

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.

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок суднового двигуна типу 8ДКРН 26/98
(MAN B&W S26MC)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти

А. Ю. Проскурін

С. В. Троцюк

Миколаїв 2024

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

Троцюк Сергій Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 8ДКРН 26/98
(MAN B&W S26MC)

2. Керівник роботи к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.
(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 - 8ДКРН 26/98, потужність дизеля –
2720 кВт; частота обертання колінчастого валу – 212 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції головного двигуна 8ДКРН 26/98. Розрахунок робочого
циклу ГД 8ДКРН 26/98. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ ДВЗ. Проект
агрегату наддува. Розрахунок систем ГД 8ДКРН 26/98. Забезпечення вимог
охорони праці при експлуатації ДВЗ.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний розріз ГД 8ДКРН 26/98. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.
Турбокомпресор ТК-50. Схеми систем дизеля 8ДКРН 26/98.

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.	Виконання розділу №1		
2.	Виконання розділу №2		
3.	Виконання розділу №3		
4.	Виконання розділу №4		
5.	Виконання розділу №5		
6.	Виконання розділу №6		

Здобувач освіти

_____ /С. В. Троцюк /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /А. Ю. Проскурін/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі на тему: «**Розрахунок суднового двигуна типу 8ДКРН 26/98 (MAN B&W S26MC)**» розглядаються основні питання, що відповідають специфіці проектування та розрахунку головного суднового дизеля.

У роботі подано детальний опис конструкції малообертового двигуна 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC), виконано розрахунок його робочого циклу та динаміки номінального режиму та запропоновано шлях підвищення паливної економичності при збереженні потужності.

Проведено розрахунок та спроектовано новий агрегат наддуву головного двигуна. Виконано розрахунок та розробку основних систем (змащення, охолодження, паливної та пуску стиснутим повітрям), а також розглянуто базові заходи щодо забезпечення охорони праці при обслуговуванні головного двигуна на судні.

Робота містить усі рекомендовані розділи та креслення (чотири кресленнями формату – А1), написана українською мовою на 85 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 10 джерел.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, робочий цикл, турбокомпресор, система охолодження, система змащення, паливна система.

					КРБ.142.2227зст.24.01.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

In the qualification work on the topic: "***Calculation of the marine engine type 8DKRN 26/98 (MAN B&W S26MC)***" the main issues corresponding to the specifics of design and calculation of the main marine diesel engine are considered.

The paper provides a detailed description of the design of the low-speed engine 8DKRN 26/98 (MAN S26MC), calculates its operating cycle and nominal mode dynamics, and suggests a way to improve fuel efficiency while maintaining power.

A new supercharging unit for the main engine was calculated and designed. The calculation and development of the main systems (lubrication, cooling, fuel and compressed air start) are performed, and basic measures to ensure labour protection during the maintenance of the main engine on the ship are considered.

The work contains all the recommended sections and drawings (four drawings in A1 format), written in Ukrainian on 85 sheets of calculation and explanatory note with the use of 10 sources.

Key words: internal combustion engine, working cycle, turbocharger, cooling system, lubrication system, fuel system.

					КРБ.142.2227зсм.24.01.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ДКРН 26/98

- 1.1. Основні параметри та конструктивні особливості двигуна типу 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC).....
- 1.2. Висновок до розділу.....

Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ДКРН 26/98

- 2.1. Методика теплового розрахунку двигуна
- 2.2. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми головного суднового двигуна 8ДКРН 26/98.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

Розділ 3. РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ

- 3.1. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 8ДКРН 26/98
- 3.2. Висновок до розділу.....

Розділ 4. ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ДКРН 26/98

- 4.1. Загальні відомості про розрахунок турбокомпресора
- 4.2. Визначення основних параметрів ГД 8ДКРН 26/98 та проектного турбокомпресора
- 4.3. Розрахунок окружної швидкості U_2
- 4.4. Вхідна ділянка компресора
- 4.5. Розрахунок параметрів робочого колеса
- 4.6. Ділянка безлопаткового дифузора.....
- 4.7. Лопатковий дифузор
- 4.8. Розрахунок завитки
- 4.9. Параметри роботи компресора
- 4.10. Опис нового агрегату наддуву.....
- 4.11. Висновок до розділу.....

					КРБ.142.2227зст.24.01.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 5. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ДКРН 26/98

- 5.1. Розрахунок і розробка паливної системи.....
- 5.2. Розрахунок і розробка масляної системи.....
- 5.3. Розрахунок і розробка системи охолодження.....
- 5.4. Розрахунок і розробка системи стиснутого повітря.....
- 5.5. Висновок до розділу.....

Розділ 6. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

- 6.1. Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників в машинному відділенні.....
- 6.2. Розрахунки рівня вібрації та шуму в машинному відділенні.....
- 6.3. Заходи щодо забезпечення безпечних умов праці персоналу судна....
- 6.4. Висновки до розділу.....

Висновки.....

Список використаної літератури.....

Додаток А. Поперечний розріз двигуна 8ДКРН 26/98.....

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....

Додаток В. Турбокомпресор ТК-50.....

Додаток Г. Схеми систем двигуна 8ДКРН 26/98.....

					<i>КРБ.142.2227зст.24.01.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

На сьогодні як джерело механічної енергії в різних галузях народного господарства та техніці України використовують двигуни найрізноманітніших типів й схем. Серед усього різноманіття двигунів незамінних не існує. Але найбільшого і, можна так сказати, панівного поширення набули поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Перевага поршневих двигунів визначається їхньою досить високою паливною економічністю. За цією якістю вони належать до найкращих серед усіх відомих теплових машин. Хороша паливна економічність зумовлена високими ступенями стиснення і високими температурами робочого тіла цих типів двигунів. Але це зовсім не означає, що вичерпано всі резерви для їхнього поліпшення.

Конструктори, інженери-дослідники та вчені невпинно працюють над створенням досконаліших і економічніших поршневих двигунів. Так одним з можливих шляхів підвищення паливної економічності та потужності і досі залишається форсування двигунів за тиском наддуву, що і пропонується застосувати у роботі.

					<i>КРБ.142.2227зст.24.01.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ДКРН 26/98

1.1. Основні параметри та конструктивні особливості двигуна типу 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC)

Двотактний малообертовий двигун 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC) виробництва всесвітньовідомої фірми **MAN B&W** має задекларовану заводом виробником ефективну потужність на рівні 2720 кВт при частоті обертання колінчастого валу 212 хв^{-1} та питому ефективну витрату палива 179 г/(кВт·год) . Двигун 8ДКРН 26/98 (рис. 1.1) має діаметр робочого циліндра – 260 мм, хід поршня – 980 мм, а ступінь стиснення – $\epsilon = 14$.

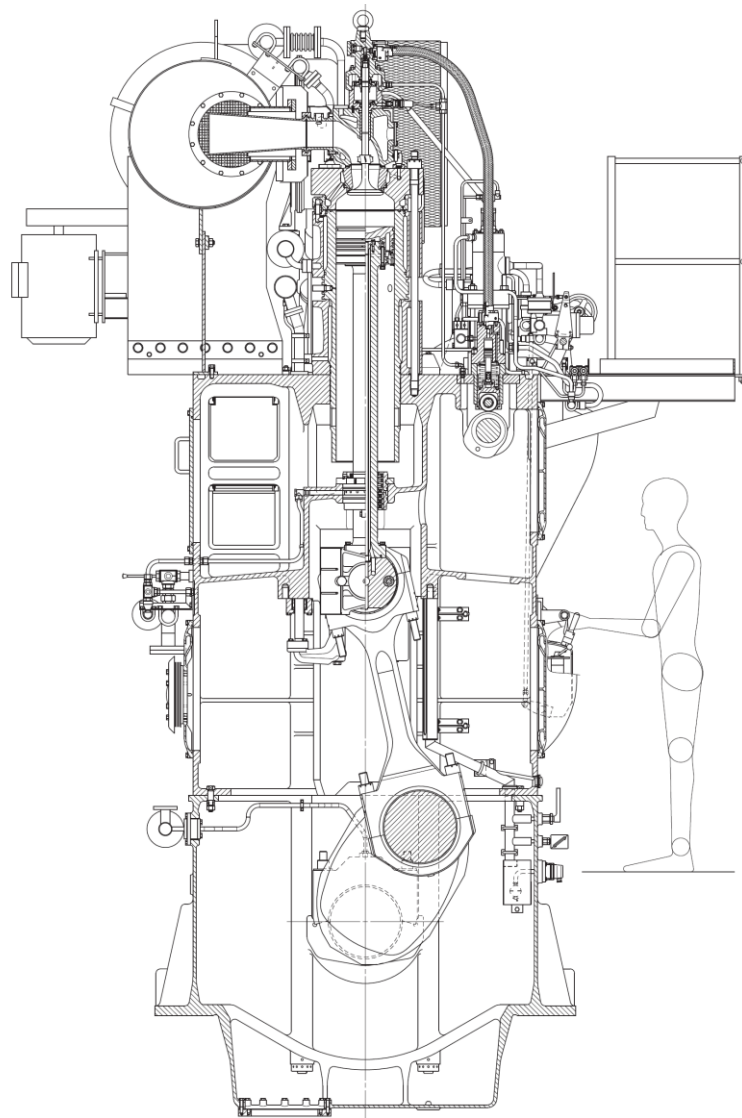


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз МОД 8ДКРН 26/98

					КРБ.142.2227зст.24.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Остов двигуна 8ДКРН 26/98 підтримує та спрямовує рухомі деталі, є опорою для різних вузлів та механізмів, сприймає усі зусилля під час роботи дизеля. Остов двигуна MAN S26MC представляє з себе певну сукупність нерухомих деталей, а саме фундаментної рами, картера, циліндрів, кришок робочих циліндрів, а також анкерних зв'язків, шпильок та болтів, що стягують між собою ці деталі.

