичний цикл ДВЗ складається з п'яти процесів, що протікають послідовно один за одним, а саме: наповнення, стиску, згоряння, розширення та випуску відпрацьованих газів (ВГ).

Розрахунок циклу модернізованого середньообертового дизеля 9ЧН 23/30 (9L23/30H) виробництва фірми **MAN** виконано на персональному комп'ютері за методикою, яка оснований на методі теплового розрахунку В. І. Грінівецького.

2.2. Вибір вхідних даних для розрахунку робочого циклу суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Вихідні дані для початку виконання розрахунку суднового середньообертового дизеля 9ЧН 23/30 обираються з його паспортних даних

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(для номінального режиму роботи двигуна), а відсутні дані обираються з довідкової літератури відповідно до рекомендацій для двигунів-аналогів (двигунів однакової циліндрової потужності, обертів колінчастого валу, габаритів робочого циліндра та цільового призначення).

Вихідні дані двигуна для початку здійснення моделювання циклу подано у табличній формі (табл. 2.1).

Таблиця 2.1. – Вихідні параметри для початку розрахунку робочого циклу суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

№ з.п.	Вихідні параметри	Значення
1	Ефективна потужність, кВт	1215
2	Частота обертання ,мин ⁻¹	750
3	Тиск навколишнього середовища, МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища, К	313
5	Тиск повітря за компресором, МПа	0,32
6	Коефіцієнт продувки	1,05
7	Коефіцієнт залишкових газів	0,03
8	Коефіцієнт використаної теплоти в точці <i>z</i>	0,9
9	Коефіцієнт використаної теплоти в точці <i>b</i>	0,94
10	Ступінь стиснення	13,5
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	1,3
12	Підігрів заряду від стінок циліндра, К	20
13	Частка ходу поршня, втрачена на газообмін	0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	0,98
15	Механічний ККД двигуна	0,86
16	Адіабатний ККД компресора турбокомпресора	0,82
17	Втрата тиску в охолоджувачі повітря, МПа	0,004
18	ККД системи охолодження повітря	0,87
19	Температура залишкових газів	750
20	Масовий склад палива (кг/кг)	C = 0,897; H = 0,125; S = 0; O = 0
21	Нижча теплота згорання палива, кДж	43000
22	Число циліндрів	9
23	Діаметр циліндра, м	0,230
24	Хід поршня, м	0,300
25	Коефіцієнт тактності	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	2,17
27	Показник адіабати для повітря	1,4
28	Механічний ККД турбокомпресора	0,97
29	Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора	0,79
30	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	0,89
31	Ставлення тиску перед турбіною до тиску за компресором	0,79

2.3. Розрахунок робочого циклу суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Розрахунок робочого циклу суднового середньообертового дизеля 9ЧН 23/30 у роботі виконано за методикою Гриневецького-Мазінга з використанням ПК у програмі створеній у середовищі *Mathcad*. У результаті проведених розрахунків робочого циклу середньообертового дизеля 9ЧН 23/30 визначено основні параметри циклу на номінальному режимі. Отримані данні, що представлено у таблиці 2.2, є основою для виконання подальшого розрахунку та проектування відцентрового компресору наддуву дизеля дизеля 9ЧН 23/30.

Таблиця 2.2. – Результати моделювання робочого циклу суднового дизеля 9ЧН 23/30

№ з.п.	Процес	Значення
Розрахунок процесу наповнення		
1	Температура повітря за компресором, К	461,325
2	Температура повітря в ресивері, К	332,282
3	Температура повітря в кінці наповнення, К	363,866
4	Тиск повітря в ресивері двигуна	0,316
5	Тиск в кінці наповнення, МПа	0,281
6	Коефіцієнт наповнення	0,852
Розрахунок процесу стиснення		
7	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К)	$c_v' \leftarrow 19,26 + 0,0025 \cdot T$
8	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль·К)	$c_v'' \leftarrow 20,47 + 0,0036 \cdot T$
9	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів в циліндрі в кінці процесу стиснення	$b_c = 0,002515$ $a_{vc} = 19,276$
10	Показник політропи стиснення	1,361
11	Тиск в кінці стиснення, МПа	9,711
12	Температура в кінці стиснення, К	930,668
Розрахунок процесу згоряння		
13	Кількість повітря, що надходить у циліндр кмоль/кг	1,076
14	Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни	1,029
15	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	1,0282

16	Частка палива, що вигоріла до точки z	0,957
17	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	1,027
18	Питома ізохорна середня теплоємність в точці z , кДж/(кмоль·К)	$\Delta M = 0,0313$ $m = 1,063$ $b_z = 0,003$ $a_{vz} = 19,81235$
19	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності робочого тіла в точці b кДж/(кмоль·К)	$b_b = 0,003023$ $a_{vb} = 19,83552$
20	Визначення температури в точці z , К	1880
21	Максимальний тиск в циліндрі, МПа	12,624
Розрахунок процесу розширення		
22	Ступінь попереднього розширення	1,596
23	Ступінь подальшого розширення	8,461
24	Визначення показника політропи розширення та температури робочого тіла в точці b , К.	$n_2 = 1,274$ $T_b = 1048$
25	Тиск в кінці процесу розширення, МПа	0,832
Визначення індикаторних показників циклу		
26	Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа	1,896
27	Дійсний середній індикаторний тиск, МПа	1,858
28	Питома індикаторна витрата палива кг/(кВт·год)	0,176
29	Індикаторний ККД	0,476
Визначення ефективних показників		
30	Середній ефективний тиск, МПа	1,732
31	Ефективний ККД	0,44
32	Питома ефективна витрата палива кг/(кВт·год)	0,189
33	Ефективна потужність двигуна	1215
34	Похибка визначення ефективної потужності	0,024 %
Розрахунок балансу потужності турбіни і компресора		
35	Визначення витрати повітря двигуном, кг/год	2,079
36	Витрата газів через турбіну, кг/год	2,143
37	Тиск газів перед турбіною, МПа	0,253
38	Температура газів, К	811,059
39	Кількість робочого тіла, кмоль/кг	1,106
40	Газова стала для газів, що відходять,	287,29
41	Показник адіабати для газів, що відходять	1,373
42	Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі	3,159
43	Розрахунковий тиск наддуву, МПа	0,32
44	Похибка визначення тиску наддуву	0,014 %

2.4. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

За результатами розрахунку номінального режиму роботи суднового середньообертового дизеля 9ЧН 23/30 (9L23/30H) будується теоретична згорнута індикаторна діаграма у $P-V$ координатах. Вихідні дані для

розрахунку та побудови згорнутої індикаторної діаграми дизеля 9ЧН 23/30 представлені у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. – Вихідні дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми суднового дизеля 9ЧН 23/30

Показник	Значення
Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,272
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	9,711
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	12,624
Ступінь попереднього розширення ρ	1,596

Точки згорнутої теоретичної діаграми для побудови кривих процесу стиснення повітря та розширення робочого тіла розраховуються за наступними залежностями:

– процес стиснення визначаємо, як:
$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– процес розширення визначаємо, як:
$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}.$$

Відношення V/V_c для згорнутої теоретичної діаграми (рис. 2.1) визначається від одиниці до ступеня стиснення дизеля 9ЧН 23/30 ($\varepsilon = 13,5$). Розрахунок виконано у табличному вигляді та представлено в табл. 2.4.

Таблиця 2.4. – Результати розрахунку теоретичної згорнутої індикаторної діаграми двигуна 9ЧН 23/30

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	12,62	
1,00	9,71	12,62
1,60	5,14	12,62
2,19	3,34	8,44
2,79	2,41	6,21
3,38	1,85	4,86
3,98	1,48	3,95
4,57	1,23	3,31
5,17	1,04	2,83
5,76	0,90	2,47
6,36	0,78	2,18

6,95	0,69	1,94
7,55	0,62	1,75
8,14	0,56	1,59
8,74	0,51	1,45
9,33	0,46	1,34
9,93	0,43	1,23
10,52	0,39	1,15
11,12	0,37	1,07
11,71	0,34	1,00
12,31	0,32	0,94
12,90	0,30	0,88
13,50	0,28	0,83
13,50		0,28

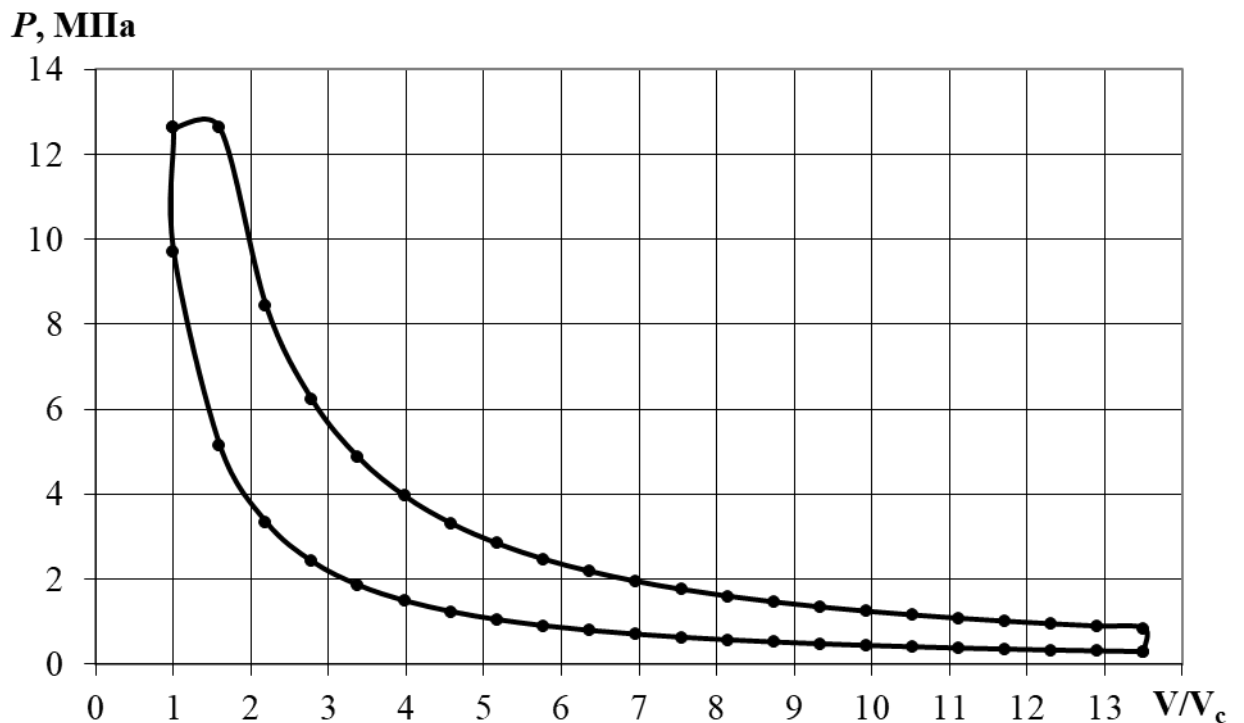


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма суднового середньообертового дизеля 9ЧН 23/30

Після побудови кривих таких процесів, як стиснення та розширення при необхідності на діаграмі будуються лінії наповнення та випуску. Ці лінії зображують на теоретичній діаграмі у вигляді горизонтальних ліній при відповідних значеннях тиску у робочому циліндрі двигуна.

РОЗДІЛ 3 **ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА** **9ЧН 23/30**

При виконанні розрахунку динаміки суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 у першу чергу розглядається дія на двигун сили тиску газів P_r , а також сили інерції P_j . Відповідно, сумарна діюча сила, що тисне на поршень дизеля складає $P_{дв} = P_r + P_j$. Сумарна діюча сила $P_{дв}$ тисне на поршень при цьому її лінія дії співпадає з віссю робочого циліндру дизеля. Потім сумарна діюча сила розкладається на складові, представлені на рис. 3.1, що у свою чергу діють на кривошипно-шатунний механізм (КШМ) та в цілому на двигун.

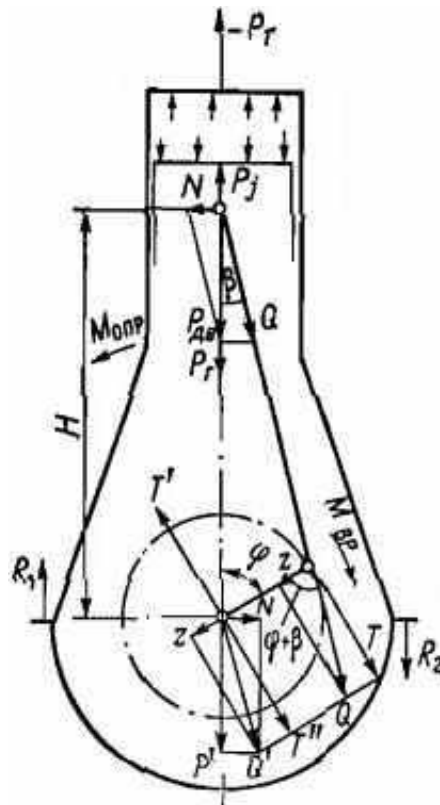


Рисунок 3.1 – Схема дії сил у КШМ тронкового ДВЗ:

P_r – силу від тиску газів на поршень; P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово; $P_{дв}$ – сумарну діючу силу; N – нормальну силу, що притискує поршень до втулки робочого циліндру; Q – силу, що тисне вздовж шатуна; T – дотичну силу; Z – радіальну силу, що діє вздовж кривошипу

Для визначення сил, що діють на КШМ суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 (9L23/30H) виробництва фірми **MAN**, використовуються такі наступні формули: $P_j = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_{ш} \cos \varphi)$; $P_{дв} = P_r - P_{пп} + P_j + m_s g$; $N = P_{дв} \lg \beta$; $Q = P_{дв} / \cos \beta$; $T = Q \sin(\varphi + \beta)$; $Z = Q \cos(\varphi + \beta)$.

де P_r – отримують з теоретичної розгорнутої індикаторної діаграми (другий розділ пояснювальної записки).

Розрахунок динаміки суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 виконано у табличній формі за допомогою програми, яка реалізована у середовищі *Excel*. Вихідні данні для початку виконання розрахунків подані у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. – Вхідні дані для розрахунку діючих сил у судновому допоміжному дизелі типу 9ЧН 23/30

№ з.п.	Найменування	Од. вим.	Позначення	Значення
1	Діаметр поршня	м	D	0,23
2	Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	750
3	Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	12,624
4	Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,281
5	Тиск наддуву	МПа	P_k	0,32
6	Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,253
7	Кривошипно-шатунне відношення	–	λ	0,26
8	Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	95
9	Радіус кривошипа	м	r	0,15
10	Ступінь стиснення	–	ε	13,5
11	Показник політропи стиснення	–	n_1	1,361
12	Показник політропи розширення	–	n_2	1,274
13	Ступінь попереднього розширення	–	ρ	1,596
14	Кількість циліндрів	–	i	9

Таблиця 3.2. – Результати динамічного розрахунку суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

φ°	P_r	P_j	$P_{дв}$	N	Z	T	V/V_c
0	0,3200	-2,6644	-2,3444	0,0000	-2,3444	0,0000	1,0000
10	0,3200	-2,5991	-2,2791	-0,1030	-2,2266	-0,4972	1,1184
20	0,3200	-2,4082	-2,0882	-0,1862	-1,8986	-0,8892	1,4678
30	0,3200	-2,1062	-1,7862	-0,2335	-1,4301	-1,0953	2,0316