Фундаментна рама двигуна 8ДКРН 26/98 спроектована та виготовлена спрощеною. Вона має сталеву коробчасту форму виготовлену за допомогою зварювання та має кріплення до суднового фундаменту за допомогою болтами й сталевих клинів (рис. 1.2)

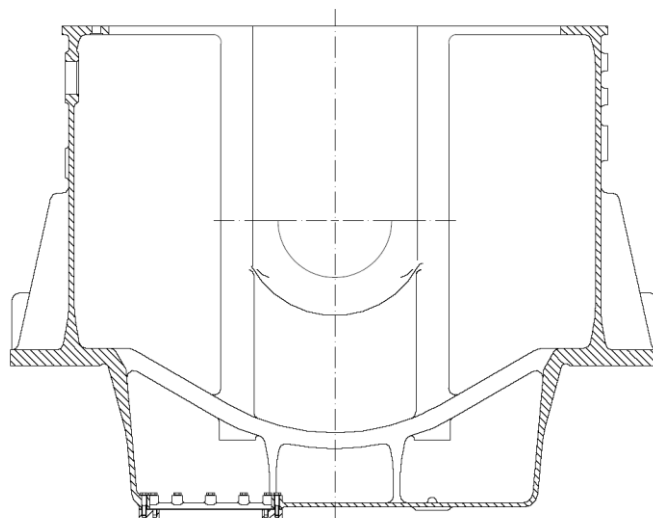


Рисунок 1.2 – Фундаментна рама головного двигуна 8ДКРН 26/98

Поперечні сталеві опори фундаментної рами головного двигуна 8ДКРН 26/98 виготовленні за допомогою лиття в яких передбачені отвори для проходження елементів кріплення – анкерних зв'язків. У постілі фундаментної рами вкладаються тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників, які для зменшення сил тертя залиті білим антифрикційним металом – бабітом.

У кормовій часті піддону виконано отвір, який закритий сіткою. Цей отвір з сіткою призначено для зливу масла з картера двигуна у витратну циркуляційну масляну цистерну. У свою чергу ця цистерна розміщується під ГД у подвійному дні корпусу судна. У кормовій частині є відсік для розміщення різних приводів.

					КРБ.142.2227зст.24.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Також у цьому відсіку є місце в якому вбудовується упорний підшипник колінчастого валу.

Сталева **станина або картер двигуна** виконана за допомогою зварювання і є фактично суцільнозварною. Картер має спеціальні входні двері у кожен відсік робочих циліндрів та відсік різних приводів розташований боку керування. Також відсік для розміщення приводів має ще двері і з іншого – протилежного боку. Запобіжні клапани розташовуються у верхній частині картеру, а саме з боку газівідводу та з носового торця.

У кожному **робочий циліндр** двигуна передбачено по чотири сталевих направляючих для крейцкопфу. Робочі циліндри виготовлено з чавуну. Направляючі приварені до конструкції. Робочі циліндри збираються у єдиний **блок циліндрів** за допомогою прізонних болтів.

Втулка робочого циліндру головного двигуна 8ДКРН 26/98 є суцільною, виготовленою з модифікованого чавуну процесом лиття (рис. 1.3).

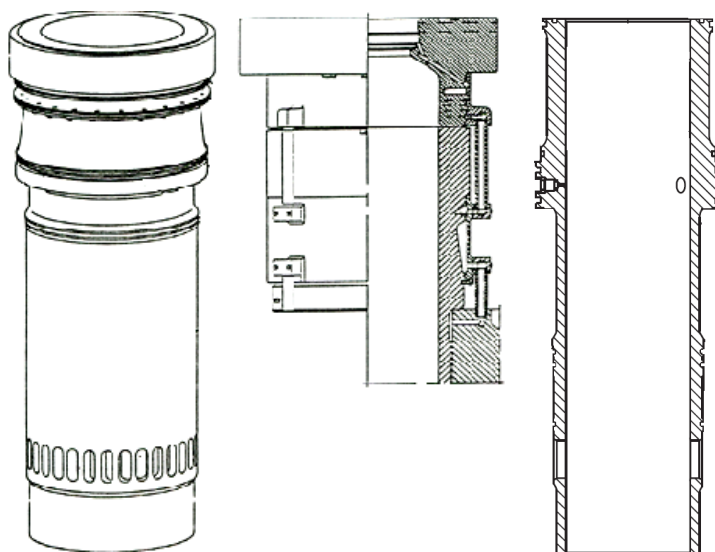


Рисунок 1.3 – Втулка робочого циліндру головного двигуна 8ДКРН 26/98

У нижній частині втулки знаходяться тридцять продувних вікон, що забезпечують газообмін у робочій порожнині. Продувні вікна розташовуються під певним кутом. Таке тангенціальне їх розташування у плані забезпечує гарне закручування потоку повітря, що поступає в робочий циліндр, а також сприяє його гвинтоподібному руху починаючи від продувних вікон до випускного клапану, розта-

шованому у центрі кришки. Такий тангенціально-обертальний рух потоку зберігається до самого кінця процесу стиснення та позитивно сприяє покращенню сумішоутворення паливо повітряної суміші.

Циліндрова втулка має досить масивний борт. У цьому борті виконано велика кількість свердлень, що забезпечують охолодження, а також проходження охолоджуючої води із зарубашкового простору до кришки робочого циліндру. Така конструкція циліндрових втулок притаманна і більш раннім модифікаціям двигунів. Змащення циліндрової втулки на двигуні 8ДКРН 26/98 відбувається за допомогою двох рядів отворів, виконаних у її тілі у верхній частині. Причому кожен виконаний отвір має з боку поверхні дзеркала роздавальні масляні канавки, які забезпечують більш якісне змащення робочої поверхні дзеркала.

Кришка циліндра головного двигуна 8ДКРН 26/98 є індивідуальною на кожен робочий циліндр (рис. 1.4). Вона виконана із сталі за допомогою лиття. Форма кришки робочого циліндру колпачкова. Також у кришці виконана певна кількість свердлень для проходу охолоджуючої рідини.

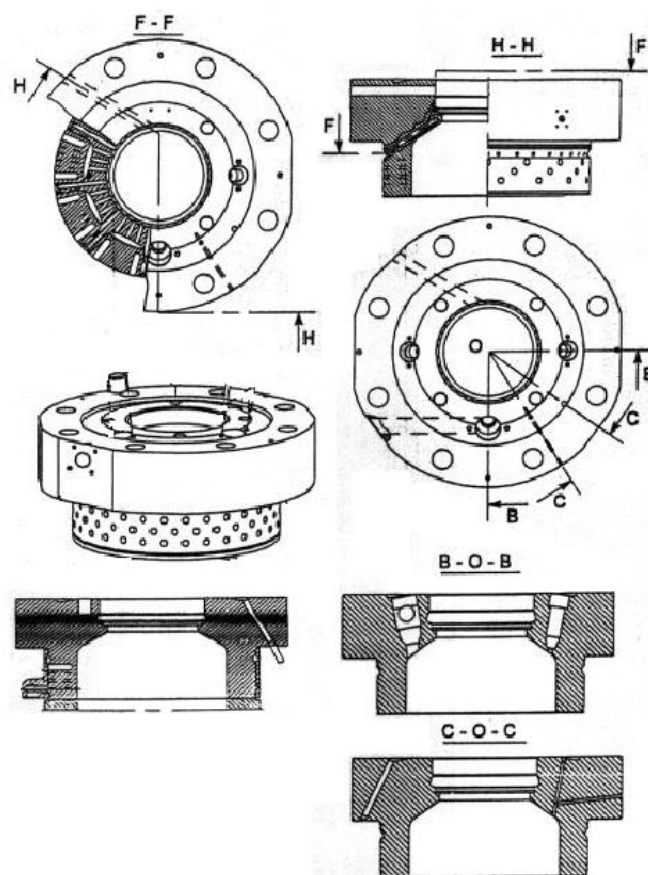


Рисунок 1.4 – Устрій кришки циліндра головного двигуна 8ДКРН 26/98

					КРБ.142.2227зст.24.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кришка циліндра є місцем розміщення двох паливних форсунок (розміщуються симетрично по боках), випускного клапану, індикаторного крану, а також запобіжного клапану. Кришка циліндру кріпиться до циліндра за допомогою шістнадцяти шпильок які затискаються за допомогою гідравлічного домкрату.

Анкерні болти, що зтягують деталі остова двигуна 8ДКРН 26/98 представлено на рис. 1.5. Сталеві анкерні болти складаються з двох частин. Гайка анкерного зв'язку зтягуються за допомогою гідравлічного домкрату на зусилля у 900 бар.

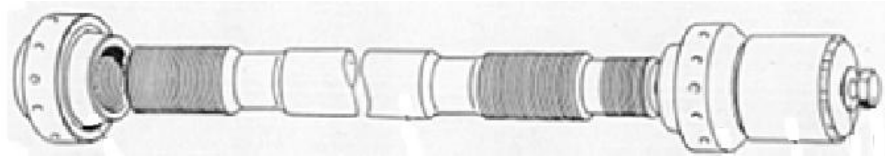


Рисунок 1.5 – Анкерний зв'язок

Поршень головного двигуна 8ДКРН 26/98 має складену конструкцію (рис. 1.6). Головка поршня виконана із жароміцної хромо-молібденової сталі, а юбка – з чавуну. Робоча порожнина двигуна ущільнюється за допомогою чотирьох кілець. На юбці поршня встановлено два паска для притирання, які виготовлено з червоної міді.