40	0,3200	-1,7154	-1,3954	-0,2354	-0,9176	-1,0772	2,7833
50	0,3200	-1,2638	-0,9438	-0,1905	-0,4607	-0,8454	3,6886
60	0,3200	-0,7824	-0,4624	-0,1059	-0,1395	-0,4534	4,7077
70	0,3200	-0,3021	0,0179	0,0045	0,0019	0,0184	5,7983
80	0,3200	0,1494	0,4694	0,1229	-0,0395	0,4837	6,9178
90	0,3200	0,5498	0,8698	0,2314	-0,2314	0,8698	8,0263
100	0,3200	0,8838	1,2038	0,3152	-0,5194	1,1308	9,0878
110	0,3200	1,1444	1,4644	0,3651	-0,8439	1,2512	10,0723
120	0,3200	1,3322	1,6522	0,3784	-1,1538	1,2416	10,9559
130	0,3200	1,4547	1,7747	0,3582	-1,4152	1,1292	11,7213
140	0,3200	1,5244	1,8444	0,3111	-1,6129	0,9472	12,3565
150	0,3200	1,5564	1,8764	0,2453	-1,7477	0,7258	12,8547
160	0,3200	1,5659	1,8859	0,1681	-1,8297	0,4870	13,2121
170	0,3200	1,5658	1,8858	0,0852	-1,8720	0,2436	13,4274
180	0,2810	1,5648	1,8458	0,0000	-1,8458	0,0000	13,5000
190	0,2830	1,5658	1,8488	-0,0835	-1,8353	-0,2388	13,4300
200	0,2892	1,5659	1,8551	-0,1654	-1,7998	-0,4791	13,2174
210	0,3000	1,5564	1,8564	-0,2427	-1,7291	-0,7180	12,8625
220	0,3164	1,5244	1,8408	-0,3105	-1,6097	-0,9454	12,3669
230	0,3397	1,4547	1,7944	-0,3622	-1,4309	-1,1418	11,7340
240	0,3720	1,3322	1,7042	-0,3904	-1,1902	-1,2807	10,9710
250	0,4168	1,1444	1,5612	-0,3892	-0,8997	-1,3339	10,0894
260	0,4790	0,8838	1,3628	-0,3568	-0,5880	-1,2802	9,1065
270	0,5667	0,5498	1,1165	-0,2970	-0,2970	-1,1165	8,0462
280	0,6933	0,1494	0,8427	-0,2206	-0,0709	-0,8682	6,9383
290	0,8811	-0,3021	0,5790	-0,1444	0,0624	-0,5935	5,8186
300	1,1697	-0,7824	0,3873	-0,0887	0,1168	-0,3797	4,7271
310	1,6303	-1,2638	0,3666	-0,0740	0,1789	-0,3284	3,7063
320	2,3930	-1,7154	0,6777	-0,1143	0,4456	-0,5232	2,7986
330	3,6775	-2,1062	1,5713	-0,2054	1,2580	-0,9635	2,0438
340	5,7356	-2,4082	3,3274	-0,2967	3,0253	-1,4168	1,4763
350	8,3252	-2,5991	5,7261	-0,2587	5,5942	-1,2491	1,1227
360	9,7071	-2,6644	7,0427	0,0000	7,0427	0,0000	1,0000
370	12,6240	-2,5991	10,0249	0,4529	9,7939	2,1868	1,1141
380	12,6240	-2,4082	10,2158	0,9108	9,2881	4,3499	1,4595
390	9,2314	-2,1062	7,1252	0,9315	5,7048	4,3693	2,0196
400	6,1743	-1,7154	4,4590	0,7522	2,9323	3,4424	2,7681
410	4,3109	-1,2638	3,0472	0,6151	1,4875	2,7296	3,6709
420	3,1592	-0,7824	2,3768	0,5444	0,7169	2,3306	4,6883
430	2,4233	-0,3021	2,1213	0,5288	0,2286	2,1742	5,7780
440	1,9362	0,1494	2,0857	0,5460	-0,1756	2,1488	6,8974
450	1,6033	0,5498	2,1531	0,5728	-0,5728	2,1531	8,0064
460	1,3697	0,8838	2,2535	0,5900	-0,9723	2,1169	9,0690
470	1,2025	1,1444	2,3469	0,5851	-1,3525	2,0052	10,0551
480	1,0812	1,3322	2,4134	0,5528	-1,6854	1,8137	10,9408
490	0,9929	1,4547	2,4476	0,4940	-1,9518	1,5574	11,7084
500	0,9290	1,5244	2,4534	0,4139	-2,1455	1,2600	12,3462
510	0,8840	1,5564	2,4404	0,3190	-2,2730	0,9439	12,8469
520	0,8541	1,5659	2,4200	0,2158	-2,3478	0,6249	13,2069

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Архив
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

530	0,8370	1,5658	2,4028	0,1086	-2,3852	0,3103	13,4247
540	0,8314	1,5648	2,3962	0,0000	-2,3962	0,0000	13,4999
550	0,2530	1,5658	1,8188	-0,0822	-1,8055	-0,2349	13,4325
560	0,2530	1,5659	1,8189	-0,1622	-1,7647	-0,4697	13,2225
570	0,2530	1,5564	1,8094	-0,2366	-1,6853	-0,6998	12,8703
580	0,2530	1,5244	1,7774	-0,2998	-1,5543	-0,9128	12,3772
590	0,2530	1,4547	1,7077	-0,3447	-1,3617	-1,0866	11,7468
600	0,2530	1,3322	1,5852	-0,3631	-1,1070	-1,1913	10,9860
610	0,2530	1,1444	1,3974	-0,3484	-0,8053	-1,1940	10,1064
620	0,2530	0,8838	1,1368	-0,2976	-0,4905	-1,0679	9,1253
630	0,2530	0,5498	0,8028	-0,2136	-0,2136	-0,8028	8,0661
640	0,2530	0,1494	0,4024	-0,1054	-0,0339	-0,4146	6,9588
650	0,2530	-0,3021	-0,0491	0,0122	-0,0053	0,0503	5,8389
660	0,2530	-0,7824	-0,5294	0,1213	-0,1597	0,5191	4,7465
670	0,2530	-1,2638	-1,0108	0,2040	-0,4934	0,9054	3,7240
680	0,2530	-1,7154	-1,4624	0,2467	-0,9617	1,1290	2,8139
690	0,2530	-2,1062	-1,8532	0,2423	-1,4838	1,1364	2,0560
700	0,2530	-2,4082	-2,1552	0,1922	-1,9595	0,9177	1,4848
710	0,2530	-2,5991	-2,3461	0,1060	-2,2921	0,5118	1,1272
720	0,3200	-2,6644	-2,3444	0,0000	-2,3444	0,0000	1,0002

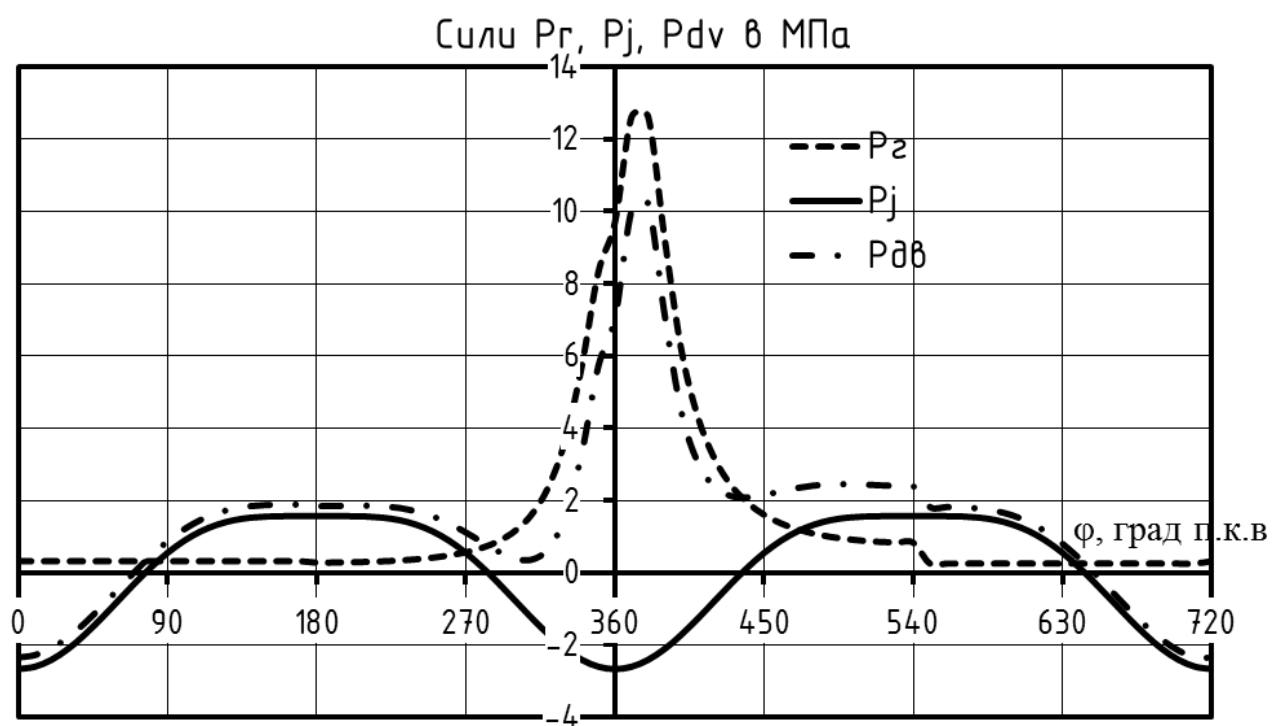


Рисунок 3.2 – Діаграми сил P_r , P_j , P_{dv} суднового допоміжного дизеля 9ЧН
23/30

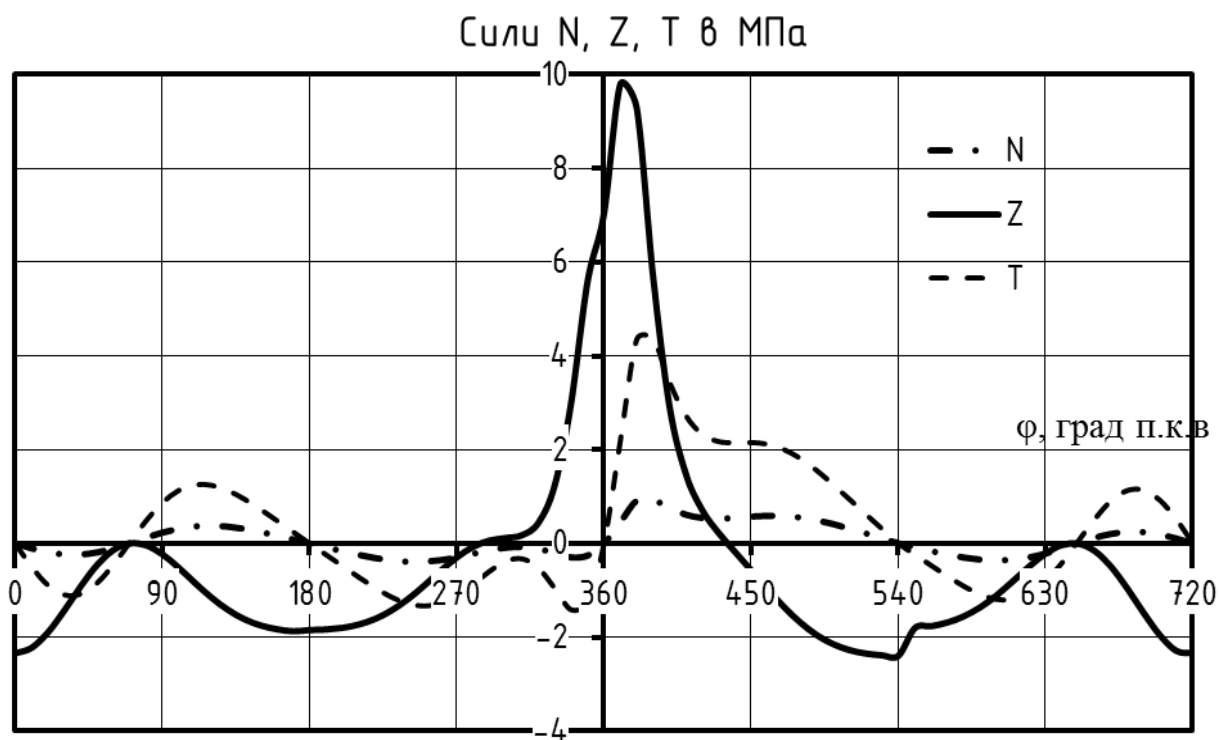


Рисунок 3.3 – Діаграми сил N, Z, T суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Для будь-яких двигунів з кількістю робочих циліндрів більше одного, дотичні сили від кожного робочого циліндру складаються, що забезпечується колінчастим валом. Правило додавання сил наступне: діаграма сумарних дотичних сил T_{Σ} багатопциліндрового двигуна будується послідовно сумуючи криві дотичних сил кожного циліндра, зміщуючи їх по фазі на кута заклинки ϕ_3 кривошипів колінчастого вала.

Складання дотичних сил можна реалізовувати, як графічним так і табличним методом (аналітично) за допомогою ПК у середовищі такому, як *Excel*. Сумарні дотичні сили у багатопциліндровому двигуні потрібно визначати для розрахунку обертового моменту та розрахунку колінчатого валу на міцність.

У таблиці 3.3 представлено розрахунок сумарної дотичної сили суднового допоміжного дизеля типу 9ЧН 23/30.

Таблиця 3.3. – Розрахунок сумарних дотичних сил суднового допоміжного дизеля типу 9ЧН 23/30

φ°	T_Σ									T_Σ	T_Σ^{cp}
	Номер циліндра										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
0	0,000	0,484	0,487	-1,281	-0,523	3,442	1,814	-0,470	-0,415	3,539	2,803
10	-0,497	0,870	0,244	-1,334	-0,964	2,730	1,557	-0,700	0,050	1,956	2,803
20	-0,889	1,131	0,000	-1,280	-1,417	2,331	1,260	-0,913	0,519	0,742	2,803
30	-1,095	1,251	-0,239	-1,117	-1,249	2,174	0,944	-1,087	0,905	0,488	2,803
40	-1,077	1,242	-0,479	-0,868	0,000	2,149	0,625	-1,191	1,129	1,529	2,803
50	-0,845	1,129	-0,718	-0,593	2,187	2,153	0,310	-1,194	1,136	3,565	2,803
60	-0,453	0,947	-0,945	-0,380	4,350	2,117	0,000	-1,068	0,918	5,485	2,803
70	0,018	0,726	-1,142	-0,328	4,369	2,005	-0,235	-0,803	0,512	5,123	2,803
80	0,484	0,487	-1,281	-0,523	3,442	1,814	-0,470	-0,415	0,000	3,539	2,803
										22,426	

На рис. 3.4 подано графік сумарної дотичної сили T_Σ суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 та середнє за часом значення сумарної дотичної сили T_{Σ}^{cp} .

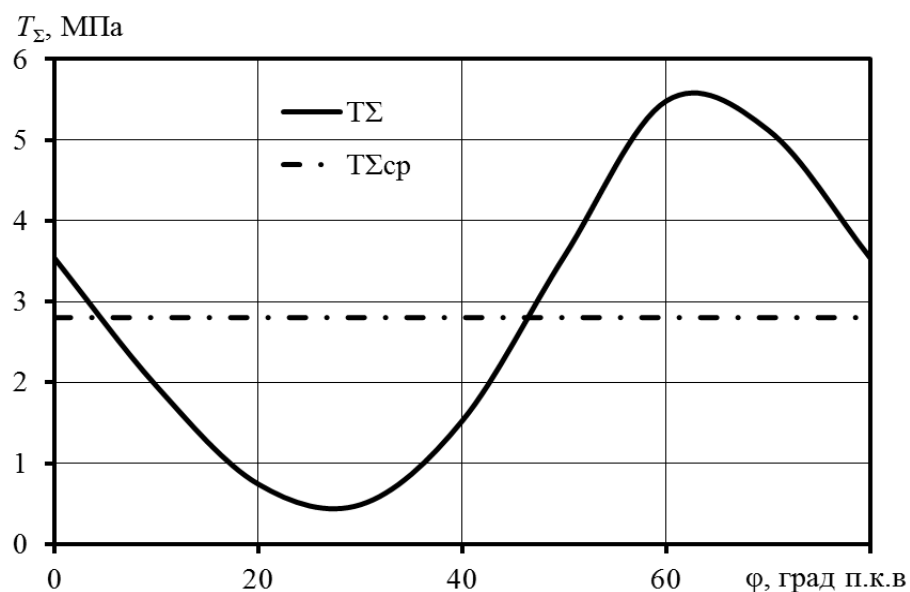


Рисунок 3.4 – Графік сумарних дотичних сил суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Середнє за часом значення сумарної дотичної сили T_{Σ}^{cp} суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 визначається за таблицею 3.3 та виразом

$$T_{\Sigma}^{cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 = 22,43 \cdot \frac{10}{80} = 2,803 \text{ МПа}.$$

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТУВАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРА ДВИГУНА 9ЧН 23/30

Вибір компресора прототипу для суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Головним завданням даного розділу кваліфікаційної роботи є визначення основних розмірів відцентрового компресора агрегату наддуву для суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 з заданими параметрами та проектування елементів його конструкції. Відповідно до цього у розділі використовуються розрахунки всіх елементів проточної частини компресора, після чого виконується креслення поперечного розрізу з використанням конструкції компресора-прототипу зі зміною тих елементів прототипу, які не можуть забезпечити необхідну працездатність компресора з урахуванням зміни його робочих параметрів.

Відповідно до отриманих у другому розділі параметрів роботи дизеля 9ЧН 23/30, а саме витрати повітря та тиску наддуву з полів застосування турбокомпресорів типу ТК (рис. 4.1) обираємо турбокомпресор прототип. Відповідно до витрати повітря дизелем 9ЧН 23/30 $Q = 2,04 \text{ м}^3/\text{с}$ та ступеня підвищення тиску $\Pi_k = 3,16$ визначаємо положення точки у координатах $\Pi_k - Q$ на рис. 4.1.