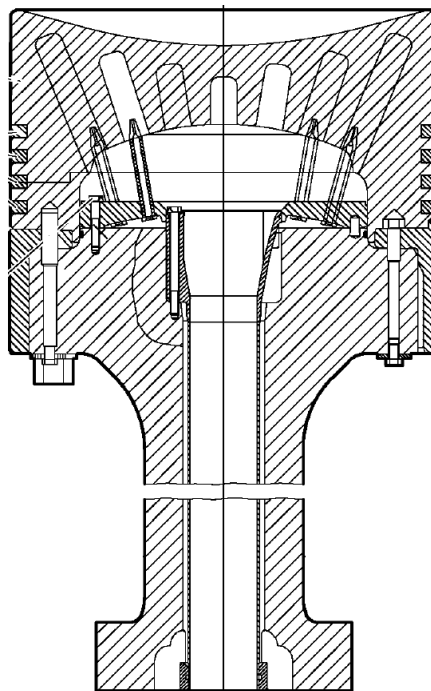


Рисунок 1.6 – Конструкція поршень зі штоком головного двигуна 8ДКРН 26/98

					КРБ.142.2227зст.24.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршень двигуна 8ДКРН 26/98 має примусове охолодження маслом. Масло для охолодження підводиться та відводиться за допомогою свердлень виконаних у поперечині крейцкопфа, а також сталеву трубки розміщену у середині штока поршня.

Крейцкопф головного двигуна 8ДКРН 26/98 за конструкцією є двохстороннім з чотирма повзунами. Для зменшення сил тертя поверхні повзунів залито білим металом – бабітом (рис. 1.7). Сталева поперечина крейцкопфа виконана за допомогою кування. У середині вона має свердлення для подачі масла.

До поперечини крейцкопфа приєднується за допомогою різьбового з'єднання підп'ятник штока поршня, також коліно телескопа подачі змащувального масла та труба зливу масла для охолодження поршня.

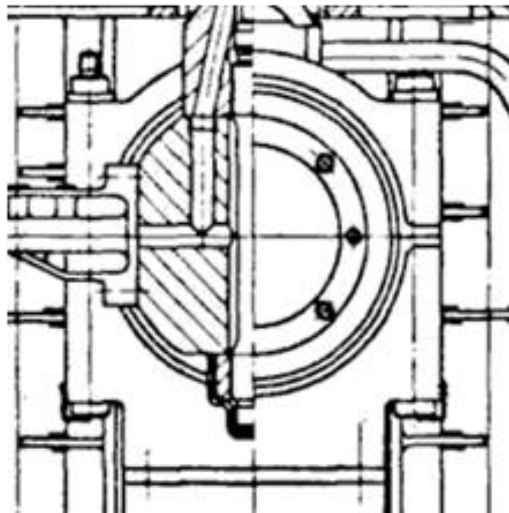


Рисунок 1.7 – Конструкція крейцкопфу

Шатун головного двигуна 8ДКРН 26/98 сталевий виконаний у вигляді виливки (рис. 1.8). Заготовка шатуна виконується куванням, а далі поверхні обробляються механічним шляхом.

Стрижень шатуна є досить коротким, що впливає на зменшення загальної висоти дизеля. Верхня і нижня головки шатуна є невід'ємними від стрижня. У свою чергу верхня головка має вильчату конструкцію. Підшипники шатуна виготовлені із сталі, є тонкостінними та залиті бабітом. У середині стрижня шатуна виконано свердління для подачі масла до підшипників.

					КРБ.142.2227зст.24.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

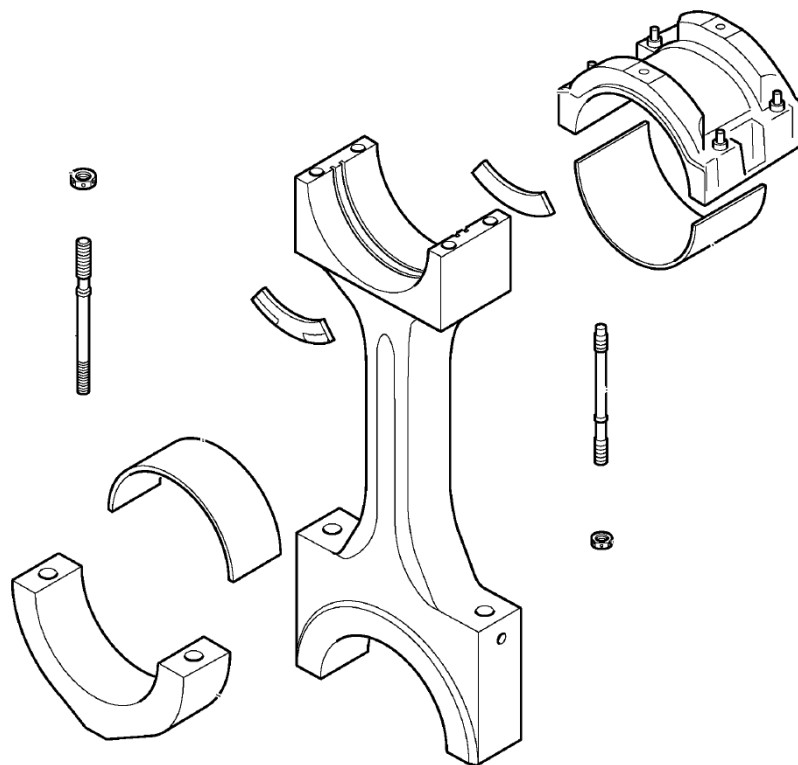


Рисунок 1.8 – Шатун з кришками

Сталевий *колінчастий вал* головного двигуна 8ДКРН 26/98 за конструкцією є полу зібраним. У ньому кривошипи виконані литі в які запресовані рамові шийки (рис. 1.9).

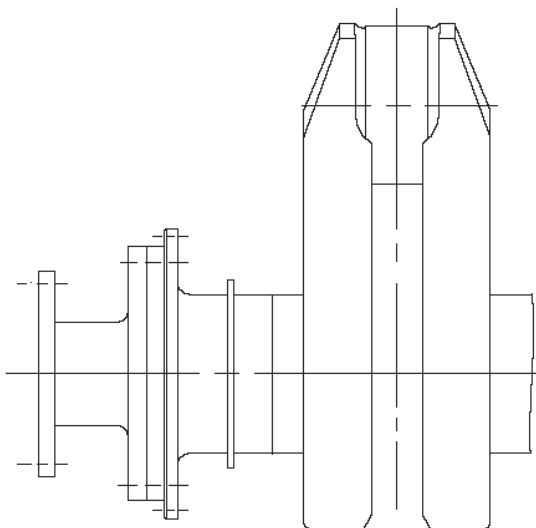


Рисунок 1.9 – Конструкція зібраного колінчастий вал

З носової частини колінчастого валу розміщено демпфер осьових коливань. Також там знаходиться однорядна зірочка для забезпечення приводу допоміжних

					КРБ.142.2227зст.24.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

валів з балансирами врівноваження. З кормової частини колінчастого валу розміщено дворядна зірочка приводу розподільчого валу. У відсіку приводів двигуна встановлено упорний гребінь з упорним підшипником.

Розподільчий вал двигуна 8ДКРН 26/98 (рис. 1.10) має свій привід від дворядного чотиридюймового привідного ланцюга. У приводі також встановлено дві проміжні зірочки, які застосовуються для встановлення балансирів. Балансири призначені для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку. Також від розподільчого валу приводяться у дію вал приводу лубрикаторів змащення циліндрової втулки та регулятор частоти обертання колінчастого валу.

До розподільчого валу з кормового торця кріпиться вал повітророзподільника. Усі кулачки розподільчого валу (паливні та газорозподільчі кулачки) та фланці сполучення окремих ділянок насаджено за допомогою пресової посадки на гарячу. Хоча кулачки напресовані на вал, однак вони мають змогу індивідуального регулювання.

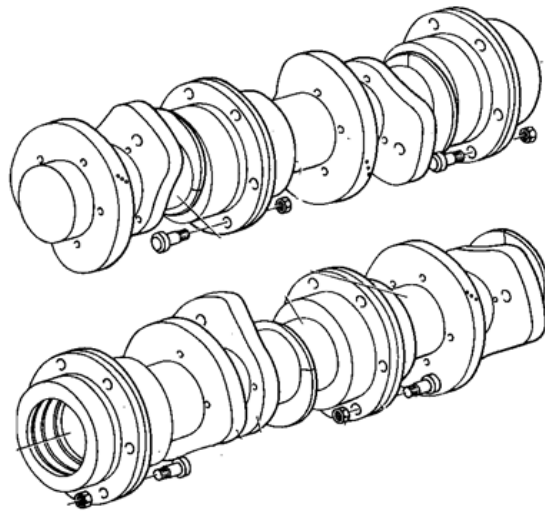


Рисунок 1.10 – Конструкція складеного розподільчого вала

Для унеможливлення провисання ланцюга застосовується гідроциліндр, який забезпечує його постійний натяг. Змащення ланцюга приводу відбувається чистим маслом, що забезпечує його високий ресурс роботи (рис.1.11).

Двотактний малообертовий двигун 8ДКРН 26/98 має прямоточно-клапану продувку. Використання випускних клапанів замість вікон в сучасних МОД дає змогу підбирати оптимальні фази газорозподілу та керувати процесом газообміну

					КРБ.142.2227зст.24.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

за допомогою мікропроцесорної апаратури на усьому діапазоні робочих навантажень головного двигуна.

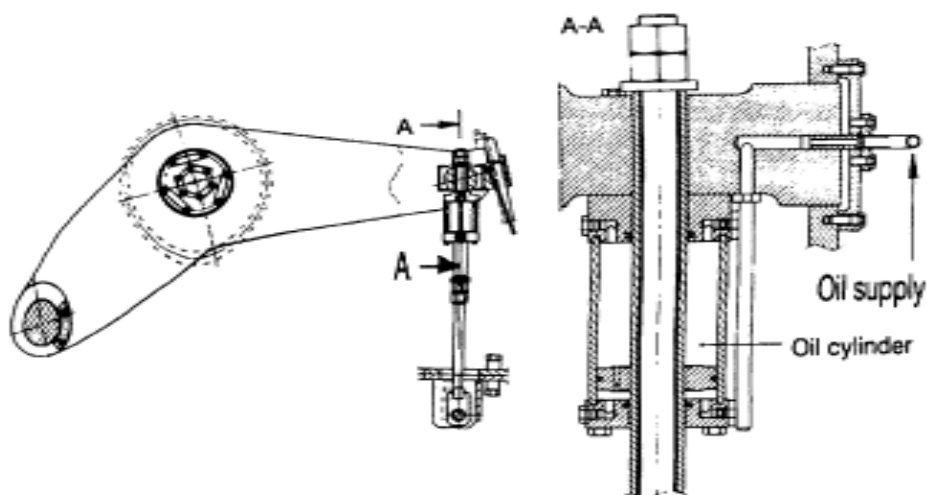


Рисунок 1.11 – Конструкція пристрою натягнення ланцюга приводу розподільчого вала

Випускний клапан (рис. 1.12) двигун MAN S26MC розміщено у чавунному литому корпусі. Шпindelь клапана має імпульс для забезпечення його провороту потоком відпрацьованих газів. Також випускний клапан має охолоджуване сидло

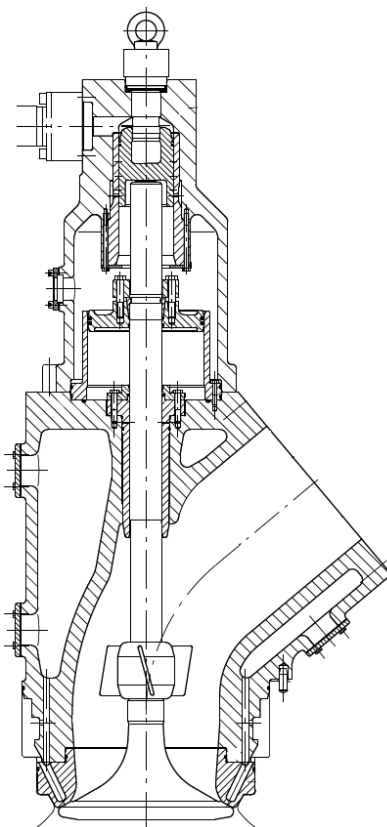


Рисунок 1.12 – Випускний клапан двигун MAN S26MC у зборі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227зст.24.01.01.ПЗ

Аркуш

Випускний клапан має охолодження яке реалізується наступним чином: охолоджуюча вода по свердлінням що виконані у кришці циліндру поступає у свердління виконане у сідлі клапану якомога ближче до посадкового поясу, а потім поступає у порожнину охолодження чавунного корпусу клапана. Після охолодження корпусу вода ходить з його верхньої точки у відливну трубу.

Посадочні поверхні шпинделя клапана і його сідла наплавлені стеллітом. Відкриття випускного клапану забезпечується за рахунок гідравлічного поршня, а його закриття – пневматичним. Кріплення корпусу клапана до циліндрової кришки здійснюється за допомогою 4-х шпильок з гайками. Затягування гайок здійснюється за допомогою гідравлічного гайковерта. На кожен робочий циліндр приходить по одному випускному клапану, що розташовується у центрі кришки.

Головний судновий двигун MAN S26MC має ізобарну систему наддуву (система наддуву з постійним тиском). У випадку зниження навантаження на ГД до 25 % вмикається автоматична електроповітродувки. Для запобігання втратам продувного повітря при роботі двох автоматичних електроповітродувок у повітряному ресивері застосовують клапанні коробки. У повітряному ресивері дизеля MAN S26MC відсутні герметичні перегородки відділення порожнин кожного циліндра.

1.2. Висновок до розділу

Судновий двотактовий малообертовий двигун 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC) виробництва MAN B&W з потужністю у 2720 кВт при частоті обертання колінчастого вала – 212 хв^{-1} цілком і повністю відповідає усім специфічним вимогам експлуатації на судні. Для покращення паливної економічності ГД у роботі пропонується збільшити тиск наддуву, що буде реалізовано за рахунок проектування та розробки нового турбокомпресора.

Поперечний розріз двигуна 8ДКРН26/98 (MAN S26MC) у бакалаврській роботі представлено кресленням формату А1.

					КРБ.142.2227 зм.24.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ДКРН 26/98

2.1. Методика теплового розрахунку двигуна

Тепловий розрахунок є початковим етапом проектування ДВЗ, на базі якого визначають енергетичні та економічні показники двигуна, а також визначають шляхи їх подальшого поліпшення. Тепловий розрахунок ДВЗ дає вихідні дані для виконання кінематичного, динамічного розрахунків, а також розрахунків тепло-напруженого стану основних деталей двигуна.

У тепловому двигуні енергія палива, що виділяється під час згоряння, перетворюється на механічну роботу. За другим початком термодинаміки на роботу перетворюється не вся підведена теплота, передана робочому тілу; частина теплоти має бути віддана навколишньому середовищу. У дійсному циклі до цієї втрати додаються втрати від теплообміну робочого тіла зі стінками циліндра, неповноти згоряння палива, витоків робочого тіла, тертя рухомих деталей та інші. Ці втрати ще більше знижують частку теплоти палива, перетворену на корисну роботу. На відміну від дійсного циклу у ідеальному присутня певна кількість припущень:

- ідеальний газ зазнає лише фізичних, а не хімічних перетворень;
- кількість газу залишається постійною;
- теплоємність газу не залежить від температури;
- стінки циліндра теплонепроникні;
- процеси стиснення і розширення відбуваються адіабатно, тобто без теплообміну із середовищем.

Основою теплового розрахунку ДВЗ є певний умовний цикл, проміжний між ідеальним термодинамічним та дійсним, який реалізується у реальному ДВЗ. При цьому у розрахунку враховуються різні втрати в робочому циліндрі, властивості реального робочого тіла та інші відхилення від ідеального термодинамічного циклу. Метод теплового розрахунку ДВЗ, прийнятий для інженерних розрахунків, у своїй основі, був уперше розроблений професором В. І. Гриневецьким у 1907 році та надалі розвинений відносно різних типів двигунів Є. К. Мазінгом.

					КРБ.142.2227зст.24.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тепловий розрахунок ДВЗ містить у собі кілька важливих етапів:

1. Обґрунтування і вибір аналогів, відсутніх вихідних даних і розрахункових режимів.

2. Визначення параметрів робочого тіла – паливоповітряної суміші та продуктів згоряння залежно від їхнього складу, що визначається значеннями коефіцієнта надлишку повітря α .

3. Послідовний розрахунок основних процесів циклу – наповнення, стиснення, згоряння, розширення, випуску.

4. Визначення індикаторних, ефективних та питомо-масових показників двигуна.

5. Побудова й аналіз зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

6. Побудова розрахункових індикаторних діаграм циклу в координатах «тиск – поточний об'єм циліндра» ($P-V$) і «тиск – кут повороту колінчастого валу» ($P-\phi$).

У кваліфікаційній роботі тепловий розрахунок двигуна 8ДКРН 26/98 реалізується за методикою Гріневецького-Мазіга представлений у вигляді програми в програмному середовищі *Matcad*.

2.2. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми головного суднового двигуна 8ДКРН 26/98

Відповідно до завдання у розділі виконується тепловий розрахунок головного малообертового дизеля 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC), з ефективною потужністю у 2720 кВт та з частотою обертання 212 об/хв. Двигун 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC) є фактично прототипом для виконання розрахунків. При чому розрахунок виконується зі збільшеним значенням тиску наддуву та відповідним корегуванням необхідних параметрів двигуна. Отримані дані у подальшому слугуватимуть основою для проектування нового агрегату повітропостачання двигуна та розрахунку основних систем.

Вихідні дані для початку розрахунку робочого циклу двигуна 8ДКРН 26/98 представлені у таблиці 2.1.