Положення точки A визначає, що турбокомпресор прототип має належати до типорозміру ТК-30, так як точка A знаходиться у зоні відповідної фігури поля витрати повітря (або так званої області застосування турбокомпресору цього типорозміру). Таким чином за турбокомпресор-прототип обираємо ТК-30, який здатний забезпечити для суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 (MAN 9L23/30H) необхідну витрату повітря у кількості $G = 2,3 \text{ кг/с}$ та $\Pi_k = 3,16$.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

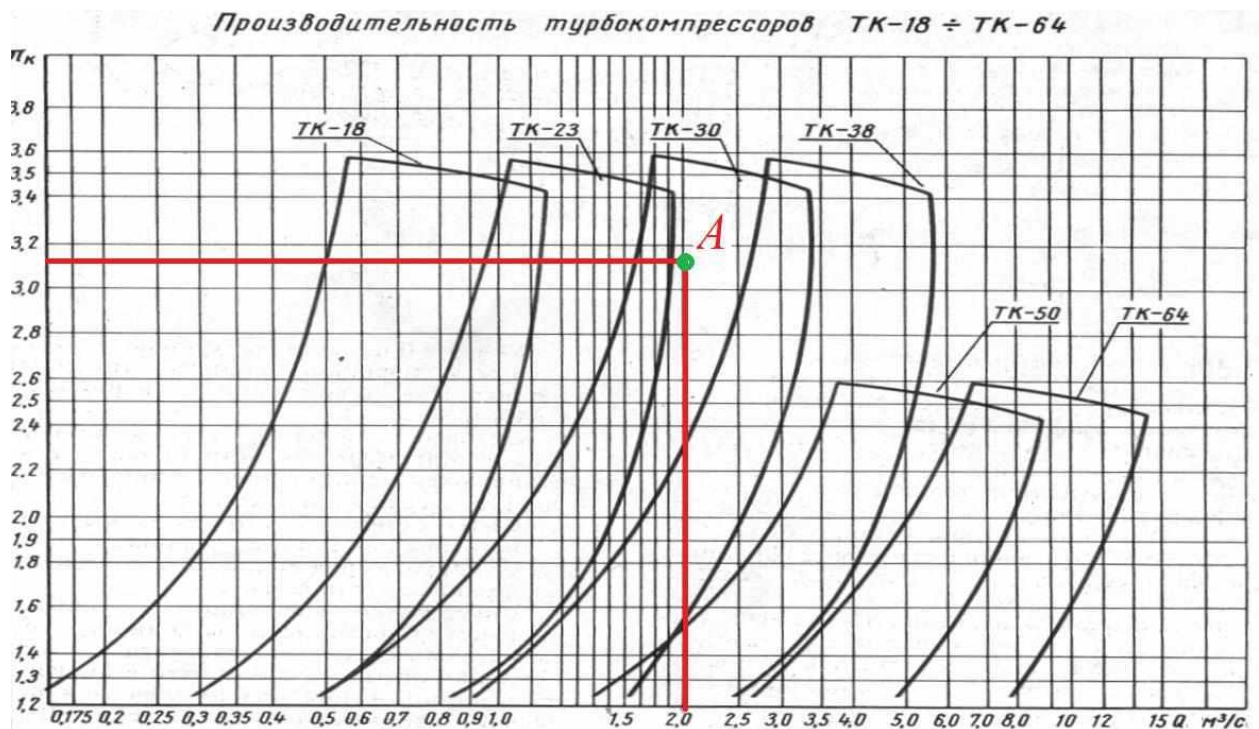


Рисунок 4.1 – Межі застосування турбокомпресорів типу ТК

Попереднє визначення колової швидкості U_2

Колова швидкість U_2 на зовнішньому діаметрі колеса компресора є параметром, який обумовлює характер енергопостачання компресорної ступені агрегату наддуву. З рівняння Ейлера є відомим те, що U_2 є базовим параметром, який обумовлює значення повної внутрішньої роботи L_i , що виробляє компресор над кожною одиницею маси повітря. У свою чергу L_i має зв'язок з ступенем підвищення тиску Π_k досить складними залежностями, які можна точно розрахувати тільки після виконання повного розрахунку усіх елементів компресорного ступеня. Однак є наближена залежність між такими параметрами компресора, як Π_k , U_2 та L_i , що враховує саме існування цього зв'язку між ними, а також присутність проміжних факторів, головним чином пов'язаних з великими втратами енергії у газодинамічних процесах на протязі усього робочого тракту ступеня компресора. Вплив цих факторів на початку розрахунку можна визначити достатньо наближено, на підставі адіабатного коефіцієнту напору компресора H_k , який обирається наближено й забезпечує функціонування наближеної залежності між вказаними параметрами. В

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ

Аркуш

26

залежності замість L_i застосовується адіабатна робота ступеня компресора $L_{ад}$, яка має залежність від L_i , однак на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку компресора. Таким чином, наближене значення колової швидкості U_2 визначається, як:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{H_k}} \text{ м/с},$$

де $L_{ад}$ – адіабатна робота, Дж/кг; H_k – коефіцієнт напору ($H_k = 1,4$).

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (P_k^{\frac{k}{k-1}} - 1), \text{ Дж/кг},$$

де k – показник адіабати повітря ($k = 1,4$).

$$L_{ад} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot (3,16^{\frac{1,4}{1,4-1}} - 1) = 120238,9, \text{ Дж/кг}.$$

Тоді U_2 становитиме:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 120238,9}{1,4}} = 411,52, \text{ м/с}.$$

Колова швидкість U_2 на зовнішньому діаметрі колеса має значення 411,52 м/с, а адіабатна робота $L_{ад} = 120,239$ кДж/кг. Визначене значення U_2 дає змогу визначити кут входу потоку у колесо, а також визначити швидкість потоку перед ним.

Розрахунок і конструювання вхідної ділянки

Вхідна ділянка називається вхідним патрубком, який досить часто поєднують з глушником шуму і повітряним фільтром. На турбокомпресорі-прототипі ТК-30 встановлено вхідний патрубок конусоподібного вигляду. Головним завданням при виконанні розрахунку та конструювання вхідної ділянки є отримання зміни параметрів потоку після проходження ним вхідної ділянки, а також отримати конструктивні параметри об'єкту, які дадуть змогу забезпечити відповідність отриманих параметрів закладеним у розрахунок. До цих головних параметрів потоку відносяться такі параметри, як: температуру, тиск, швидкість. Температуру перед колесом:

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}, K.$$

де T_a – температура на вході у вхідний патрубок, К (закладаємо $T_a = 315$ К); C_1 – швидкість перед колесом, м/с; C_a – швидкість на вході, м/с (діапазон зміни – 30...40 м/с, обираємо $C_a = 35$ м/с); $C_p = 1005$ Дж/(кг·К) – ізобарна теплоємність повітря.

Значення швидкості перед колесом обираємо за умов забезпечення сталого режиму течії через колесо, тому маємо:

$$C_1 = \bar{C}_m \cdot U_2, м/с$$

де C_m – коефіцієнт витрати ступеня (діапазон зміни – 0,2...0,35, обираємо $C_m = 0,28$)

$$C_1 = 0,28 \cdot 411,52 = 115,2, м/с; T_1 = 315 - \frac{115,2^2 - 35^2}{2 \cdot 1005} = 309, К.$$

Тиск потоку перед колесом:

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a}\right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}, Па$$

де P_a – тиск на вході у вхідний патрубок, Па (обираємо $P_a = 98000$ Па); n_1 – показник політропи стиску повітря (діапазон зміни – 1,35...1,39, обираємо $n_1 = 1,39$).

$$P_1 = 98000 \cdot \left(\frac{309}{315}\right)^{\frac{1,39}{1,39-1}} = 93647,6, Па$$

Для отримання мінімальних втрат енергії у патрубку та утворення рівномірного поля швидкостей на вході, вхідному патрубку надають форму конфузору – каналу, що звужується уздовж проходження потоку. Завдяки цьому звуженню потік набуває прискорення вздовж вісі каналу патрубку. Відповідно швидкість перед робочим колесом зросте у порівнянні з входом, температура та тиск впадуть. Ця зміна параметрів потоку відповідатиме процесу розширення. Після вхідної ділянки температура та тиск знизяться та становитимуть 309 К і 93,647 кПа відповідно, а швидкість потоку зросте у 3,3 рази та буде дорівнювати значенню 115,2 м/с.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок та конструювання робочого колеса

Робоче колесо є базовим елементом компресора, за допомогою якого повітря надається енергія. На турбокомпресорі-прототипі ТК-30 використовується напіввідкрите колесо по типу радіальної зірки, яке складається з системи робочих лопаток. Лопатки мають вид плоских радіальних пластин. Лопатки об'єднані в осьовій частині колеса зі скеровуючим апаратом, що обертається разом з колесом (обертового скеровуючий апарат – ОСА).

Температура за робочим колесом:

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot [2 \cdot (\mu + \alpha_{em}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2] K,$$

де μ – коефіцієнт циркуляції потоку; $\alpha_{вт}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію (діапазон зміни – 0,04...0,08, обираємо $\alpha_{вт} = 0,04$); φ_{2r} – коефіцієнт витрати (діапазон зміни – 0,16...0,22, обираємо $\varphi_{2r} = 0,35$).

Коефіцієнт циркуляції потоку (визначається за формулою П. К. Казанджана):

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}},$$

де Z_k – кількість лопаток (діапазон – 12... 23, обираємо $Z_k = 12$); D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо, м.

Середній квадратичний діаметр:

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}, \text{ м}$$

де D_H – зовнішній діаметр колеса на вході, м; D_0 – розмір втулки колеса компресора, м (для ряду ТК з консольним колесом $D_0 = (0,22...0,35) \cdot D_2$, обираємо $D_0 = 0,085$ м).

Зовнішній діаметр колеса

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}, \text{ м}$$

де f_1 – площа на вході, м^2 – $f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$,

де ρ_1 – густина повітря на вході, $\text{кг}/\text{м}^3$.

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}, \text{ кг}/\text{м}^3; \rho_1 = \frac{93647,6}{287 \cdot 309} = 1,056 \text{ кг}/\text{м}^3; f_1 = \frac{2,3}{115,2 \cdot 1,056} = 0,0189 \text{ м}^2$$

$$D_H = \sqrt{0,085^2 + 4 \cdot \frac{0,0189}{3,14}} = 0,177 \text{ м}; D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,085^2 + 0,177^2}{2}} = 0,1389 \text{ м}.$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{12 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,1389}{0,3} \right)^2 \right]}} = 0,8182$$

$$T_2 = 309 + \frac{411,52^2}{2 \cdot 1005} \cdot [2 \cdot (0,8182 + 0,04) - 0,8182^2 - 0,35^2 + 0,28^2] = 393,5 \text{ К}$$

Тиск за робочим колесом:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}, \text{ Па},$$

де n_2 – показник політропи стиску.

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2,$$

де η_2 – політропний ККД (діапазон зміни – 0,82 ... 0,92, обираємо $\eta_2 = 0,92$).

Визначення комплексу:

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,92 = 3,16.$$

$$P_2 = 93647,6 \cdot \left(\frac{393,5}{309} \right)^{3,16} = 201207,07 \text{ Па}.$$

Швидкість потоку перед входом у робоче колесо:

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}, \text{ м}/\text{с},$$

де τ^1 – коефіцієнт захаращення на вході в ОСА.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_k}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1Л}},$$

де δ_1 – товщина лопатки на вході (діапазон зміни – 0,0003...0,002 м, обираємо $\delta_1 = 0,0005$ м); $\beta_{1Л}$ – кут встановлення лопаті на D_1 , град.

$$\beta_{1Л} = \beta_{11} + i_1, \text{град},$$

де β_{11} – кут входу потоку колесо (діапазон зміни – 30...40°); i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА (діапазон зміни – 1...10°, обираємо $i_1 = 2^\circ$).

Кут входу потоку у робоче колесо:

$$\beta_{11} = \arccrg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{град}, \quad \beta_{11} = \arccrg\left(\frac{115,2 \cdot 0,3}{411,52 \cdot 0,1389}\right) = 31,2^\circ$$

За рекомендованим допуском β_{11} складає $40^\circ \geq 31,5^\circ \geq 30^\circ$ – таким чином умова виконана.

$$\beta_{1Л} = 31,2 + 2 = 33,2^\circ; \quad \tau_1 = 1 - \frac{0,0005 \cdot 12}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1389 \cdot \sin 33,2} = 0,987; \quad C_1^1 = \frac{115,2}{0,987} = 116,69 \text{ м/с.}$$

Кут входу потоку повітря в колесо:

$$\beta_{11}^1 = \arccrg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{град}, \quad \beta_{11}^1 = \arccrg\left(\frac{116,69 \cdot 0,3}{411,52 \cdot 0,1389}\right) = 31,5^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

$$\beta_{1H} = \arccrg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H}\right), \text{град}, \quad \beta_{1H} = \arccrg\left(\frac{116,69 \cdot 0,3}{411,52 \cdot 0,177}\right) = 25,7^\circ$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

$$\beta_{10} = \arccrg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_0}\right), \text{град}, \quad \beta_{10} = \arccrg\left(\frac{116,69 \cdot 0,3}{411,52 \cdot 0,085}\right) = 45^\circ.$$

Відносна швидкість на діаметрі D_H :

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}, \text{м/с}, \quad w_H^1 = \frac{116,69}{\sin 25,7} = 269,4 \text{ м/с.}$$

За визначними кутами потоку на вході у обертового скеровуючий апарат на різних діаметрах будується трикутники швидкостей потоку повітря за допомогою яких визначається профіль лопатки обертово скеровуючого апарату. Осьова довжина колеса на D_1 у радіальній частині лопаток, L_z , має

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

діапазон зміни – $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$, осьова довжина ОСА на D_1 , $L_{\text{ОСА}}$, має діапазон зміни – $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$.

Коефіцієнт швидкості на периферії входу в колесо розраховується для оцінки локальної швидкості звуку на зовнішньому діаметрі обертово скеровуючого апарату.

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}, \quad \lambda_{Hw} = \frac{269,4}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 315}} = 0,83.$$

Коефіцієнт швидкості не повинен перевищувати 0,95 (умова виконана).

Абсолютна швидкість на виході:

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с}$$

де C_{2u} – проекція абсолютної швидкості C_2 на колову, м/с; C_{2r} – меридіальна складова C_2 , м/с.

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2, \text{ м/с}; \quad C_{2u} = 0,8182 \cdot 411,52 = 336,73 \text{ м/с}$$

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2, \text{ м/с}, \quad C_{2r} = 0,35 \cdot 411,52 = 144,03 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{336,73^2 + 144,03^2} = 366,24 \text{ м/с}.$$

Кут потоку на виході:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right), \text{ град}; \quad \alpha_2 = \arctg\left(\frac{144,03}{336,73}\right) = 23,16^\circ$$

Число Маха для швидкості потоку на виході:

$$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}, \quad M_{C_2} = \frac{366,24}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 393,5}} = 0,9181.$$

Значення числа Маха $M < 1$. Таким чином швидкість потоку не перевищує звукову. Тому відповідно не має потреби знижувати її до дозвукової у безлопатковому дифузорі. Виходячи з цього безлопатковий дифузор можна зробити максимально коротким і використовувати його лише для вирівнювання поля швидкостей перед лопатковим дифузором.

Ширина робочого колеса к:

$$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}, \text{ м}$$

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де ρ_2 – густина повітря на виході, кг/м³

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2} \text{ кг/м}^3, \quad \rho_2 = \frac{201207,07}{287 \cdot 393,5} = 1,782 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{2,3}{3,14 \cdot 1,782 \cdot 144,03 \cdot 0,3} = 0,01 \text{ м.}$$

Швидкість потоку повітря:

$$w_2 = \sqrt{(U_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с}; \quad w_2 = \sqrt{(411,52 - 336,73)^2 + 144,03^2} = 162,3 \text{ м/с.}$$

При взаємодії потоку з лопатками його температура збільшується до 393,5 К. При цьому також зростає у 2,15 рази тиск (до 201,207 кПа). Швидкість потоку зростає до 366,24 м/с.

Розраховані значення D_n та D_1 колеса на вході, а також рекомендації щодо вибору осьової довжини і розрахунок кутів установки лопатки обертово скеровуючого апарату на цих діаметрах дають змогу отримати геометрію колеса, що у повній мірі задовольнить параметрам найбільш вигідного режиму течії потоку.

Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузора

Для зменшення швидкості потоку на вході в ЛД та вирівнювання між колесом та ЛД роблять кільцевий простір з радіальним зазором та паралельними або ні стінками, який і називається безлопатковим дифузором (БЛД). Режим течії у БЛД є складним, так як основна маса ядра потоку рухається за спіралеподібною траєкторією. Траєкторія характеризується змінним кутом між абсолютною швидкістю і нормаллю до радіуса.

Температура потоку за БЛД:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К,}$$

де C_3 швидкість потоку на виході, м/с.

$$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}, \text{ м/с}$$

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де ρ_3 – густина на виході, кг/м³; α_3 – кут виходу з БЛД, град; D_3 – діаметр на виході, м; $D_3 = (1,1...1,4) \cdot D_2$. (обираємо – $D_3 = 0,36$ м); b_3 – ширина БЛД на виході, м; $b_3 = y \cdot b_2$, де $y = 0,72...0,80$. $b_3 = 0,008$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}, \text{ кг/м}^3,$$

де P_3 – тиск повітря за БЛД, Па.

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3-1}}, \text{ Па},$$

де n_3 – показник політропи стиску на ділянці БЛД,

$$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$$

де k_{n3} – комплекс на ділянці БЛД,

$$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3$$

де η_3 – політропний ККД (має межі – 0,6...0,8, обираємо $\eta_3 = 0,8$).

$$k_{n3} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,8 = 2,8; \quad n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1} = 1,57$$

$$P_3 = 201207,07 \cdot \left(\frac{417,47}{393,5} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 236751,59 \text{ Па},$$

$$\rho_3 = \frac{236751,59}{287 \cdot 417,47} = 1,976, \text{ кг/м}^3,$$

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \\ &\times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \end{aligned} \right\} \right]$$

де $\lambda_{БЛД}$ – коефіцієнт тертя (діапазон зміни – 0,0075...0,01, обираємо $\lambda_{БЛД} = 0,0075$; R_2 та R_3 – радіуси колеса компресора та БЛД, м.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,01 \cdot 1,462}{0,008 \cdot 1,976} \cdot 782 \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg 23,16 + \sqrt{1 + tg^2 23,16} \cdot \frac{0,0075}{0,008} \times \\ &\times (0,18 - 0,15) \cdot \left[1 + \frac{1,41 - 1}{1,57 - 1} \cdot \frac{0,918^2}{2} \left(1 - \frac{0,15}{0,18} \right) \right] \end{aligned} \right\} \right] = 27,48^\circ$$

$$C_3 = \frac{2,3}{3,14 \cdot 1,976 \cdot \sin 27,48 \cdot 0,36 \cdot 0,008} = 293,18 \text{ м/с},$$

$$T_3 = 393,5 + \frac{366,24^2 - 293,18^2}{2 \cdot 1005} = 417,47 \text{ К.}$$

Число Маха для швидкості за БЛД:

$$M_{C_3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}, \quad M_{C_3} = \frac{293,18}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 417,47}} = 0,71$$

Число Маха не повинно перевищувати 0,8...0,85 (таким чином умова виконана).

Розрахунок та конструювання лопаткового дифузора

Лопатковий дифузор встановлено за ділянкою БЛД для перетворення кінетичної енергії потоку у потенційну. Лопатки лопаткового дифузора направляють потік за таким шляхом, який забезпечує зростання кута α_2 на виході з лопаткового дифузора у порівнянні з кутом виходу для дифузору однакових розмірів, однак за умови відсутності лопаток. Це дозволяє скоротити шлях руху потоку у порівнянні з відстанню у БЛД такої ж радіальної довжини. Також збільшується і відношення площин перетину входу та виходу, нормальних до лінії потоку повітря (тобто збільшується дифузорність лопаткового дифузора) у порівнянні з БЛД. Збільшення дифузорності не призводить до виникнення додаткових гозодинамічних втрат. Крім того наявність лопаток позитивно впливає на режим течії потоку, попереджуючи виникненню відривів потоку на режимі.

Доцільність застосування лопаткового дифузора залежить від двох факторів – кута α_2 та умов роботи компресора наддуву. При зниженні α_2 довжина руху часток в дифузорі з однаковою відстанню, але за умов

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

відсутності лопаток, буде стрімко збільшуватися у порівнянні з відстанню руху у дифузори з лопатками. Таким чином необхідність застосування лопаткового дифузора зростає. Зазвичай, лопатковий дифузор використовують за умов – $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

Для досягнення максимальної ефективності лопаткового дифузора потрібно оптимізувати його конструктивні параметри. Це пов'язано з кількістю лопаток z_d , кутами їх установки на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$, співвідношенням D_4/D_2 та співвідношенням b_4/b_3 .

Швидкість на виході з лопаткового дифузора:

$$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin a_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4-1}}, \text{ м/с,}$$

де D_4 – діаметр на виході з лопаткового дифузора, м (знаходиться, як – $D_4 = (1,6...1,8) \cdot D_2$, визначаємо $D_4 = 0,5$ м); b_4 – ширина дифузору на виході, м; a_4 – кут виходу потоку, град; T_4 – температура потоку на виході, К; n_4 – показник політропи стиску.

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m, \text{ м,}$$

де δ_m – оптимальне значення відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині (лежить у межах $-\delta_m = 6...12^\circ$, приймаємо $\delta_m = 6^\circ$).

$$b_4 = 0,008 + \frac{0,5 - 0,36}{2} \cdot \operatorname{tg} 6 = 0,015 \text{ м.}$$

$$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin a_{4л}}{k_\alpha} \right), \text{ град}$$

де $\alpha_{4л}$ – кут встановлення лопатки лопаткового дифузора на виході, град; k_α – коефіцієнт відставання швидкості у лопатковому дифузори (лежить у межах – $1,05...1,07$, обираємо – $k_\alpha = 1,05$).

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha, \text{ град}$$

де $\alpha_{3л}$ – кут встановлення лопатки лопаткового дифузора на вході, град; $\Delta\alpha$ – різниця кутів входу та виходу, град (лежить у межах – $\Delta\alpha = 12...18^\circ$,

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

обираємо – $\Delta\alpha = 15^0$).

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3, \text{ град},$$

де i_3 – кут атаки на вході в ЛД (лежить у межах – $i_3 = 0 \dots 5^0$, обираємо – $i_3 = 0^0$).

$$\alpha_{3л} = 28,33 + 0 = 28,33^0; \alpha_{4л} = 27,48 + 0 = 27,48^0; \alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 27,48}{1,05}\right) = 34,97^0.$$

Розрахунок комплексів:

$$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1, \quad \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_4,$$

де η_4 – політропний ККД на ділянці ЛД (лежить в межах – $0,7 \dots 0,85$, обираємо – $\eta_3 = 0,81$).

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,81 = 2,79; \quad \frac{1}{n_4 - 1} = 2,79 - 1 = 1,79$$

$$C_4 = 293,18 \cdot \frac{0,008 \cdot 0,36 \cdot \sin 27,48}{0,015 \cdot 0,5 \cdot \sin 34,97} \cdot \left(\frac{417,47}{457,55}\right)^{\frac{1}{1,79 - 1}} = 73,43, \text{ м/с}$$

Кута розкриття еквівалентного дифузора:

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}{D_3 \cdot Z_d}} \cdot \frac{\sqrt{f - 1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{ср} \right), \text{ град},$$

де τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в ЛД; z_d – число лопаток (лежить в межах – $13 \dots 35$, обираємо – $z_d = 35$); f – дифузорність ЛД; $\alpha_{ср}$ – середній кут установки лопатки, град.

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}, \quad \tau_3 = 1 - \frac{0,003 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,36 \cdot \sin 27,48} = 0,799$$

де δ_3 – товщина лопатки ЛД компресора на вході, м (лежить в межах – $0,5 \dots 8$ мм, обираємо – $\delta_3 = 0,003$ м)

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4}{\sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$$

де τ_4 – коефіцієнт захаращення на виході з ЛД;

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{л}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4\text{л}}}, \tau_4 = 1 - \frac{0,001 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,5 \cdot \sin 42,48} = 0,967$$

де δ_4 – товщина лопаті ЛД на виході, м (лежить в межах – 0,3...2 мм, обираємо – $\delta_4 = 0,001$ м)

$$f = \frac{0,5 \cdot 0,015 \cdot 1,05 \cdot 0,967 \cdot \sin 34,97}{\sin 27,48 \cdot 0,36 \cdot 0,008} = 3,44$$

$$\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4\text{л}} + \alpha_{3\text{л}}}{2}, \text{град}, \alpha_{CP} = \frac{42,48 + 27,48}{2} = 34,98^\circ$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,008 \cdot 0,799 \cdot \sin 27,48}{0,36 \cdot 35}} \cdot \frac{\sqrt{3,44 - 1}}{\frac{0,5}{0,36} - 1} \cdot 2 \cdot \sin 34,98 \right) = 7,88^\circ$$

Отримане значення кута розкриття еквівалентного дифузору не перевищує допустимі 8° (умова виконана).

Температура на виході з ЛД:

$$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К}; T_4 = 417,47 + \frac{293,18^2 - 73,43^2}{2 \cdot C_p} \cdot 1005 = 457,55 \text{ К};$$

Тиск потоку на виході з ЛД:

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}, \text{ Па}; P_4 = 236751,59 \cdot \left(\frac{457,55}{417,47} \right)^{2,79} = 305631,27 \text{ Па};$$

Оцінка величини отриманого тиску на виході з ЛД:

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| \leq 0,05$$

де P_K – тиск повітря за компресором, Па.

$$P_K = \Pi_K \cdot P_0, \text{ Па}; P_K = 3,16 \cdot 100000 = 316000 \text{ Па};$$

$$\left| \frac{316000 - 305631,27}{316000} \right| = 0,045 \leq 0,05.$$

Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД:

$$R_{\text{л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos \alpha_{4\text{л}} - D_3 \cdot \cos \alpha_{3\text{л}})}, \text{ м}; R_{\text{л}} = \frac{0,5^2 - 0,36^2}{4 \cdot (0,5 \cdot \cos 42,48 - 0,36 \cdot \cos 27,48)} = 0,61 \text{ м},$$

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Радіус кола центрів дуг середніх ліній лопаток лопаткового дифузора:

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{R_{\text{л}}^2 + R_3^2 - R_{\text{л}} \cdot D_3 \cdot \cos \alpha_{3\text{л}}}, \text{м}; R_{\text{ц}} = \sqrt{0,61^2 + 0,18^2 - 0,61 \cdot 0,36 \cdot \cos 27,48} = 0,457 \text{ м.}$$

Густина повітря за лопатковим дифузором:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}, \text{ кг/м}^3; \rho_4 = \frac{305631,27}{287 \cdot 457,55} = 2,327 \text{ кг/м}^3.$$

Співвідношення діаметра колеса та виходу з лопаткового дифузора:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{0,5}{0,3} = 1,66.$$

Співвідношення ширини входу і виходу:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,015}{0,008} = 1,875.$$

Розрахунок і конструювання завитки

Завитка використовується для збирання повітря, яке виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми контуру чи закону зміни перетину камери завитки від кута θ , витрата повітря через щілину дифузору у секторі з будь-яким кутом θ буде пропорційним значенню θ . У кожному перетині забезпечується середня інтегральна швидкість, що є однаковою зі швидкістю на виході з дифузора. У такому разі зміна тиску у завитці не відбудеться та вона працює лише як повітрозбірник.

Швидкість потоку на виході:

$$C_5 = C_4 \cdot A \text{ м/с}, C_5 = 73,43 \cdot 0,98 = 71,96 \text{ м/с.}$$

де A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості (лежить в межах – $A = 0,5 \dots 0,99$, обираємо – $A = 0,98$).

Перевірка умови:

$$\left| \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right| \leq 0,03; \left| \frac{71,96 - 49,3973,43}{71,96} \right| = 0,02 \leq 0,03. \text{ Умова виконана.}$$

ККД завитки:

$$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2}, \eta_5 = 1 - \frac{0,20 \cdot 49,39^2}{49,39^2 - 48,4^2} = 0$$

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де ξ_5 – коефіцієнт втрат (для завитки колової форми лежить в межах – $\xi_5 = 0,2 \dots 0,25$, обираємо – $\xi_5 = 0,2$).

У випадку постійної швидкості потоку повітря тиск його за завиткою визначається за формулою:

$$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}, \text{Па}; \quad P_5 = 305631,27 e^{-0,2 \frac{73,43^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 457,55}} = 304378,95 \text{Па}.$$

Оцінка тиску на виході з ЛД:

$$\left| \frac{P_K - P_5}{P_K} \right| \leq 0,05; \quad \left| \frac{316000 - 304378,95}{316000} \right| = 0,049 \leq 0,05. \text{ Умова виконана.}$$

У разі постійної швидкості у завитці температура потоку на виході залишатиметься майже не змінною:

$$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}, \text{К}; \quad T_5 = 457,55 + \frac{73,43^2 - 71,96^2}{2 \cdot 1005} = 457,65 \text{ К}.$$

Спроектована завитка має постійну швидкість, тому температура повітря на виході залишатиметься сталою, а падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя.

Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора

Адіабатний ККД:

$$\eta_{AD} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}; \quad \eta_{AD} = \frac{303 \cdot \left[\left(\frac{304378,95}{100000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{457,65 - 315} = 0,84$$

Потужність приводу:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}, \text{кВт}; \quad N_K = \frac{2,3 \cdot 120238,9}{0,84 \cdot 0,970 \cdot 1000} = 352,7 \text{ кВт}.$$

Частота обертання ротора:

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}, \text{об/хв}; \quad n_{mk} = \frac{60 \cdot 411,52}{3,14 \cdot 0,3} = 26198 \text{ об/хв}.$$

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Спроектована ступень компресора цілком повністю відповідає сучасним зразкам турбокомпресорів і має високі параметри адіабатного ККД.

Опис спроектованого компресора для суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Спроектований у четвертому розділі кваліфікаційної роботи турбокомпресор в залежності від типу турбіни маркується як ТК-30. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного коліс є однаковими. За загальною схемою компоновання спроектований турбокомпресор відноситься до машин з консольним розташуванням коліс.

Остов турбокомпресора (рис. 4.2) складається з трьох корпусів – корпусу компресора 4, газовідвідного корпусу 8 та корпусу турбіни 15.

Корпус компресора 4 призначений для утворення його проточної частини, проточної частини каналу колеса, а також для утворення каналів БЛД, ЛД та завитки. Крім цього у корпусі є порожнина для розміщення та кріплення опорно-упорного підшипника. Корпусні деталі відлиті з алюмінієвого сплаву – АЛ5.

Газовідвідний корпус 8 призначений для відведення відпрацьованих газів після їх роботи у турбіні.

Корпус турбіни 15 призначений для утворення робочого тракту турбіни. Зокрема для утворення зовнішньої оболонки проточної частини. Для зниження тепловіддачі у машинне відділення судна частини газовідвідного та турбінного корпусів мають порожнини, в яких циркулює охолоджуюча рідина з системи охолодження. Окрім того водяні порожнини виконують для охолодження підшипникових вузлів. Обидва корпуси виготовлено з ливарної сталі. Корпуси компресора, турбіни та газовідвідний стикуються між собою по посадках через колові розточки корпусів та стягуються болтами. Таке поєднання забезпечує можливість центрування усіх осьових отворів корпусів відносно осі обертання ротора. Спроектований турбокомпресор кріпиться до

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

суднового дизеля за допомогою кронштейна та болтів. Рухомою частиною спроектованого турбокомпресора є ротор 1. Він містить вал та приєднані до нього колеса компресора 2 та турбіни 15. Ротор кований з нержавіючої сталі 2Х13 є досить жорстким, барабанного типу. Біля компресорного та турбінного підшипників виконують дві канавки, у яких розташовують контактні кільця ущільнень 16 та 10.

Колесо компресора 2 поєднане з ротором 1 за допомогою посадки з натягом та шпильок, а також зафіксовано гайкою. Колесо компресора напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході – тип радіальної зірки. Колесо містить осьовий вхід потоку повітря з обертово-скеровуючим апаратом, який утворено з осьових частин лопаток. Задній диск колеса компресора 2 має численні гребінці 9. Гребінці виконані як частина безконтактного ущільнення, яке створюють з одного боку гребінці на корпусній вставці, а з іншого – гребінці на колесі. Колесо виготовлено з високоміцного алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни осьового типу 13 поєднано з ротором за допомогою зварювання. У зв'язку з підвищенням температури ВГ перед турбіною, матеріал її робочих лопаток змінено на жароміцний сплав типу Є1437Б. Соплові лопатки також виготовлено з жароміцного сплаву, а диск зі сталі 45.

Ротор турбокомпресора спирається на підшипники ковзання, один з яких є опорним (зі сторони турбіни), а інший – опорно-упорний. До підшипників через спеціальні канали поступає масло, яке після змащення поверхонь тертя стікає донизу.

Опорно-упорний підшипник містить сталевий корпус та запресовану у нього втулку з високоолов'янистої бронзи. Упорна частина цього підшипника є окремим плоским підп'ятником з високоолов'янистої бронзи зі канавками змащення на торці. Від обертання підп'ятник зафіксовано за допомогою штифта. Підп'ятник містить пружний елемент, що складається з набору металевих пластин та шару масла між ними. Підп'ятник забезпечує

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

демпфування високочастотних коливань ротора турбокомпресора в осьовому напрямку та компенсує перекоси упорного торця ротору, що можуть виникають при роботі.

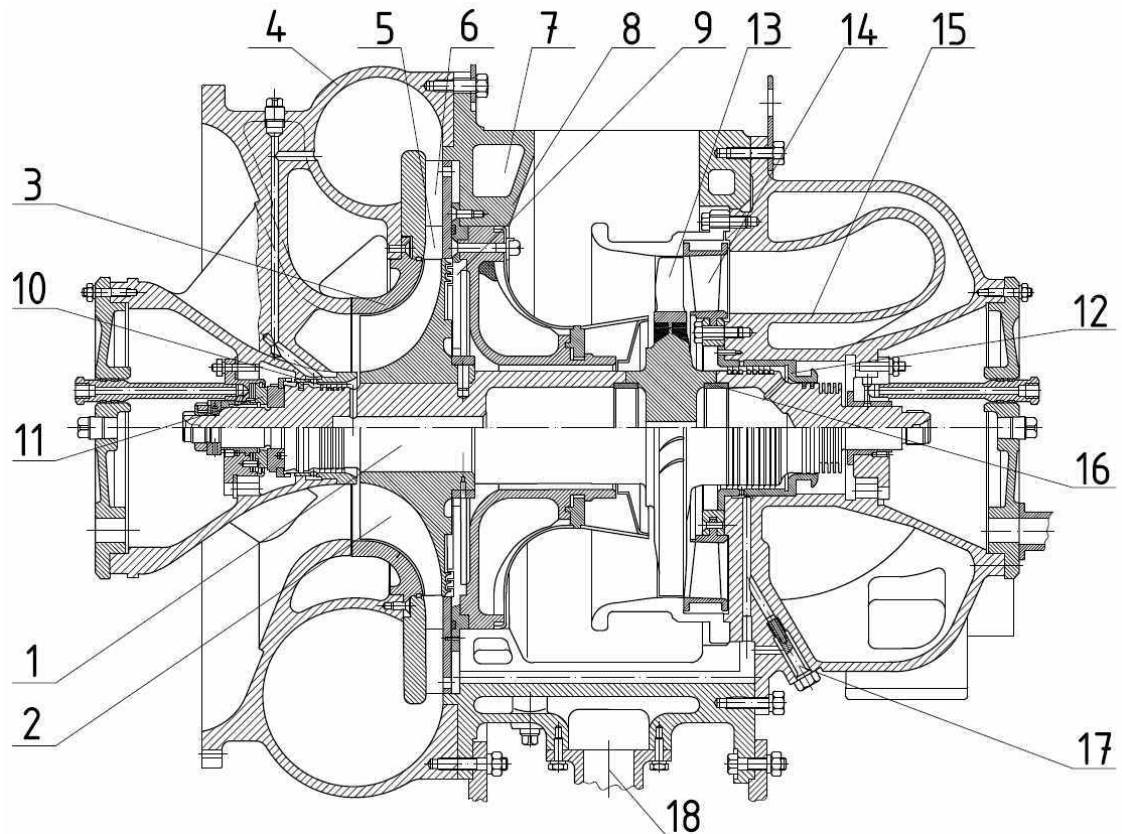


Рисунок 4.2 – Спроектований турбокомпресор ТК-30
суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Опорний підшипник містить сталеву втулку та запресовану в неї тонкостінну втулку з високоолов'янистої бронзи. На торцевій поверхні опорного підшипника виконано невелику площадку для забезпечення допоміжного осьового упору при непрацюючому компресорі.