					<i>КРБ.142.2227зст.24.01.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Вихідні дані

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	кВт	$N'_e = 2720$
2	Частота обертання	хв^{-1}	$n = 212$
3	Тиск навколишнього середовища	МПа	$P_0 = 0,1013$
4	Температура навколишнього середовища	К	$T_0 = 293$
5	Тиск наддуву	МПа	$P_k = 0,36$
6	Коефіцієнт продувки	—	$\phi_a = 1,15$
7	Коефіцієнт залишкових газів	—	$\gamma_r = 0,05$
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	—	$\xi_z = 0,96$
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	—	$\xi_b = 0,97$
10	Ступінь стиску	—	$\varepsilon = 14$
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	—	$\lambda = 1,2$
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	К	$\Delta T_a = 20$
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	—	$\phi_n = 0,08$
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	—	$\zeta = 0,98$
15	Механічний ККД двигуна	—	$\eta_m = 0,94$
16	Адіабатний ККД компресора	—	$\eta_{k.ad} = 0,8$
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	МПа	$\Delta P_{ox} = 0,002$
18	ККД повітроохолоджувача	—	$\eta_o = 0,9$
19	Температура залишкових газів	К	$T_r = 780$
20	Масовий склад палива (кг/кг)		$C = 0,87;$ $H = 0,126;$ $S = 0;$ $O = 0,004$
21	Нижча теплота згоряння палива	кДж/кг	$Q_H = 42700$
22	Кількість циліндрів	—	$i = 8$
23	Діаметр циліндра	м	$D_c = 0,26$
24	Хід поршня	м	$S = 0,98$
25	Коефіцієнт тактності	—	$z = 1$
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	—	$\alpha = 2,46$
27	Показник адіабати повітря	—	$k_b = 1,4$
28	Адіабатний ККД турбіни	—	$\eta_{t.ad} = 0,81$
29	Механічний ККД турбіни	—	$\eta_{t.m} = 0,871;$
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	К	$T_w = 300$
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	—	$\xi_a = 0,97$

Впуск свіжого повітря відбувається після випуску з циліндра відпрацьованих газів від попереднього циклу. Впуск закінчується в момент повного закрит-

					КРБ.142.2227 зм.24.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тя органів газообміну, а досконалість процесу впуску оцінюється коефіцієнтом наповнення.

Розрахунок процесу наповнення

1. Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right] \quad T_k = 453,101;$$

2. Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w) \quad T_s = 315,31;$$

3. Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 356,486;$$

4. Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0,358;$$

5. Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0,347;$$

6. Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0,81.$$

Стиснення робочої суміші відбувається при закритих клапанах (або вікнах) і переміщенні поршня до ВМТ. Процес стиснення протікає за наявності теплообміну між робочою сумішшю і стінками (циліндра, голівки і днища поршня), тобто за політропою, середній показник якої $n_1=1,23...1,38$.

Розрахунок процесу стиснення

1. Середня мольна ізохорна теплоємність повітря кДж/(кмоль·К)

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

2. Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(кмоль·К)

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

					КРБ.142.2227зст.24.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3. Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску кДж/(кмоль·К)

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

$b_c = 0,002521; a_{vc} = 19,283.$

4. Середній показник політропи стиску

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})} \quad n_1 = 1,361;$$

5. Тиск наприкінці стиску МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 12,609;$$

6. Температура наприкінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad T_c = 924,553.$$

У процесі згоряння прихована хімічна енергія палива перетворюється на теплову енергію робочого тіла. Основні вимоги до процесу згоряння можуть бути сформульовані трьома положеннями:

- найбільш повне згоряння палива;
- найкраще використання кисню повітря;
- оптимальний перебіг згоряння в часі.

Ці вимоги викликаються прагненням отримати високий ККД (малі питомі витрати палива) і велику питому потужність двигуна. Крім цього, остання вимога викликана ще й тим, що протікання згоряння в часі, впливаючи на максимальний тиск і швидкість наростання тиску газів у циліндрі двигуна, визначає також максимальну величину і ступінь динамічності механічного навантаження деталей кривошипно-шатунного механізму двигуна. Здійснюваний у двигуні характер протікання процесу згоряння в часі повинен забезпечити найменші величини і ступінь динамічності механічного навантаження на деталі від дії газів за високого ККД.

Розрахунок процесу згоряння

1. Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1,217;$$

					КРБ.142.2227зст.24.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1,026;$$

3. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1,0248;$$

4. Частка палива згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0,99;$$

5. Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1,024;$$

6. Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z кДж/(моль·К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

$$\text{де } \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right); \Delta M = 0,0316; L_0 = 0,495 \frac{\text{кМоль}}{\text{кг}}; \quad m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1,064;$$

$$a_{vz} = 19,76432; b_z = 0,00296.$$

7. Середня мольна ізохорна теплоємність у крапці b кДж/(моль·К)

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

$$a_{vb} = 19,7692; b_b = 0,002963.$$

8. Максимальна температура згоряння, К

– знаходимо з наступного рівняння:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8,314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8,314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$\text{звідки: } T_z = 1802,809 \text{ К};$$

9. Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 15,761.$$

					КРБ.142.2227 зм.24.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розширення газів, що перебувають у робочому циліндрі, відбувається під час переміщення поршня з ВМТ у НМТ, тобто містить у собі й закінчення згоряння. Гази, розширюючись, здійснюють корисну роботу. Процес розширення протікає за інтенсивного теплообміну між газами і стінками циліндра, головкою і днищем поршня. Гази протягом процесу розширення віддають теплоту стінкам. Тому розширення відбувається за політропою, показник якої $n_2=1,23...1,31$. Процес розширення фактично закінчується в момент відкриття випускного клапана.

Процес розширення

1. Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1,598;$$

2. Ступінь наступного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 8,76;$$

3. Середній показник політропи розширення й температура наприкінці процесу розширення, К. (знаходимо з наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1 \quad n_2 = 1,294;$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad T_b = 952,745;$$

4. Тиск наприкінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0,951.$$

Індикаторні показники

1. Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 2,184;$$

					КРБ.142.2227зст.24.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Дійсний середній індикаторний тиск МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1,969;$$

6.3. Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт·год)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad g_i = 0,166;$$

4. Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0,508.$$

Ефективні показники

1. Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1,851;$$

2. Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0,477;$$

3. Питома ефективна витрата палива кг/(кВт·год)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad g_e = 0,176;$$

4. Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 2724,188 \text{ кВт};$$

5. Порівняння заданої й отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0,154 \text{ \%}.$$

Визначення дійсного Π_k

1. Витрата повітря через компресор, кг/с

$R = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – газова постійна воздуха;

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 5,417;$$

2. Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 5,551;$$

					КРБ.142.2227зст.24.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3. Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0,338;$$

4. Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 753,483;$$

5. Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1,249;$$

6. Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287,486;$$

7. Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1,378;$$

8. Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad \Pi_k = 3,554;$$

9. Дійсний тиск наддування, МПа

$$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0,36;$$

10. Порівняння заданого й отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = - 0,005 \, \%.$$

					КРБ.142.2227зст.24.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Під час здійснення робочого циклу в циліндрі двигуна безперервно змінюються тиск і температура газів. Зміна тиску газів може бути експериментально записана особливим приладом – індикатором, або визначена розрахунковим шляхом (теоретична індикаторна діаграма). Діаграма зміни тиску газів у циліндрі двигуна залежно від зміни об'єму або кута повороту колінчастого вала, записана індикатором, називається дійсною індикаторною діаграмою двигуна.

Індикаторна діаграма дає наочне уявлення про перебіг параметрів стану робочого тіла протягом циклу. Але не тільки. Площа індикаторної p - V діаграми пропорційна роботі циклу. Аналіз і дослідження індикаторних діаграм дають змогу отримати різноманітний і цінний матеріал для судження про якість процесів, що складають робочий цикл, і про якість циклу загалом.

Базуючись на результатах теплового розрахунку двигуна 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC) будуватиметься теоретична згорнута індикаторна діаграма. Розрахунок та побудова виконуватиметься у табличній формі (табл. 2.1 та 2.2) з використанням *Microsoft Excel*. Ординати точок відповідно політропи стиснення та розширення розраховуються за наступними відомими рівняннями:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– процес стиснення

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

– процес розширення

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – поточне значення ступеня стиснення.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для визначення ординати точок політропи стиснення та розширення

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Показник політропи стиснення n_1	1,361
2	Показник політропи розширення n_2	1,298
3	Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,609
4	Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,761
5	Ступінь попереднього розширення ρ	1,598
6	Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2 – Координати точок індикаторної діаграми дизеля 8ДКРН 26/98

№ з.п.	Параметри		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{разш}$
1	1,00	15,76	
2	1,00	12,61	15,76
3	1,60	6,66	15,76
4	2,22	4,26	10,30
5	2,84	3,05	7,48
6	3,46	2,33	5,79
7	4,08	1,86	4,67
8	4,70	1,54	3,89
9	5,32	1,30	3,31
10	5,94	1,12	2,87
11	6,56	0,97	2,52
12	7,18	0,86	2,24
13	7,80	0,77	2,01
14	8,42	0,69	1,82
15	9,04	0,63	1,66
16	9,66	0,58	1,53
17	10,28	0,53	1,41
18	10,90	0,49	1,30
19	11,52	0,45	1,21
20	12,14	0,42	1,13
21	12,76	0,39	1,06
22	13,38	0,37	1,00
23	14,00	0,35	0,37
24	14,00	0,37	0,35

За отриманими координатами точок (табл. 2.2) у середовищі *Microsoft Excel* за допомогою функція «Майстер побудови діаграм» генерується теоретична індикатора діаграма двотактного двигуна 8ДКРН 26/98 у p - V координатах. Отримана таким чином діаграма представлена на рис. 2.1.