У спроектованому турбокомпресорі є декілька вузлів ущільнення. Вони призначені для запобігання проникнення дрібних часток масла з підшипників до компресору та турбіни, зменшення осьового зусилля на колесо компресора, а також зниження перетікань газу уздовж осі ротора. До вузлів ущільнення підведено канали, які забезпечують подачу повітря зі збільшеним тиском.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

Ущільнення з боку компресорної сторони перешкоджають аерозолям масла з порожнини підшипника потрапляти у компресор. Ущільнення складається з двох пружних кілець 10 типу поршневих (контактних) та лабіринтних (безконтактних) ущільнень 9, які утворюються гребінцями. Між двома групами безконтактних ущільнень через дросель поступає повітря з завитки для того, щоб унеможливити розповсюдження масляних аерозолів вздовж валу. Кільця під час обертання ротора турбокомпресора за рахунок пружності притискаються до корпусної втулки та залишаються нерухомими. Для зниження тиску на кільця контактного ущільнення в осьовому напрямку з боку компресора між контактними та безконтактними ущільненнями зроблено свердління усередину ротора. Через ці свердління частина повітря високого тиску, що поступає від завитки до ущільнення та проходить вздовж ротору, відсмоктується через порожнину ротору в колесо також через спеціальні свердлення, які виконано перед входом у колесо. Це дає змогу забезпечити відповідне зниження тиску.

Ущільнення з боку турбіни унеможлиблює прориву гарячих ВГ, що мають надлишковий тиск, з об'єму між сопловим апаратом та колесом турбіни в порожнину підшипника. Також ущільнення запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину вала, де масло може перетворитися на твердий кокс й заповнити зазори, запобігаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворюється двома пружними кільцями 16.

Масло до підшипників ротора підводиться з системи змащення дизеля. Порожнини, у яких розташовані підшипники ротора (корпуси підшипників), відокремлено від внутрішніх порожнин агрегату ущільненнями.

Система охолодження турбокомпресора містить систему порожнин, каналів та елементів їх з'єднання. Завдяки наявності порожнин у корпусі турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні корпусів, таким чином зменшуючи підведення теплоти до компресорної частини й до опорного підшипника. У спроектованому турбокомпресорі

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

реалізовано охолодження газоприймальної завитки, що запобігає її передчасному руйнуванню за рахунок теплового навантаження.

При роботі турбокомпресора ВГ з дизеля поступають до газоприймальної камери, з якої вони поступають до соплового апарату турбіни, де статична енергія ВГ частково перетворюється на кінетичну. Далі ВГ поступають до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечують обертання ротора з досить високою частотою. Після робочого колеса ВГ поступають у випускний трубопровід через канал газовідвідного корпусу та його фланець.

Колесо компресора обертається за рахунок енергії турбіни та забезпечує дію лопаток на потік повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах.

Під дією лопаток колеса потік рухається по колу, під час його руху виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центру обертання. Окружна і радіальна складові забезпечують рух часток потоку повітря у колесі компресора, під час якого вони отримують кінетичну енергію і вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса компресора. Витік потоку повітря обумовлює зниження тиску на вході у колесо компресора. Виникає різниця між збільшеним тиском навколишнього середовища та тиском у колесі компресора, під впливом якого нова порція повітря безперервно поступає до колеса компресора. Одночасно з отриманням кінетичної енергії від лопаток колеса потік повітря переміщується каналами від менших площин перетинів до більших. Цей рух забезпечує зменшення швидкості потоку повітря у відносному русі, що забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, а тиск росте). Таким чином за колесом компресора у потоці присутні приблизно однаково кінетична та потенційна енергії. Після колеса компресора потік повітря поступає до щілинного дифузору, або БЛД. Цей канал утворено стінками, які спершу створюють канал, який трохи звужується у повздовжньому перетині, а потім дещо розширюється. Рух потоку повітря у цьому каналі відбувається

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

практично по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух потоку повітря відбувається від менших поперечних перетинів до більших, завдяки чому відбувається зниження швидкості та збільшення тиску. Основним призначенням цього каналу є зменшення швидкості потоку повітря до дозвукового рівня. У іншому випадку на лопатках лопаткового дифузора компресора виникнуть стрибки ущільнення, що значно зменшить ККД компресора, чи взагалі виникне його помпаж. Інше призначення БЛД це вирівнювання епюри швидкостей потоку перед лопатками ЛД, яке потрібне з урахуванням їх нерухомого встановлення.

Після БЛД потік повітря поступає до ЛД. Лопатки призначені для спрямовування траєкторії руху потоку по більш крутій траєкторії у порівнянні з траєкторією у БЛД. Це забезпечує підвищення дифузорності каналу при зменшенні довжини. При виборі відповідних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищити ККД компресорної ступені у порівнянні з конструкціями, які мають тільки БЛД. На виході з ЛД потік має розрахунковий кінцевий тиск (P_k) та допустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер дизеля. Після ЛД потік поступає до завитки. Завитка спроектована так, щоби уникнути у ній небажаного перетворення енергії через те, що вона має досить низький ККД як перетворювач енергії. Відповідно завитка проектується як збірник потоку повітря, у якому швидкість на вході та виході приблизно рівні. Завитка виконана спіральною, зі наростаючою площею перетину по ходу потоку повітря. Така конструкція завитки забезпечує зниження можливого радіально зусилля на колесо компресора за рахунок утворення симетричного відносно осі обертання потоку в ній, що забезпечує приблизно однаковий тиск з усіх боків колеса компресора відповідно до закону збереження енергії.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА ОСНОВНИХ СИСТЕМ ДВИГУНА 9ЧН 23/30

5.1 Паливна система

Паливна система суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки та подачі палива у робочий циліндр двигуна. Паливна система (рис. 5.1) розрахована на роботу суднового дизеля 9ЧН 23/30 як на дизельному легкому, так й на важкому паливі. З витратної паливної цистерни паливо подається до одного з насосів підкачки, який подає паливо під тиском 0,4 МПа до сторони низького тиску паливної системи дизеля. Далі паливо подається до одного з двох циркуляційних насосів з електричним приводом, а від нього через підігрівач палива, регулятор в'язкості та фільтр очищення до паливних насосів високого тиску (ПНВТ). Паливо від форсунок та ПНВТ через трубку вторинного палива перепускається назад на всмоктування циркуляційного насосу.

Для забезпечення постійного тиску у головній паливній магістралі на вході ПНВТ продуктивність та подача циркуляційного насосу є набагато більшою ніж кількість палива, яке використовує дизель. Окрім цього, у системі встановлено підпружинений байпасний клапан, який діє як перепускний між входом у ПНВТ та поверненням палива підтримуючи постійний надлишковий тиск у прийомному паливному трубопроводі. Для підтримки рівномірного потоку підігрітого палива через паливні насоси, корпуси та паливні форсунки на всіх режимах роботи дизеля (включаючи зупинку), на виході з паливних форсунок встановлено золотник й дросельний отвір.

Завдяки вбудованій циркуляції підігрітого палива у системі, робоча температура паливних насосів та форсунок може підтримуватися постійною навіть тоді, коли дизель зупинено. Виходячи з цього, немає потреби

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

переходити на легке дизельне паливо при заходах у порт, якщо циркуляційний паливний насос продовжує працювати та зберігає підігрів палива. У разі довготривалої зупинки двигуна необхідно попередньо злити важке паливо з паливної системи

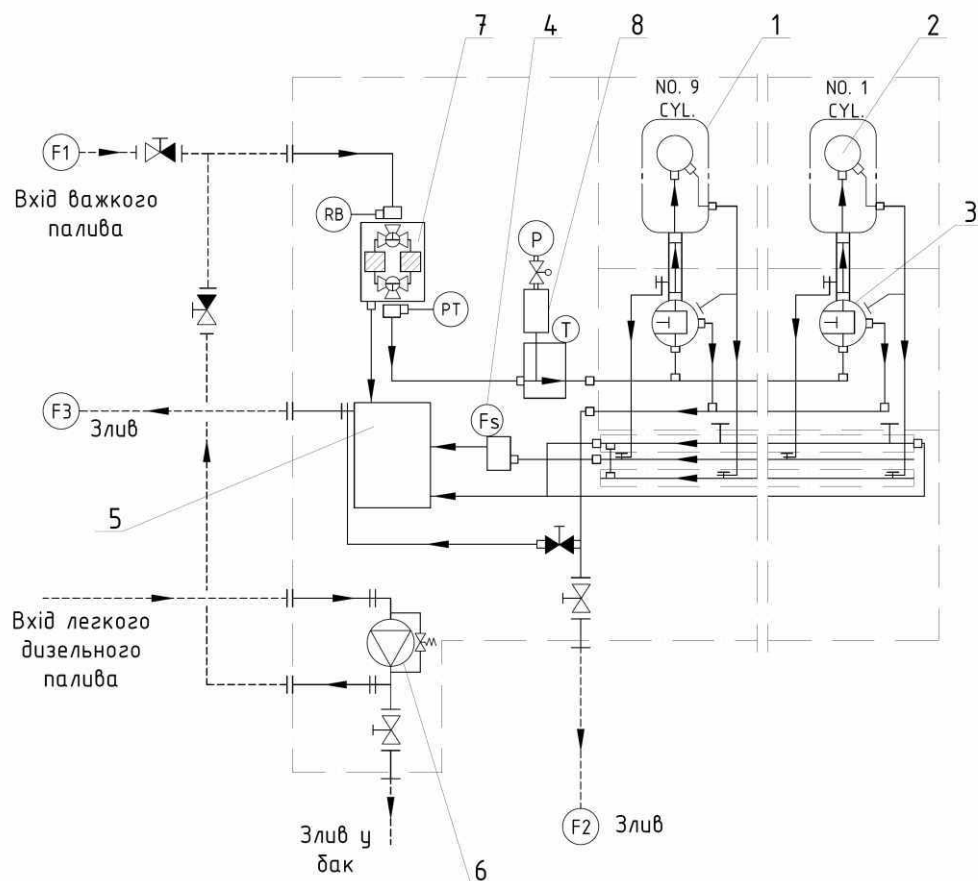


Рисунок 5.1 – Паливна система суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30:

- 1 – циліндр дизеля; 2 – паливна форсунка; 3 – ПНВТ; 4 – датчик рівня палива;
5 – зливний бак; 6 – насос підкачки палива; 7 – сітчастий фільтр очищення палива; 8 – буферна ємність системи ущільнення насоса

Паливного насоса високого золотникового типу тиску (рис. 5.2.) забезпечує упорскування циклової порції палива з тиском у 147 МПа. Для запобігання негативного впливу на плунжер ПНВТ утічок палива, передбачено повернення його у систему. Для забезпечення дизеля паливом встановлюються декілька насосних секцій ПНВТ, які приводяться в дію від кулачкового валу з

встановленими на ньому кулачковими шайбами. Привід кулачкового валу забезпечується через зубчасту передачу від колінчатого валу дизеля.

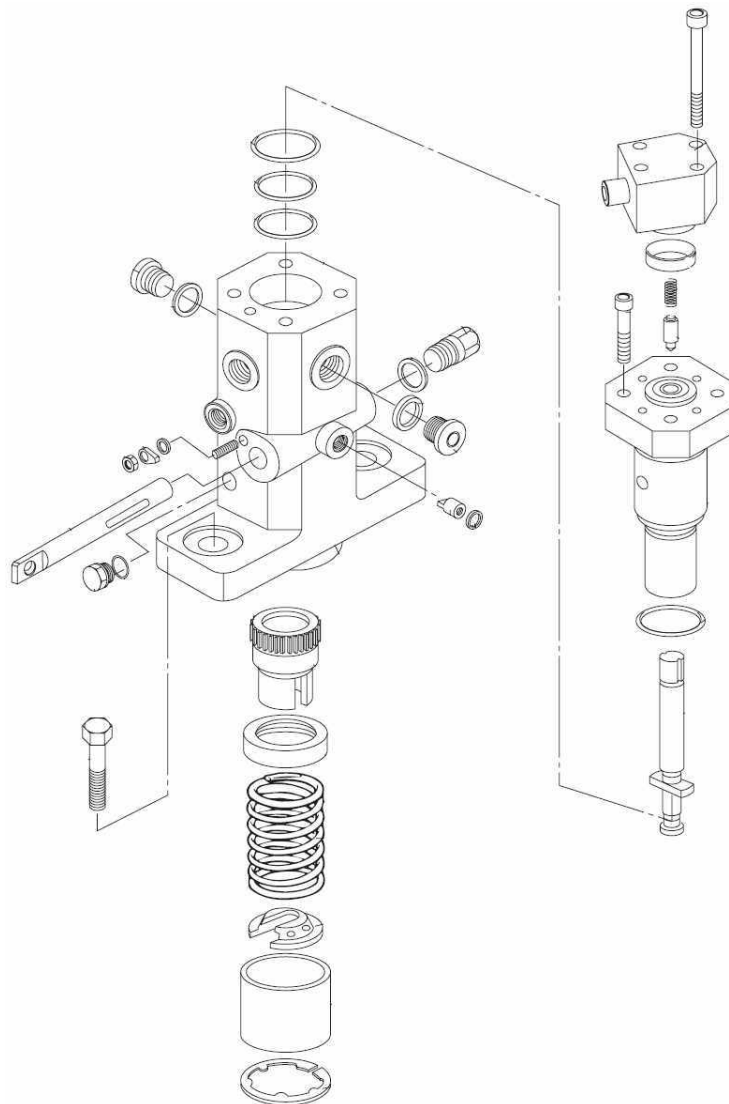


Рисунок 5.2 – Паливний насос високого тиску суднового дизеля 9ЧН 23/30

Форсунка суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 (рис. 5.3.) призначена для впорскування циклової порції палива в робочий циліндр дизеля, забезпечення необхідного тиску розпилю палива та обмеження початку й кінця паливоподачі. Форсунка забезпечує оптимальні умови сумішоутворення у робочому циліндрі, основними з яких є дрібність розпилю та рівномірність розподілу палива у камері згоряння. Вона має центральне розташування в кришці робочого циліндру і має охолодження у корпусі.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

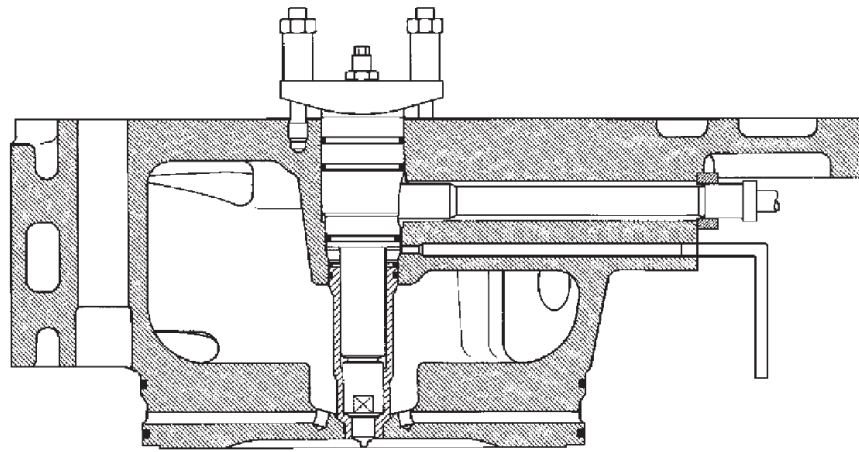


Рисунок 5.3 – Форсунка суднового допоміжного дизеля 9CH 23/30

Маса частин форсунки, що рухаються зведена до мінімуму для забезпечення мінімальної інерції, завдяки цьому, покращується реакція голчастого клапану, що в свою чергу дає хорошу характеристику уприскування палива. Сопла розпилювача розташовано в шаховому порядку, що також сприяє покращенню розпилювання палива. У порівнянні зі звичайним соплом форсунки такий тип має менші за діаметром отвори уприскування та більшу їх кількість. Отвори розпилювача розташовані таким чином, що паливо може бути уприснуто у камеру згоряння під двома кутами. Малі отвори розпилювача відіграють важливу роль в прискоренні введення повітря в паливний струмінь для більш ефективного використання заряду повітря. Збільшення отворів розпилювача скорочує період уприскування палива.

Паливопровід високого тиску проходить через бічну стінку кришки циліндра та з'єднується з форсункою. Трубка виготовлена з кованої високовуглецевої сталі, та має достатню міцність від дії високого тиску палива. Обидва кінці трубки мають конічну непроникну структуру, яка покращує характеристики ущільнення.

Паливні фільтри (рис. 5.4) призначені для запобігання забруднення частинками, що знаходяться в паливі у звішеному стані, а також попадання в насоси випадкових крупних частинок, що можуть вивести їх з ладу. Цю функцію виконують фільтри грубої очистки (ФГО), що встановлюють біля

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

забору палива насосом (видалення з палива частинок розміром більше 40 мкм). Фільтри тонкого очищення (ФТО) призначено для видалення з палива домішок розміром більше 6 мкм.