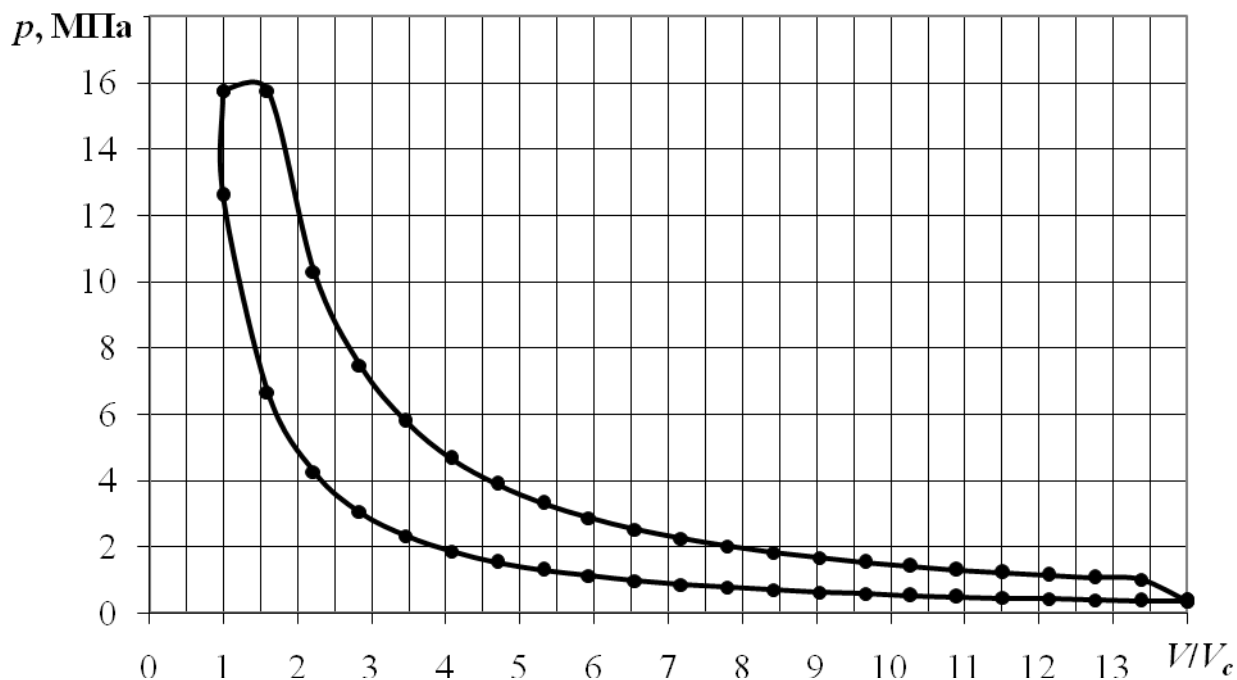


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма
двигуна 8ДКРН 26/98 у p - V координатах

2.3. Висновки до розділу

У даному розділі кваліфікаційної роботи виконано розрахунок робочого циклу головного суднового двигуна 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC). У результаті чого було отримано основні параметри ДВЗ (табл. 2.3), які стануть у нагоді для подальших розрахунків.

Таблиця 2.3 – Параметри роботи модернізованого двигуна 8ДКРН 26/98

№ з. п.	Параметр	Значення
1	Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	2720
2	Ефективна витрата палива, g_e г/(кВт· год)	0,176
3	Середній ефективний тиск, p_e , МПа	1,85
4	Ефективний КПД двигуна, η_e	0,477
5	Максимальний тиск згоряння, P_z , МПа	15,761
6	Максимальна температура згоряння, T_z , К	1802,809
7	Тиск наддуву P_k , МПа	0,36

З отриманих даних видно, що модернізація двигун забезпечить задану ефективну потужність при зменшеній витраті палива до 2 г/(кВт· год), що є досить значним результатом в умовах годинної витрати палива ГД.

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ

3.1. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 8ДКРН 26/98

Динаміка ДВЗ – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму під дією тиску газу та сил інерції. Він досліджує способи зменшення навантажень, що виникають під час руху деталей КШМ; режими їхнього руху; врівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії та ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей.

Надійність, довговічність та економічність сучасних ДВЗ залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму (КШМ), рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчастих валів.

Мета і завдання розрахунку двигуна у даному розділі кваліфікаційної роботи – визначення шляху, швидкості, прискорення поршня і сил, що діють у деталях КШМ. Вихідними даними для розрахунку є результати теплового розрахунку та індикаторна діаграма зміни тиску газів у циліндрі двигуна в координатах p - V .

Так, кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дає змогу визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня залежно від кута повороту кривошипа колінчастого вала. Переміщення поршня визначається з виразу:

$$S_{\varphi} = r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_{ш}}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Швидкість поршня – це похідна шляху за часом. Отже, швидкість поршня дорівнює:

$$v_{\varphi} = r \cdot \omega \left[\sin \varphi + \frac{\lambda_{ш}}{2} \sin 2\varphi \right].$$

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня за часом:

$$j_{\varphi} = r \cdot \omega^2 [\cos \varphi + \lambda_{ш} \cos 2\varphi].$$

Кривошипно-шатунний механізм двигуна 8ДКРН 26/98 під час його роботи піддається дії сил тиску газів у циліндрі $P_{г}$, сил інерції мас механізму руху, що рухаються поступально, P_j , маси шатунно-поршневої групи, атмосферного тиску на

					КРБ.142.2227зст.24.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

поршень з боку картера та тиску наддувного повітря в підпоршневій порожнині циліндра, тертя в ланках механізму. Останні три сили відносно невеликі, і їхнім впливом на деталі двигуна можна знехтувати. Під час розгляду сил, що залишилися (P_r і P_j), домовляються вважати їх позитивними, якщо вони сприяють руху поршня вниз, і негативними, якщо вони перешкоджають цьому руху. На діаграмі сил позитивні сили будемо відкладати вгору від осі абсцис, а негативні – вниз.

Сила тиску газів прикладена до поршня і діє вздовж осі циліндра. Тиск газів $p_r = P_r / F$ є змінним за значенням, закон його зміни визначається з індикаторної діаграми, перебудованої із застосуванням методу Брікса з координат тиск-хід поршня в координати тиск-кут повороту кривошипа.

Сила інерції поступально рухомих мас визначається як добуток поступально рухомої маси m_s на прискорення поршня j_ϕ , узятє зі зворотним знаком (оскільки напрям сил обернено напрямку прискорень):

$$P_j = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{ш} \cdot \cos \varphi), \text{ МПа.}$$

де $\lambda_{ш} = \frac{r}{L_{ш}}$ – постійна механізму ($\lambda_{ш} = 0,435$); r – радіус кривошипе; $L_{ш}$ – довжина

шатуна; $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2120}{30} = 22,189 \text{ c}^{-1}$ – кутова швидкість кривошипа; m_s – відносна маса поступально рухомих деталей.

Для визначення сил інерції, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, необхідно знати маси рухомих деталей. Для спрощення динамічного розрахунку зазвичай дійсні маси деталей, що рухаються, замінюють системою динамічно еквівалентних зосереджених мас. Цей процес має назву приведення мас.

Усі рухомі деталі кривошипно-шатунного механізму за характером їхнього руху можна розділити на три групи:

1. Деталі, що здійснюють прямолінійний зворотно-поступальний рух. До них належать деталі поршневої групи (поршень, поршневі кільця та ін.) із загальною масою $m_{п.}$

					КРБ.142.2227 зм.24.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Деталі, що здійснюють обертальний рух. До них належить кривошип з усіма його елементами. Масу неврівноважених частин кривошипа m_k замінюють масою, приведеною до радіуса кривошипа.

3. Деталі, що здійснюють складний плоскопаралельний рух. К ним належать деталі шатунної групи (шатун із вкладишами та болтами нижньої головки і втулкою верхньої головки) з масою $m_{ш}$.

Для спрощення інженерних розрахунків масу шатуна умовно замінюють двома масами:

– масою $m_{шс}$, зосередженою на осі поршневого пальця і такою, що здійснює зворотно-поступальний рух разом із масою $m_п$;

– масою $m_{шр}$, зосередженою на осі шатунної шийки, що здійснює обертальний рух разом із масою m_k .

Для отримання динамічної еквівалентності замінювальної системи необхідно виконати такі умови (рис.3.1):

– сума еквівалентних мас має дорівнювати масі шатуна

$$m_{ш} = m_{шс} + m_{шр};$$

– загальний центр тяжіння мас, що замінюють, має збігатися з центром мас шатуна, тобто

$$\sum m_i l_i = 0 \text{ або } m_{шс} \cdot l_{шс} - m_{шр} \cdot l_{шр} = 0;$$

– сума моментів інерції замінюючих зосереджених мас, що замінюють відносно центру мас шатуна повинна дорівнювати моменту інерції загальної маси шатуна відносно тієї ж точки

$$m_{шс} \cdot l_{шс}^2 + m_{шр} \cdot l_{шр}^2 = l_{шс} \cdot l_{шр} \cdot m_{ш}.$$

Приблизна маса $m_{шс}$ рівняється:

$$m_{шс} = 0,5 \cdot M_{ш} = 0,5 \cdot 350 = 175 \text{ кг.}$$

Загальна маса ланок, які поступально рухаються, рівняється:

$$m_s = m_п + m_{шс} = 175 + 170 = 345 \text{ кг.}$$

Сумарна сила $P_{руш}$ являє собою алгебраїчну суму сил дії газів $P_г$ та інерції мас, що рухаються поступально P_j . Криву цієї сили, що характеризує її зміну протягом

					КРБ.142.2227зст.24.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

циклу, можна одержати шляхом підсумовування ординат кривих P_r та P_j , з урахуванням їхнього знака, побудованих для двотактного двигуна на базі 360° п.к.в., або визначити за виразом:

$$P_{руш} = P_r - P_{пл} + P_j + P_T, \text{ МПа;}$$

де $P_{пл}$ – сила у підпоршневій порожнині; $P_T = m_s \cdot g$ – сила тяжіння.

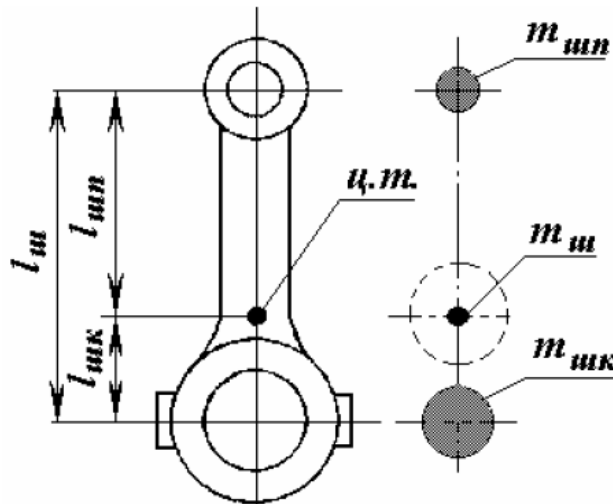


Рисунок 3.1 – Схема динамічної еквівалентності

Сумарна сила $P_{руш}$, як і її складові, прикладена до центру головного з'єднання і діє вздовж осі циліндра. Вона може бути розкладена на дві складові (рис. 3.2): силу, що діє по осі шатуна, $Q = \frac{P_{руш}}{\cos \beta}$ і силу, перпендикулярну до осі циліндра $N = P_{руш} \cdot \tan \beta$ (де $\beta = \arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \varphi)$).

Сила N (нормальна сила) притискає повзун крейцкопфа до його напрямної (у крейцкопфному двигуні). Сила змінна за напрямком, цим пояснюється перекидка повзуна крейцкопфа, що відбувається під час роботи двигуна, з борту на борт. Сила Q , що діє по осі шатуна, стискає його стрижень. Перенесемо силу Q по лінії її дії в центр кривошипної шийки і розкладемо її на дві складові:

– тангенціальну силу, дотичну до кола, описаного радіусом r ,

$$T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{ог} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta;$$

– радіальну силу, спрямовану за радіусом кривошипа,

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{ог} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

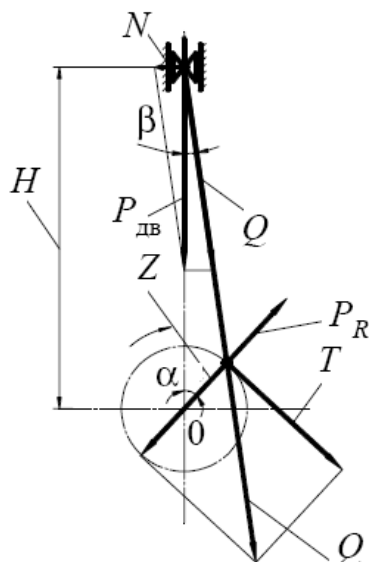


Рисунок 3.2 – Схема дії сил на елементи КШМ

Нормальна, радіальна і тангенціальна сили змінні і в межах кожного робочого циклу приймають як позитивні, так і негативні значення. Звідси змінні й викликані ними навантаження в елементах конструкції двигунів.

Розрахунок динаміки головного двигуна 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC) виконується у табличній формі за допомогою програмного середовища *Microsoft Excel*. Вихідні дані та результати розрахунків представлено у таблицях 3.1–3.3, а за отриманими точками за допомогою функція «Майстер побудови діаграм» генерується усі графічні залежності (рис. 3.3–3.5).

Таблиця 3.1 – Вхідні дані

Діаметр поршня	м	D	0,26
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	212
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	15,761
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,347
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,36
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,338
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,435
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово	кг	m	345
Радіус кривошипа	м	r	0,49
Ступінь стиснення		ϵ	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,294
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,598
Кількість циліндрів		i	8

Таблиця 3.2 – Координати точок сил, що діють на КШМ двигуна 8ДКРН 26/98

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,347	0,886	1,233	0,000	-1,233	0,000
15	0,351	0,924	1,275	-0,144	-1,269	-0,191
30	0,365	1,017	1,382	-0,306	-1,350	-0,427
45	0,392	1,109	1,501	-0,477	-1,399	-0,724
60	0,437	1,125	1,563	-0,618	-1,317	-1,044
75	0,513	0,997	1,510	-0,675	-1,043	-1,284
90	0,641	0,682	1,324	-0,615	-0,615	-1,324
105	0,868	0,185	1,053	-0,471	-0,182	-1,139
120	1,298	-0,443	0,855	-0,338	0,135	-0,910
135	2,194	-1,109	1,085	-0,345	0,524	-1,011
150	4,243	-1,700	2,544	-0,562	1,922	-1,759
165	8,666	-2,106	6,560	-0,742	6,145	-2,414
180	12,595	-2,251	10,345	0,000	10,345	0,000
195	15,761	-2,106	13,655	1,544	12,790	5,025
210	10,274	-1,700	8,575	1,895	6,478	5,928
225	5,489	-1,109	4,380	1,391	2,113	4,081
240	3,332	-0,443	2,889	1,143	0,455	3,073
255	2,273	0,185	2,458	1,098	-0,425	2,658
270	1,705	0,682	2,387	1,109	-1,109	2,387
285	1,379	0,997	2,376	1,061	-1,640	2,020
300	1,184	1,125	2,310	0,914	-1,946	1,543
315	1,067	1,109	2,176	0,691	-2,028	1,050
330	0,998	1,017	2,015	0,445	-1,968	0,622
345	0,523	0,924	1,447	0,164	-1,440	0,217
360	0,347	0,886	1,233	0,000	-1,233	0,000