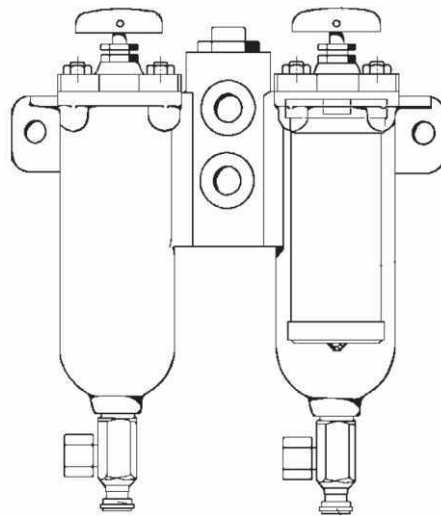


Рисунок 5.4 – Паливний фільтр суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Розрахунок паливної системи суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

1. Циклова подача палива:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot N_{\text{еи}}}{60 \cdot n \cdot z} \text{ г/цикл}$$

де, $g_e = 0,189$ кг/(кВт·год) – питома витрата палива; $N_e = 1215$ кВт – потужність дизеля; $z = 0,5$ – коефіцієнт тактності; $n = 750$ об/хв. – частота обертання колінчастого валу; $i = 9$ – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = 189 \cdot 135 / (60 \cdot 750 \cdot 0,5) = 1,134 \text{ г/цикл}$$

2. Запас палива:

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

де $K_{\text{м}} = 1,1-1,2$ – морський коефіцієнт, що враховує можливе збільшення витрати на двигун; $\tau_x = 20$ – час роботи, година;

$$G_{\text{п}} = [1,1 (0,189 \cdot 1215 \cdot 20)] \cdot 10^{-3} = 5,052 \text{ т.}$$

3. Ємність видаткової цистерни:

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

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де, $G_{\text{п}} = 5,052$ т – запас палива; $\rho_{\text{п}} = 860$ кг/м³ – щільність палива при максимальній температурі; $K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захаращення витратної цистерни; $K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм витратної цистерни.

$$V = \left(\frac{5052}{860} \right) \cdot 1,01 \cdot 1,03 = 6,335 \text{ м}^3.$$

4. Продуктивність насоса підкачки палива:

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

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

$$W_{\text{пн}} = 1,5 \cdot 1215 \cdot 0,189 / 860 = 0,4 \text{ м}^3/\text{год}.$$

5. Потужність приводу насоса підкачки палива:

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

де, $p = 0,5$ МПа – тиск нагнітання насосом; $K_4 = 1,1 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу потужності приводу; $\eta = 0,6 \dots 0,7$ – ККД поршневого насоса підкачки палива.

$$N = \frac{0,4 \cdot 0,5 \cdot 1,3 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,7} = 0,103 \text{ кВт}.$$

6. Площа поверхонь фільтруючих елементів фільтру:

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

де, $\nu_{\text{т}} = 0,02 \dots 0,05$ м/с – швидкість фільтрації палива; $K_{\text{ж.п}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

$$F_{\text{ф}} = \frac{0,4}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,3} = 0,0124 \text{ м}^2.$$

7. Пропускна здатність сепаратора:

$$W_{\text{п.с}} = B_{\text{д}} / (\rho_{\text{п}} n \tau) \text{ м}^3/\text{год}$$

де, $B_{\text{д}} = g_e \cdot N_e \cdot 24 = 24 \cdot 0,189 \cdot 1215 = 5,511 \cdot 10^3$ кг/добу – добова витрата; $n = 1$ – у сепараторів; $\tau = 8 \dots 12$ година – час роботи сепаратора.

$$W_{\text{п.с}} = 5,511 \cdot 10^3 / (860 \cdot 1 \cdot 12) = 0,534 \text{ м}^3/\text{год}.$$

8. Хід плунжера ПНВТ:

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$h_r = \frac{C_m \varphi_r \cdot 10^3}{6w} = \frac{1,1 \cdot 20 \cdot 10^3}{6 \cdot 78,54} = 46,7 \text{ мм};$$

де, C_m – середня швидкість плунжера ПНВТ, знаходиться у діапазоні

$$C_m = 1,0 \dots 1,2 \quad (\text{обираємо } C_m = 1,1); \quad w = \frac{\pi}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,54 \text{ с}^{-1}; \quad \varphi_r = 20 \text{ град} \quad -$$

геометрична тривалість впорскування палива.

9. Діаметр плунжера ПНВТ:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot m \cdot g_{u \max}}{\pi \cdot \gamma_n \cdot \eta_v \cdot k}}, \text{ см}$$

де η_v – коефіцієнт подачі палива, $\eta_v = 0,7$; $m = h_n/h_r = 2,0$; h_n – повний хід плунжера ПНВТ; h_r – геометричний хід плунжера ПНВТ; $k = h_n/d_n$ – конструктивне співвідношення, $k = 1,5$.

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2 \cdot 1,4175}{3,14 \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 1,5}} = 1,594, \text{ см, приймаємо } d_n = 16 \text{ мм},$$

де, $\gamma_r = 0,85 \text{ г/см}^3$ – питома вага палива; η – коефіцієнт подачі, знаходиться в діапазоні $\eta = 0,7 \dots 0,9$ (обираємо рівним $\eta = 0,8$); найбільша циклова подача палива, г/цикл:

$$g_{e\gamma} = 1,25 \frac{g_e N_{e\gamma}}{60 n_z} = 1,25 \frac{189 \cdot 135}{60 \cdot 750 \cdot 0,5} = 1,4175, \text{ г/цикл};$$

де, $N_{e\gamma} = 1215/9 = 135 \text{ кВт}$ – циліндрова потужність.

10. Час впорскування палива:

$$\tau = \varphi_r / (6 \cdot n) = 20 / (6 \cdot 750) = 4,44 \cdot 10^{-3}, \text{ с}$$

11. Середня умовна швидкість впорскування циклової порції палива:

$$v_n = \mu_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{p_\psi - p_u}{\rho_u}}$$

де, p_ψ, p_u – середні тиск палива і газів у циліндрі МПа; ρ_u – щільність палива; μ_c – коефіцієнт витікання із соплових отворів, знаходиться у межах значень $\mu_c = 0,6 \dots 0,9$ (обираємо $\mu_c = 0,9$)

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$v_n = 0,9_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{11-6}{0,85}} = 309 \text{ м/с.}$$

12. Циклова об'ємна подача дизельного полива:

$$V_u = \frac{g_u}{\gamma_n}, \text{см}^3/\text{ЦИКЛ}$$

де γ_n – питома вага палива, $\gamma_n = 0,85 \text{ г/см}^3$

$$V_u = 1,4175/0,85 = 1,668 \text{ см}^3/\text{ЦИКЛ.}$$

13. Сумарна площа соплових отворів:

$$f_c = \frac{V_u}{v_n \cdot \tau \cdot 10^2} = \frac{1,668}{309 \cdot 0,00444 \cdot 100} = 0,01214, \text{см}^2$$

14. Діаметр одного соплового отвору форсунки:

$$d_c = 11,3 \cdot \sqrt{\frac{f_c}{i_c}} = 11,3 \cdot \sqrt{\frac{0,01214}{6}} = 0,508, \text{мм}$$

де i_c – кількість соплових отворів, $i_c = 6$

15. Довжина соплового отвору форсунки:

$$l_c = (3...4)d_c = 0,508 \cdot 3 = 1,525 \text{ мм.}$$

5.2 Масляна система

Масляна система (рис. 5.5) суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки та подачі масла для забезпечення змащення та охолодження деталей і механізмів що труться.

Термін безвідмовної роботи суднового дизеля у значній мірі залежить від вибору оптимальної системи змащення, якості та ефективності масел та присадок, що використовуються, ефективного змащення окремих конструктивних вузлів, охолодження та високої якості очищення масла, яке циркулює у системі двигуна.

Масляна система суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 з мокрим картером містить масляний насос, масляний охолоджувача, термостата, масляний фільтр та масляний регулятор тиску. Масло з масляного насосу

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

поступає через охолоджувач, фільтр та головну масляну магістраль до вузлів тертя дизеля та турбокомпресора. Масло для охолодження поршнів двигуна проходить через головний підшипник та свердлення у шатуні.

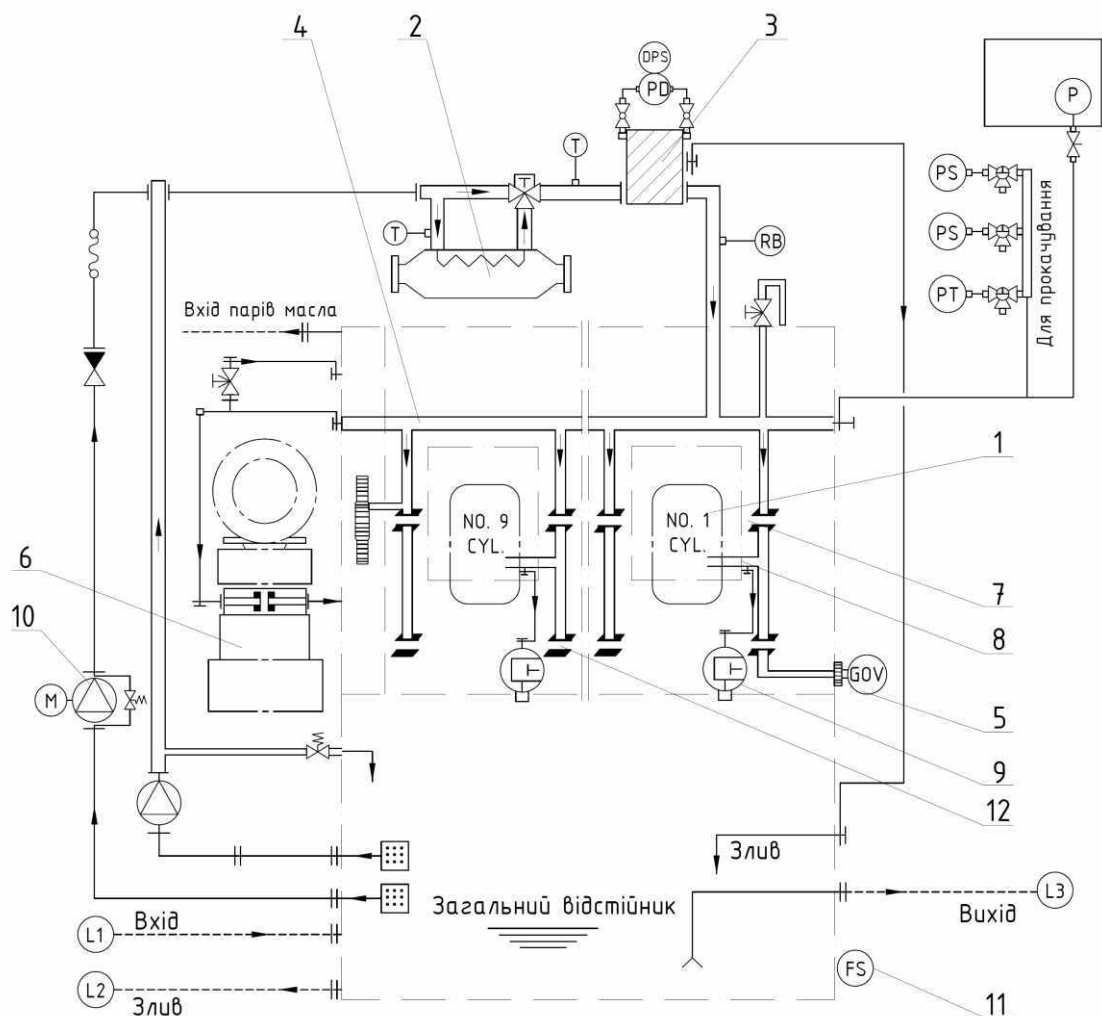


Рисунок 5.5 – Масляна система суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30:

1 – циліндр дизеля; 2 – охолоджувач масла; 3 – автоматичний фільтр очищення; 4 – головна масляна магістраль; 5 – регулятор; 6 – турбокомпресор; 7 – головний підшипник; 8 – коромисло; 9 – ПНВТ; 10 – насос прокачування масла; 11 – сигналізатор рівня масла; 12 – розподільчий вал ГРМ

Масляний насос слугує для перекачування масла. В масляній системі суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 використовуються шестеренні насоси (рис. 5.6).

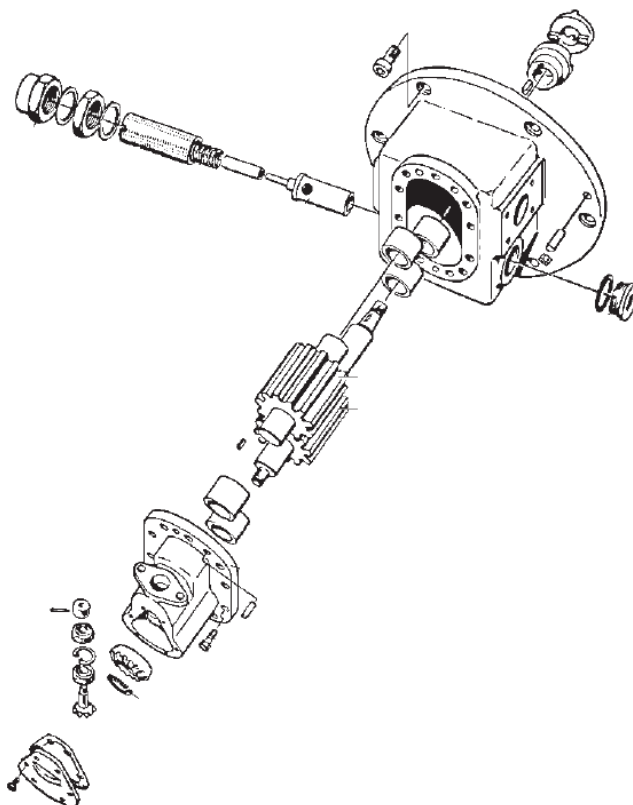


Рисунок 5.6 – Шестеренний масляний насос суднового
допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Робочими органами у таких насосів є шестерні. Корпус насоса містить ведучу та ведену шестерні, всмоктувальну порожнину зі всмоктувальним патрубком та нагнітальну – з нагнітальним патрубком. Робочими камерами насоса є міжзубцеві западини, обмежені корпусом.

Масляні фільтри слугують для очищення масла, що циркулює у системі дизеля. За тонкість очищення фільтри ділять на наступні групи: фільтри попереднього очищення, грубого очищення, тонкого очищення.

На судновому допоміжному дизелі 9ЧН 23/30 застосовується фільтр автоматичного постійного самоочищення який не потребує окремого живлення (рис. 5.7). Фільтр оснащено диференційним датчиком тиску для встановлення ступеня його забруднення.

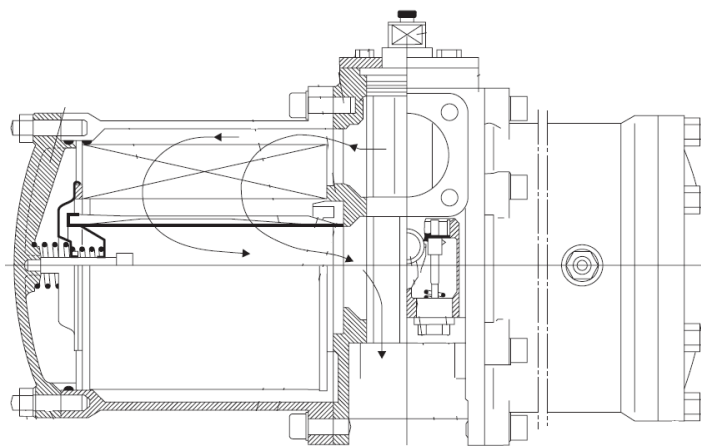


Рисунок 5.7 – Фільтр суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Для охолодження масла в системі встановлено маслоохолоджувач (рис. 5.8) кожухотрубного типу. Основними елементами маслоохолоджувача є корпус (кожух), у середині якого розміщено ребристі труби, що утворюють поверхню теплообміну. Труби, закріплено у двох трубних дошках.

Масляні трубопроводи слугують для преміщення масла між обладнанням, насосами, фільтрами й т.д. Трубопроводи зливу та прийому масла розміщують в різних кінцях. Зливний патрубок масла має фільтруючу сітку.

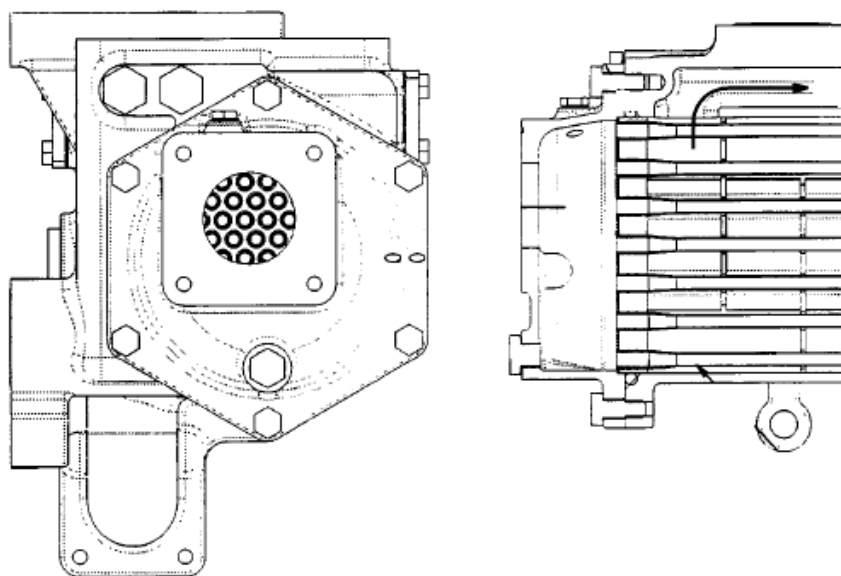


Рисунок 5.8 – Кожухотрубний маслоохолоджувач суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Розрахунок системи суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

1. Розрахунок основного запасу масла:

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = K_{\text{м}} [g_{\text{м}} \cdot N_{\text{е}} \cdot \tau_{\text{х}} + G_{\text{цц}} \cdot (K + 1)] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де – $K_{\text{м}} = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт морського запасу; $g_{\text{м}}$ – питома витрата масла, г/(кВт·год); $G_{\text{цц}}$ – кількість масла в циркуляційній системі дизеля, кг;

K – кількість змін масла всистемі за рейс; при $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} \leq 1$ приймають $K = 1,0$; при $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} > 1$ значення K округлюють до ближчого більшого числа; $\tau_{\text{х}}$ – ходовий час, год; $\tau_{\text{м}}$ – термін служби масла згідно ТУ, год

$$(\tau_{\text{м}} = 10000 \text{ год}); \tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} = \frac{1000}{10000} = 0,1 \text{ тоді } K = 1,0$$

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = 1,1 \cdot [0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 1215 \cdot 1000 + 5000 \cdot (1 + 1)] \cdot 10^{-3} = 11,7 \text{ т}$$

2. Об'єм основного запасу масла системи змащення:

$$V_{\text{м}} = G_{\text{цм}}^{\text{д}} K_1 K_2 / \rho_{\text{м}}, \text{ м}^3,$$

де – $\rho_{\text{м}} = 870 \text{ кг/м}^3$ – щільність масла; $K_1 = 1,02 \dots 1,05$ – коефіцієнт захаращення ємності з маслом елементами конструкції ($K_1 = 1,05$; $K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм масляної ємності (приймаємо рівним $K_2 = 1,05$))

$$V_{\text{м}} = 11700 \cdot 1,05 \cdot 1,05 / 870 = 14,9 \text{ м}^3.$$

3. Кількість теплоти, що відводиться від дизеля у масло:

$$Q_{\text{м}} = \frac{0,02 \cdot Q_{\text{н}} \cdot g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}}}{3600}$$

де $Q_{\text{н}}$ – нижча теплота згоряння палива, ($Q_{\text{н}} = 43000 \text{ кДж/кг}$).

$$Q_{\text{м}} = \frac{0,02 \cdot 43000 \cdot 0,189 \cdot 1215}{3600} = 54,86 \text{ кДж/с}.$$

4. Циркуляційна витрата масла:

$$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{м}}}{c_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot \Delta t_{\text{м}}}$$

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де c_m – теплоємність масла, $c_m = 1,9$ кДж/(кг·град); ρ_m – щільність при середній температурі масла, $\rho_m = 900$ кг/м³; Δt_m – різниця температур масла на вході та виході, приймаємо $\Delta t_m = 10^\circ\text{C}$.

$$W_{\text{ц}} = \frac{54,86}{1,6 \cdot 900 \cdot 10} = 0,00381 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Циркуляційна витрата масла з урахуванням стабілізації тиску:

$$W'_{\text{ц}} = 2W_{\text{ц}} = 0,00381 \cdot 2 = 0,0076 \text{ м}^3/\text{с}.$$

6. Потужність, що витрачається на привід масляного насоса:

$$N_{\text{мн}} = \frac{W'_{\text{ц}} \cdot P}{\eta_{\text{мн}} \cdot 10^{-3}}$$

де P – тиску масла у системі змащення двигуна, $P = 0,2$ МПа; $\eta_{\text{мн}}$ – механічний ККД для шестеренного насосу знаходиться у діапазоні 0,85...0,9 (приймаємо значення $\eta_{\text{мн}} = 0,87$).

$$N_{\text{мн}} = \frac{0,0076 \cdot 0,2}{0,87 \cdot 10^{-3}} = 1,75 \text{ кВт}.$$

7. Площа фільтруючої поверхні фільтра тонкої очистки масла:

$$F_{\text{фто}} = \frac{W'_{\text{ц}}}{V_{\text{м}} \cdot k_{\text{с}}}$$

де $V_{\text{м}}$ – швидкість масла у фільтрі, приймаємо $V_{\text{м}} = 0,05$ м/с; $k_{\text{с}}$ – коефіцієнт характеризує пропускну можливість фільтра (приймаємо $k_{\text{с}} = 0,3$)

$$F_{\text{фто}} = \frac{0,0076}{0,05 \cdot 0,3} = 0,5079 \text{ м}^2.$$

5.3 Система охолодження

Система охолодження суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 представляє групу підсистем, призначених для подачі охолоджуючої рідини до деталей, механізмів, приборів, приладів та робочих речовин (масла, води, повітря, пару, палива, газу) в теплообмінниках. У якості охолоджуючої рідини на дизелі 9ЧН 23/30 використовують забортну та прісну воду.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основною цілю охолодження деталей дизеля є підтримка у них допустимого рівня температури, яка визначена жароміцністю використовуваних матеріалів, термостабільністю змащувачих масел, оптимальними умовами проходження робочого процесу, надійністю роботи певних вузлів й деталей, а також іншими факторами.

В судовій енергетичній установці використовують дві підсистеми охолодження – проточну та замкнуту. Замкнута використовується для відводу теплоти від деталей дизеля, а проточна – для охолодження робочих середовищ у відповідних теплообмінниках. Система охолодження суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 представлена на рисунку 5.9.

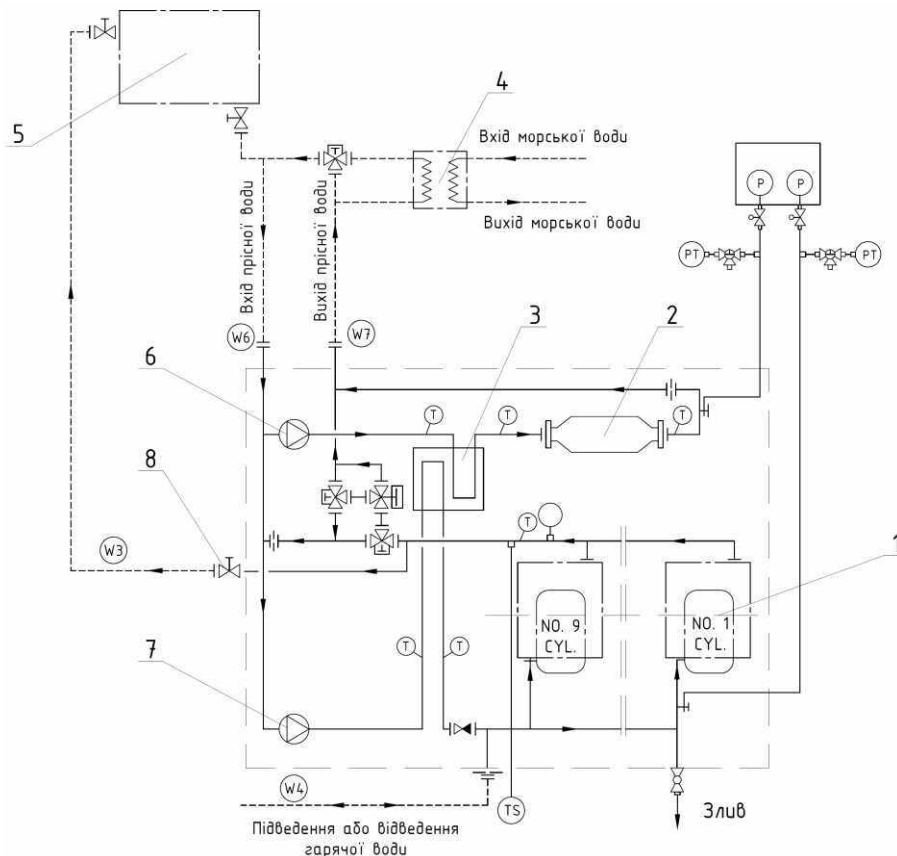


Рисунок 5.9 – Система охолодження суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30:

- 1 – циліндр дизеля; 2 – охолоджувач масла; 3 – охолоджувач наддувочного повітря; 4 – охолоджувач прісної води; 5 – розширювальний бак;
- 6 – низькотемпературний насос; 7 – виськотемпературний насос;
- 8 – клапан випуску повітря

У разі охолодження механізмів забортною водою, її температура на виході не повинна перевищувати $60 \pm 4^{\circ} \text{C}$. Мінімально допустима температура в системі охолодження прісною водою перед запуском холодного дизеля має бути вище за 60°C , а робоча температура – $85 \pm 4^{\circ} \text{C}$.

Для попереднього підігріву охолоджуючої води встановлюють підігрівач прісної води. У системі охолодження прісною водою є два контури – високотемпературний й низькотемпературний контур.

Система охолодження суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 містить водяний насос, охолоджувачі, розширювальну цистерну, розхідну цистерну, фільтри, крани, клапани, термометри, манометри, терморегулятори й трубопроводи. Для подачі забортної та прісної води у системі охолодження використовуються відцентрові насоси зі спіральним корпусом та приводом від дизеля (рис. 5.10).

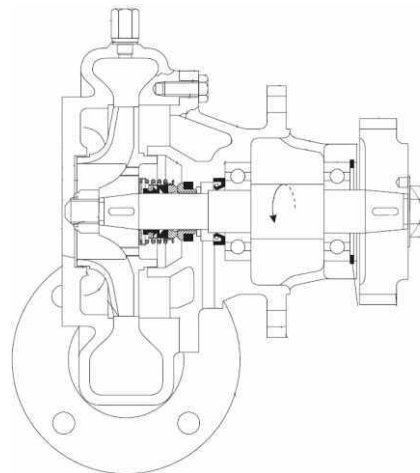


Рисунок 5.10 – Відцентровий консольний насос суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний;
- за виглядом робочих органів та по особливості робочого процесу – відцентровий;
- за числом ступенів – одноступеневий;
- за призначенням – циркуляційний насос забортної та прісної води;

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- за родом приводу – механічний привід від дизеля;
- за розташуванням робочого колеса щодо опор – консольний.

Фільтр заборотної води (рис. 5.11) – сітчастий, спарений. Фільтр розміщено після кінгстону, щоб унеможливити потрапляння із заборотної води предметів, що можуть пошкодити насос чи засмітити трубопроводи й теплообмінники.

У системі охолодження суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 використовують теплообмінники такого ж типу, як і в масляній системі.

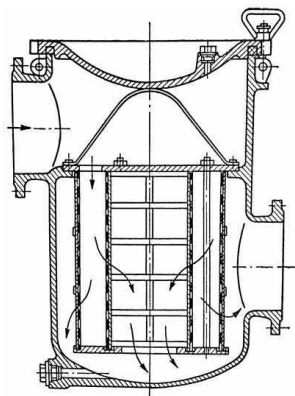


Рисунок 5.11 – Фільтр заборотної води системи охолодження суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

Регулювання температури води у системі відбувається за допомогою термостату який перенаправляє потік (рис.5.12).

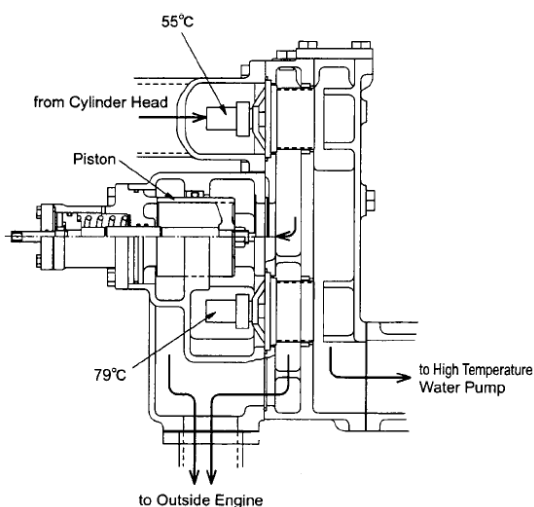


Рисунок 5.12 – Термостат системи охолодження суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

Перед запуском дизеля потрібно привести температуру охолоджуючої рідини до 60° С, для рубашки охолодження робочих циліндрів. Це значення температури включає в себе втрати на випромінювання тепла від зовнішньої поверхні дизеля, а також 20 % втрат у самій системі охолодження. Іншою функцією підігрівача є забезпечення теплового потенціалу у високотемпературному контурі системи охолодження під час роботи дизеля при часткових режимах.

Розрахунок системи охолодження суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

1. Об'єм розширювальної цистерни:

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot V_{\text{в}} \cdot \beta_t \cdot \Delta t$$

де – $V_{\text{в}} = 6,5 \text{ м}^3$ – загальна кількість прісної води у системі охолодження;
 $\beta_t = 0,000430$ – коефіцієнт температурного розширення води;
 $\Delta t = 50 - 70^\circ \text{C}$ – приріст температури при роботі двигуна

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot 6,5 \cdot 0,00043 \cdot 65 = 0,36 \text{ м}^3$$

2. Кількість теплоти, що відводиться від дизеля в охолоджуючу рідину:

$$Q_{\text{ж}} = \frac{a g_e N_e Q_n}{3600}$$

де a – частка теплоти, що відводиться у охолоджуючу рідину від дизеля ($a = 0,13 \dots 0,15$, приймаємо $a = 0,13$).

$$Q_{\text{ж}} = \frac{0,13 \cdot 0,189 \cdot 1215 \cdot 43000}{3600} = 356,572 \text{ кДж/с}$$

3. Витрата рідини у системі охолодження:

$$G_{\text{жс}} = \frac{Q_{\text{жс}}}{c_{\text{жс}} \cdot \Delta t_{\text{жс}} \cdot \rho_{\text{жс}}}$$

де $c_{\text{жс}}$ – теплоємність охолоджуючої рідини, $c_{\text{жс}} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$; $\Delta t_{\text{жс}} = 10^\circ$ – перепад температур, $\rho_{\text{жс}}$ – щільність охолоджуючої рідини, $\rho_{\text{жс}} = 1000 \text{ кг/м}^3$;

$$G_{\text{ж}} = \frac{356,572}{4,19 \cdot 10 \cdot 1000} = 0,0085 \text{ м}^3/\text{с}$$

4. Продуктивність насоса системи охолодження дизеля:

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_{жр} = \frac{G_{жс}}{\eta}$$

де η – коефіцієнт запасу подачі, ($\eta = 0,8$)

$$G_{ж} = \frac{0,0085}{0,8} = 0,0106 \text{ м}^3/\text{с}$$

5. Потужність, що споживає водяний насос:

$$N_{вн} = \frac{G_{жр} \cdot P_{ж}}{1000\eta_m}$$

де η_m – механічний ККД (0,7...0,9), приймаємо рівним $\eta_m=0,8$; $P_{ж}$ – напір, що створює насос, $P_{ж}=100000 \text{ Н/м}^2$.

$$N_{вн} = \frac{0,0085 \cdot 100000}{1000 \cdot 0,8} = 1,33 \text{ кВт.}$$

6. Площа поверхні теплообміну водо-водяного охолоджувача:

$$F_{в} = \frac{Q_{ж}}{K_{в} \cdot \Delta t_{ср}}$$

де $K_{в} = 5000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм; $\Delta t_{ср} = \frac{t_1^{\text{п}} + t_2^{\text{п}}}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2}$ – середня різниця температур між забортною і прісною водою; де $t_1^{\text{п}} = 353\text{К}$ – температура прісної води на вході в теплообмінник; $t_2^{\text{п}} = 345\text{К}$ – температура прісної води на виході з теплообмінника; $t_1^3 = 305\text{К}$ – температура забортної води на вході в теплообмінник; $t_2^3 = 315\text{К}$ – температура забортної води на вході в теплообмінник;

$$\Delta t = \frac{353 + 345}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 39\text{К}$$

$$F_{в} = \frac{356,6 \cdot 3600}{5000 \cdot 39} = 6,58\text{м}^2$$

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.4 Система стиснутого повітря

Система пуску призначена для запуску суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30. Також стиснуте повітря відповідного тиску потрібно для роботи пневматичних систем автоматики й керування, приборів звукової сигналізації, продувку кінгстонів та фільтрів, роботу пневматичного інструменту і інших загально-суднових та спеціальних потреб.

Повітряна система дизеля містить наступні підсистеми:

- підсистема повітряного пуску;
- підсистема контролю та безпеки;
- підсистема безпеки/контролю обертів дизеля, яка використовує регулятор.

Загальний вигляд системи стиснутого повітря суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 представлено на рис. 5.13. Система пуску має три компресори, один з яких є допоміжним, а також три балони зі стиснутим повітрям, один з яких теж є допоміжним. Відповідно працюють зазвичай тільки два компресори.

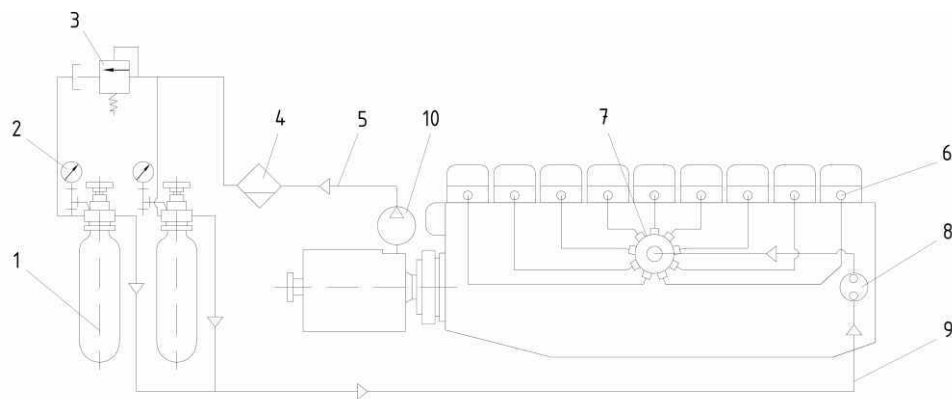


Рисунок 5.13 – Система запуску стиснутим повітрям

суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30:

- 1 – повітряний балон; 2 – манометр; 3 – запобіжний клапан;
4 – водомасловіддільник; 5 – трубопровід нагнітальний; 6 – трубопровід підводу повітря до пускових клапанів; 7 – повітророзподільник; 8 – головний пусковий клапан; 9 – труба пускова; 10 – повітряний компресор

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У системі стиснутого повітря суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 є з'єднувальні трубопроводи для продування автоматичних фільтрів масляної та паливної систем. Для наповнення балонів стиснутим повітрям використовують поршневі багатоступеневі компресори з приводом від електродвигунів. Частота обертання – 600...900 об/хв. Система змащення та охолодження компресорів є автономними. Балони для стиснутого повітря роблять сталевими, цільнотянутими або зварними. Цільнотянуті балони об'ємом до 0,8 м³ мають одну горловину, а балони довжиною більше ніж 2,5 м – дві горловини. Повітряні балони великого об'єму для потужних двигунів розраховані на робочий тиск до 3,0 МПа виготовляють зварними. Робочий тиск повітряних балонів приймають рівним: для МОД і СОД – 2,5 – 3,0 МПа, а для ВОД – 7,5 МПа та вище.

Розрахунок системи пуску суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30

1. Сумарний робочий об'єм всіх циліндрів:

$$\Sigma V_s = \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4} \cdot S_{\text{ц}} \cdot i_{\text{ц}} = \frac{3,14 \cdot 0,23^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 9 = 0,112 \text{ м}^3$$

2. Необхідний запас пускового повітря:

$$V = [v_x + (z_{\text{ц}} - 1) \cdot v_r] \cdot \Sigma V_s \cdot 10^{-3},$$

де v_x – питома витрата повітря на запуск холодного дизеля ($v_x = 10 - 12 \text{ л/л}$); v_r – питома витрата повітря на запуск прогрітого дизеля ($v_r = 3 - 8 \text{ л/л}$); $z_{\text{ц}}$ – число запусків ($z_{\text{ц}} \geq 6$).

$$V = [10 + (11 - 1) \cdot 5] \cdot 112 \cdot 10^{-3} = 6,73 \text{ м}^3$$

2. Загальна місткість пускових балонів головного:

$$\Sigma V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\text{min}}},$$

де $p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – атмосферний тиск; p_p – робочий тиск в балонах, МПа ($p_p = 2,5 - 3 \text{ МПа}$); p_{min} – мінімальний тиск в балонах (при якому ще можливий запуск двигуна); зазвичай $p_{\text{min}} = 1,0 - 1,5 \text{ МПа}$.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

$$\Sigma V_6 = \frac{6,73 \cdot 0,101}{3,0 - 1,1} = 0,357 \text{ м}^3$$

3. Сумарна подача повітря компресорами:

$$W_k = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_p} = \frac{0,357 \cdot (3,0 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 1,014 \text{ м}^3/\text{год}$$

де $\tau = 1$ год – час роботи компресора.

4. Потужність, приводу компресора:

$$N_k = 0,287 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_k \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + T_1' \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\},$$

де $\phi \approx 1,1 \dots 1,15$ годин – коефіцієнт, що враховує гідравлічні втрати між ступенями компресора; $\eta_m = 0,7 \dots 0,8$ – механічний ККД компресора; n – середній показник політропи стиску; $T_1' = T_1 - \Delta T_1$ – температура повітря після

повітроохолоджувача першого ступеня; $T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ – температура повітря до повітроохолоджувача першого ступеня; $\Delta T_1 \approx 110 - 120 \text{ К}$ – зниження температури повітря в повітроохолоджувачі після першого ступеня; p_1 / p_2 – ступінь підвищення тиску в першому ступені

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_k}{p_{k-1}} = \sqrt[m]{\frac{p_k}{p_0}}$$

m – число ступенів в компресорі;

$$N_k = 0,287 \cdot \frac{1,15}{0,8} \cdot 1,014 \cdot \frac{1,27}{1,27-1} \cdot \frac{0,101}{298} \left\{ 298 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} \right] + 312 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} - 1 \right] \right\} = 3,8 \text{ кВт}$$

5.5 Системи повітропостачання та газовідводу

Система повітропостачання суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 призначена для подачі свіжого повітря, необхідного для згорання циклової дози палива та продувки робочого циліндра у певній кількості та необхідними параметрами.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система газовідводу суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 забезпечує оптимальний відвід ВГ. Під оптимальним відводом ВГ розуміють таку організацію випуску, яка дає змогу максимально використати енергію ВГ. Крім цього, також необхідно забезпечити мінімальний за шкодою вплив на навколишнє середовище ВГ дизеля.

Класифікація системи повітропостачання:

- за числом ступенів стискання повітря – одноступенева;
- за числом компресорів – однокомпресорна;
- за призначенням та числом теплообмінників – з охолоджувачем надувного повітря;
- за способом підтримання параметрів повітря – регульована.

Класифікація системи газовипуску:

- за глибиною утилізації теплоти ВГ – із помірною утилізацією;
- за способом руху газу в колекторі – ізобарна.

Система повітропостачання містить компресор, теплообмінник, ресивер, повітроводи та глушник шуму. Турбокомпресор є базовим елементом повітропостачання на судових дизелях, який призначено для підвищення тиску повітря на впуску в робочий циліндр. Охолодник надувного повітря (рис.5.15) призначено для зниження температури надувного повітря після нагнітача.

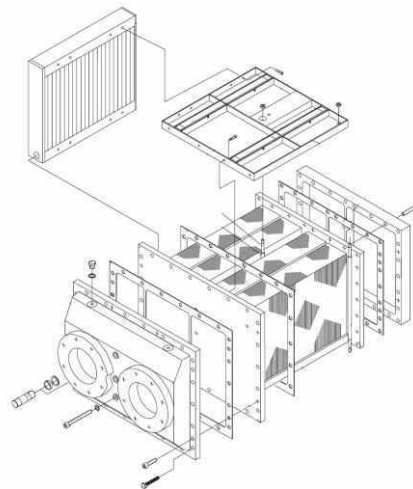


Рисунок 5.15 – Охолоджувач надувного повітря суднового дизеля 9ЧН 23/30

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Глушник шуму призначений для зниження шкідливої звукової дії ВГ на навколишнє середовище та обслуговуючий персонал. Глушник встановлено у корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтру. Повітряний фільтр призначений для очищення повітря перед компресором, його встановлено на корпусі компресора. Система газовідводу містить випускний колектор, турбіну, глушник шуму, газовідводів (трубопроводів).

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Можливі небезпечні чинники при обслуговуванні та ремонті двигуна

При роботі двигуна, обслуговуванні або його ремонті, виникають небезпечні чинники, які пов'язані з відкритим рухом деталей, високою температурою поверхонь, значним шумом і вібрацією, токсичністю речовин, тощо. Відповідно для унеможливлення виникнення травм та нещасних випадків необхідно неуклінно дотримуватись правил техніки безпеки.

Використання при ремонті та обслуговуванні дизеля несправних інструментів та устаткування досить часто є причиною нещасних випадків та травмування обслуговуючого персоналу. Відповідно тому, категорично забороняється застосування, при проведенні ремонтних робіт, несправного чи значно зношеного інструменту, верстатного обладнання, та механізмів. Ручний інструмент ударного типу, а також інструмент з загостреними кінцями повинні бути надійно закріплені на рукоятках. Гайкові ключі повинні бути з справними губками та розсувним механізмом без тріщин та задирок. При виконанні робіт з пневматичним інструментом потрібно застосовувати захисні окуляри. Небезпечно ремонтувати чи регулювати пневмоінструмент під час роботи, а також залишати його на поверхнях деталей, що обробляються у нестійкому положенні. Приєднувати шланги високого тиску пневматичного інструменту можна лише до подачі стиснутого повітря. При продуванні шлангів системи потрібно пильно стежити, щоб вони не були направлені у бік людини. Забороняється залишати шланги під тиском стиснутого повітря без нагляду. Натискати на пуск можна лише після того, як інструмент буде притиснуто до оброблюваної деталі. Небезпечний викид стиснутого повітря з робочого інструменту може привести до травм, тому в напрямі можливого його вильоту на відстані до 3 м нікого не повинно бути.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Правила та послідовність виконання ремонтних робіт

Перед початком виконання робіт з обслуговування та ремонту ДВЗ необхідно виконати наступні дії:

- привести у належний вигляд робочий одяг;
- перевірити необхідний для виконання робіт інструменти та прилади на наявність і справність;
- впевнитися, що нічого не заважає виконанню робіт (особливо людей);
- впевнитися в тому, що робоче місце має достатнє освітлене та джерела світла не сліплять очі;
- впевнитися в достатній вентиляції приміщення.

Під час виконання робіт з обслуговування та ремонту ДВЗ потрібно:

- помити дизель, агрегати та його деталі, які потрібно ремонтувати;
- необхідно бути пильним та виконувати тільки визначену регламентом роботу;
- звертати особливу увагу на звукові чи світлові попереджувальні сигнали.

Після закінчення виконання будь-яких робіт з обслуговування та ремонту ДВЗ потрібно:

- ретельно прибрати за собою робоче місце;
- витерти інструмент від забруднень та скласти його на відповідні штатні місця.

Базові вимоги для безпеки персоналу у разі виникнення аварійних випадків:

- при виконання робіт з використанням електроінструменту у разі, якщо відсутнє його заземлення, пошкоджено ізоляцію, наявне іскріння й перегрів потрібно негайно відключити інструмент від мережі живлення;
- при потраплянні етильованого бензину на поверхню рук чи шкіру ретельно тіла промити ці місця теплою водою з милом;

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– пролитий етильований бензин на будь які поверхні потрібно негайно витерти, а потім це місце проливу знешкодити розчином хлорного вапна.

При ремонті та обслуговуванні дизеля 9ЧН 23/30 (9L23/30H) потрібно неуклінно дотримуватись правил та норм зазначених технічними вимогами та відповідними інструкціями з експлуатації та ремонту. Особливо потрібно приділити увагу правилам користування підйомним обладнанням і дотримуватися правил його застосування. Окремі вузли чи деталі потрібно знімати з дизеля на необхідній висоті та дотримуватися її між мінімумом й максимумом вказаних значень. На рис. 6.1 подано технічні вимоги та послідовність демонтажу поршня з шатуном дизеля 9ЧН 23/30.

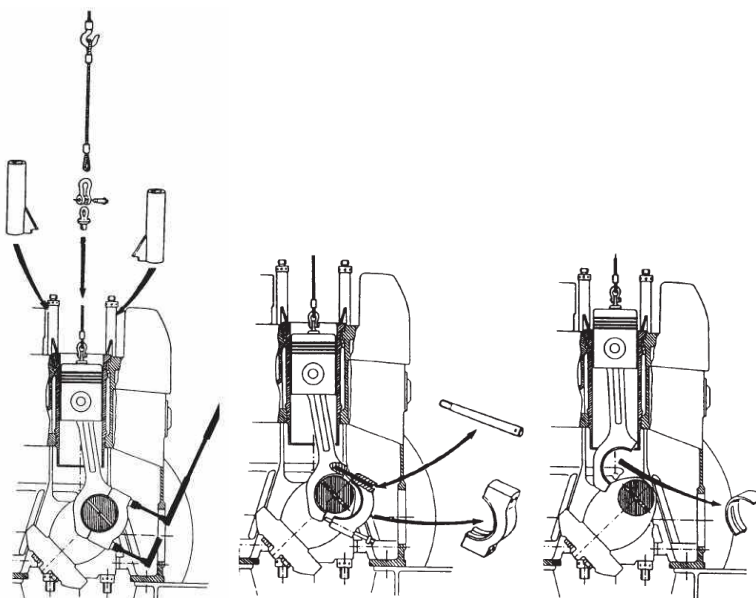


Рисунок 6.1 – Послідовність демонтажу поршня з шатуном

На рис. 6.2 представлено послідовність з'єднання та роз'єднання поршня та шатуна дизеля 9ЧН 23/30.

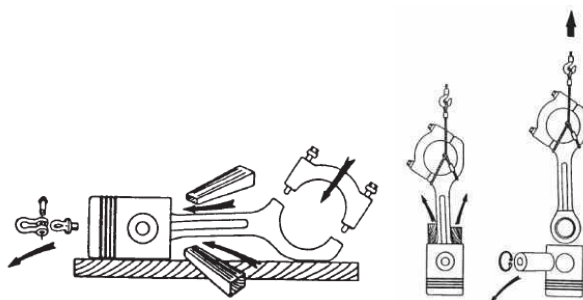


Рисунок 6.2 – Послідовність виконання робіт з поршнем та шатуном

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

Розрахунок механічної вентиляції за надлишковими тепловиділеннями

Кількість тепла що надходить в приміщення машинного відділу судна від нагрітих поверхонь дизеля:

$$Q_{изб} = \alpha \cdot (t_{п.дв.} - t_{в.}) \cdot F_{п.о.},$$

де $\alpha = 10 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплообміну від зовнішньої поверхні дизеля; $t_{п.дв.} = 50^\circ \text{ С}$ – середнє значення температура зовнішньої поверхні дизеля; $t_{в.} = 30^\circ \text{ С}$ – температура навколишнього повітря машинного відділення; $F_{п.о.} \text{ м}^2$ – сумарна площа поверхня віддачі тепла від нагрітих частин дизеля (для дизеля 9ЧН 23/30 $F_{п.о.} = 95 \text{ м}^2$)

$$Q_{изб} = 10 \cdot (50 - 30) \cdot 95 = 19000 \text{ Дж/с.}$$

Температура повітря, яке видаляється з приміщення машинного відділу судна:

$$t_{y\partial} = t_{p.z} + \Delta t \cdot (h - 2),$$

де $t_{p.z} = 30^\circ \text{ С}$ – необхідна температура повітря у робочій зоні; $\Delta t = 1^\circ \text{ С/м}$ – температурний градієнт по висоті приміщення машинного відділу судна; $h = 8,5 \text{ м}$ – відстань від підлоги до центру витяжних отворів

$$t_{y\partial} = 30 + 1 \cdot (8,5 - 2) = 36,5^\circ \text{ С.}$$

Температуру свіжого повітря, що поступає до машинного відділу судна приймається на $2...3^\circ \text{ С}$ нижче за температуру повітря у робочій зоні, обираємо $t_{y\partial} = 27^\circ \text{ С}$.

Повітрообмін у машинному відділенні судна:

$$L_{\tau} = \frac{Q_{изб}}{c \cdot \rho \cdot (t_{y\partial} - t_{np})} \cdot \text{м}^3/\text{с};$$

де L_{τ} – об'єм повітря, що поступає $\text{м}^3/\text{ч}$; $t_{y\partial}$, t_{np} – температура повітря, що видаляється та поступає до машинного відділення, $^\circ \text{ С}$; $c = 1010 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ \text{ С})$ – питома теплоємність повітря; $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ – щільність повітря.

$$L_{\tau} = \frac{19000}{1010 \cdot 1,2 \cdot (36,5 - 27)} = 1,65 \text{ м}^3/\text{с.}$$

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Площа відкритого отвору витяжки:

$$F = \frac{L_m}{V}$$

де $V = 0,4$ м/с – швидкість повітря в отворі.

$$F = \frac{1,65}{0,4} = 4,1 \text{ м}^2.$$

Тиск вентилятора

$$P_e = 1,2 \cdot (P_{т.р} + P_{м.с})$$

де 1,2 – коефіцієнт, що враховує втрати тиску; $P_{т.р} = 350$ Па – тиск, що забезпечує подолання тертя повітря об стінки повітропроводу; $P_{м.с} = 670$ Па – сума місцевих опорів

$$P_e = 1,2 \cdot (350 + 670) = 1224 \text{ Па}.$$

Потужність на валу вентилятора

$$N_e = \frac{L_m \cdot P_e}{\eta_n \cdot \eta_v},$$

де $\eta_n = 0,95$ – ККД передачі; $\eta_v = 0,7$ – ККД вентилятора

$$N_e = \frac{1,65 \cdot 1224}{0,7 \cdot 0,95} = 3037 \text{ Вт}.$$

Потужність електродвигуна вентилятора

$$N_{уст} = N_e \cdot \kappa,$$

де $\kappa = 1,2$ – коефіцієнт запасу.

$$N_{уст} = 3,1 \cdot 1,2 = 3,7 \text{ кВт}.$$

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи на здобуття рівня вищої освіти бакалавр було розглянуто конструкцію та особливості роботи суднового допоміжного дизельного двигуна 9ЧН 23/30 (9L23/30H) виробництва фірми MAN. На баз розгляду конструкції двигуна 9ЧН 23/30 встановлено значний потенціал та перспективність дизеля у напрямку його вдосконалення з метою покращення енергетичних та економічних показників.

Для покращення енергетичних та економічних показників двигуна було запропоновано збільшити тиск наддуву. На базі визначеного прототипу розраховано та спроектовано турбокомпресора типу ТК-30 для наддуву суднового допоміжного дизельного двигуна 9ЧН 23/30. Спроектований турбокомпресора ТК-30 цілком відповідає умовам та доцільності застосування на даному типі двигунів. На базі виконаного розрахунку, визначені основні конструктивні розміри турбокомпресора.

Розглянуто конструкцію та принцип роботи основних систем суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30 та розраховані основні їх параметри. Розглянуто конструкцію основних елементів систем та розроблено принципові схеми основних систем дизеля, а саме паливної, масляної, системи охолодження та пуску стиснутим повітрям.

Також у кваліфікаційній роботі виконано аналіз можливих небезпечних чинників при обслуговуванні та ремонті суднового допоміжного дизеля 9ЧН 23/30. Розглянуто основні правила та вимоги під час виконання ремонтних робіт. Виконано розрахунок механічної вентиляції машинного відділення судна за надлишковими тепловиділеннями. У результаті виконаного розрахунку отримано необхідні параметри елементів системи вентиляції.

					КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. 9L23/30H Technology review. MAN, 2008. 20 p.
3. 9L23/30H: Project guide for marine applications. MAN, 2002. 212 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					<i>КРБ.142.4221.23.06.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76