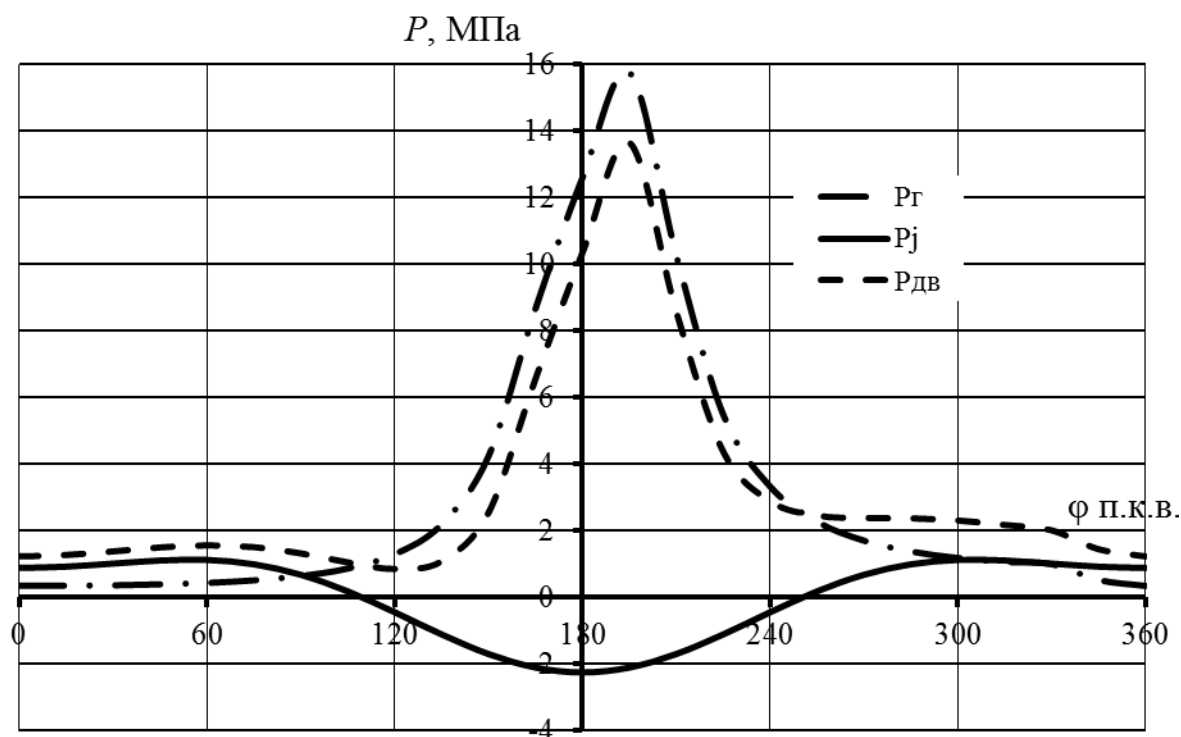


Рисунок 3.3 – Діаграми сил P_r , P_j , P_{dv} суднового МОД 8ДКРН 26/98

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227зст.24.01.03.ПЗ

Аркуш

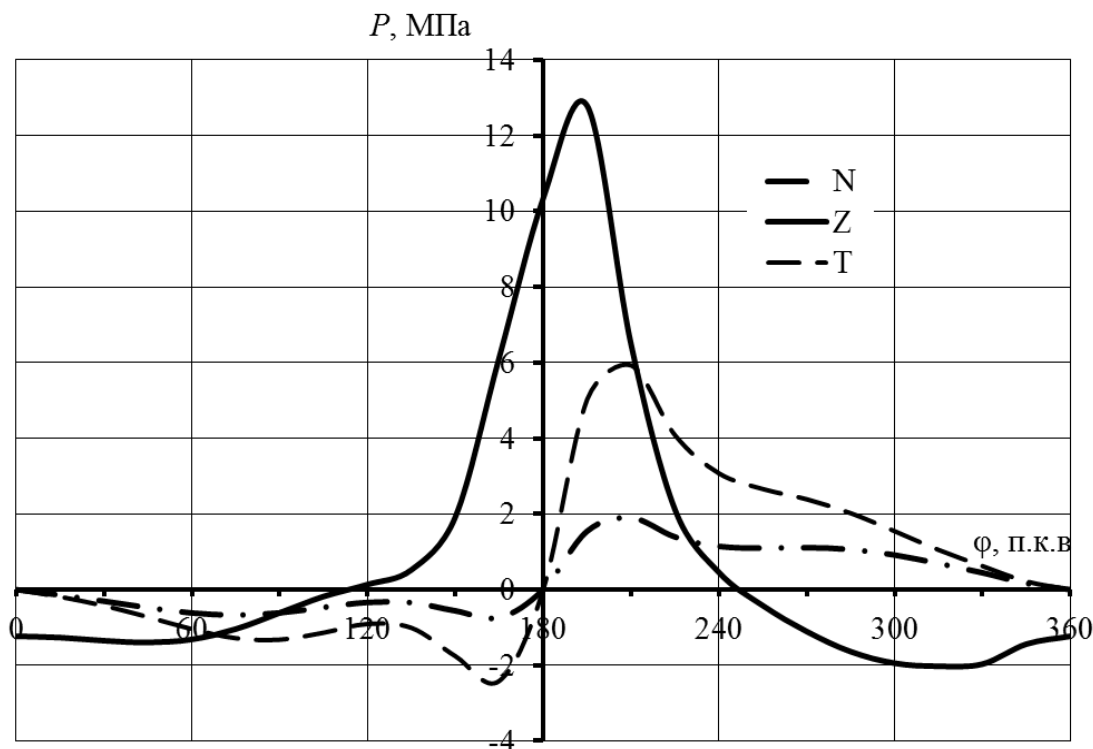


Рисунок 3.4 – Діаграми сил N , Z , T суднового МОД 8ДКРН 26/98

Нижче, у таблиці 3.3 представлені координати точок сумарної дотичної сили. Отримані дані потрібні перш за все для розрахунку крутного моменту суднового МОД і розрахунку його колінчатого вала на міцність.

Таблиця 3.3 – Координати точок сумарних дотичних сил

φ°	T_Σ								T_Σ	T^{cp}_Σ
	Номер циліндру									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	-0,724	-1,324	-1,011	0,000	4,081	2,387	1,050	4,46	5,46
15	-0,191	-1,044	-1,139	-1,759	5,025	3,073	2,020	0,622	6,61	5,46
30	-0,427	-1,284	-0,910	-2,414	5,928	2,658	1,543	0,217	5,31	5,46
45	-0,724	-1,324	-1,011	0,000	4,081	2,387	1,050	0,000	4,46	5,46
									16,38	

Значення середнього за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$ визначено за даними таблиці 3.3 та формулою:

$$T_{\Sigma cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 = 16,38 \cdot \frac{15}{45} = 5,46 \text{ МПа}$$

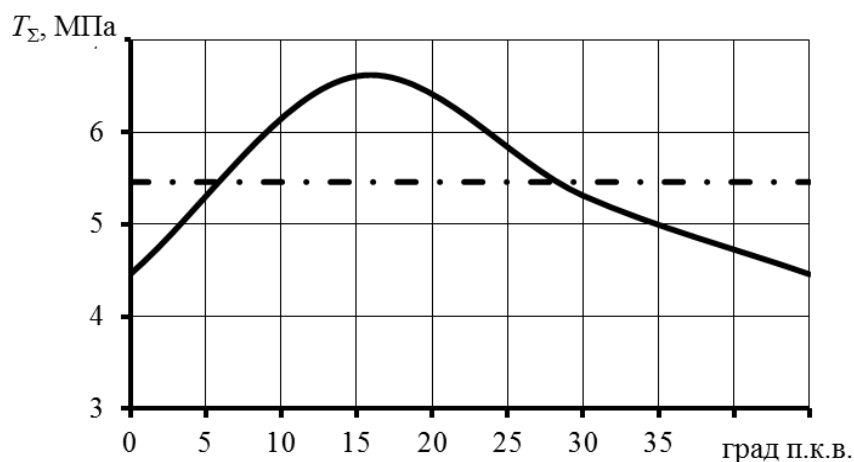


Рисунок 3.5 – Графік зміни сумарних дотичних сил суднового МОД 8ДКРН 26/98

3.2. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок сил діючих на КШМ суднового МОД 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC) та побудовано діаграми відповідних діючих сил. Також було визначено зміну сумарної дотичної сили МОД та середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma \text{ср}}$.

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ДКРН 26/98

4.1. Загальні відомості про розрахунок турбокомпресора

При проектуванні нового агрегату наддуву суднового головного двигуна 8ДКРН 26/98, перш за все, потрібно визначити базові розміри конструктивних елементів компресорної частини, які би забезпечили потрібні параметри повітря перед двигуном. Після проектування та отримання усіх необхідних розмірів проточної частини компресора виконується складальне креслення турбокомпресора у вигляді поперечного розрізу. Проектування нового агрегату наддуву виконується на базі компресора-прототипу, якій обирається з відомих типорозмірів. Компресор-прототип є лише основою загальної конструкції в якій потрібно змінити ряд елементів для забезпечення потрібної надійності, довговічності та працездатності на усіх режимах експлуатації ГД.

При проектуванні нового агрегату наддуву у розділі застосовується метод спадного проектування компресорного ступеня. Цей метод базується на тому, що фактично вирішується зворотна задача. Це коли відомі усі конструктивні та енергетичні параметри агрегату, а також параметри повітря на вході при цьому потрібно встановити параметри повітря на виході. При чому визначаються не тільки параметри робочого тіла на виході зі самого компресора, а й на виході із усіх елементів проточної частини. Розрахунки компресора виконуються у вигляді послідовних наближень, тобто якщо при першому наближенні отримані параметри не задовольняють вимог виконується наступне з попереднім корегуванням вхідних параметрів (згідно з рекомендованими межами змінення).

4.2. Визначення основних параметрів ГД 8ДКРН 26/98 та проектного турбокомпресора

Перед проектуванням компресорної частини нового ТК потрібно встановити масову витрату повітря G , потужності ГД та його середній ефективний тиск P_e .

					КРБ.142.2227зст.24.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Такі параметри, як витрата повітря та ступень підвищення тиску P_k (значення P_k встановлене у другому розділі), використовуючи області застосування турбокомпресорних типорозмірів ТК або ТКР, дають змогу обрати турбокомпресор-прототип. Встановлення типорозміру турбокомпресора-прототипу дає змогу отримати розмір зовнішнього діаметра колеса D_2 , який і буде оптимальним для заданих P_k та витрати повітря. Визначення параметрів ГД та ТК зручно виконати у табличній формі – табл. 4.1

Таблиця 4.1 – Визначення параметрів ГД та ТК

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.1.	D , м	Згідно завдання на проектування	0,26	Діаметр циліндру
1.2.	S , м		0,98	Хід поршня
1.3.	n , об/хв		212	Обороти колінчатого вала
1.4.	i		8	Кількість циліндрів
1.5.	g_e , кг/кВт·г		0,176	Питома витрата пального
1.6.	χ		1	Коефіцієнт тактності
1.7.	ϕ_a		1,15	Коефіцієнт продувки
1.8.	ψ		0,08	Доля ходу поршня, витрачена на продувку
1.9.	ε		14	Ступень стискання
1.10.	α		2,46	Коефіцієнт надлишку повітря
1.11.	γ_r		0,05	Коефіцієнт залишкових газів
1.12.	ΔT_a , К		20	Підігрів заряду від стінок циліндру
1.13.	T_r , К		780	Температура остаточних газів
1.14.	T_o , К		293	Температура навколишнього середовища
1.15.	P_o , Па		101300	Тиск навколишнього середовища
1.16.	T_{w1} , К		300	Температура охолоджуючої рідини на вході
1.17.	P_k	Згідно завдання на проектування	3,56	Ступінь підвищення тиску
1.18.	$\eta_{ад}$		0,80	Адіабатний ККД компресора
1.19.	$\eta_{ох}$		0,90	ККД ОНП
1.21.	P_s , Па	$P_s = 0,98 \cdot P_o P_k$	357021,72	Тиск повітря в ресивері
1.22.	T_k , К	$T_k = T_o \left(1 + \frac{P_k^{0,286} - 1}{\eta_{ад}}\right)$	453,36	Температура повітря за компресором
1.23.	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_{ох} (T_k - T_{w1})$	315,34	Температура повітря в ресивері
1.24.	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$	356,51	Температура повітря на початку стиску

1.25.	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$	0,8108	Коефіцієнт наповнення циліндру
1.26.	G , кг/с	$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi)$	5,41	Масовий розхід повітря
1.27.	Q , м ³ /с	$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{G \cdot R \cdot T_{0n}}{P_{0n}}$	4,49	Об'ємний розхід повітря
1.28.	N_e , кВт	$N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot \phi_a}$	2735	Потужність двигуна
1.29.	P_e , Па	$P_e = \frac{3,6 \cdot P_s \cdot \eta_n}{R \cdot g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot T_s}$	1,86	Середній ефективний тиск циклу

З урахуванням витрати повітря $Q=4,49$ м³/с та ступеня підвищення тиску $\Pi_k=3,56$ визначаємо положення робочої точки компресора-прототипу в координатах Π_k – Q . Таким координатам відповідає турбокомпресор типорозміру ТК-50, відповідно він і буде турбокомпресором-прототипом з розміром зовнішнього діаметра колеса у $D_2=0,50 \cdot (1 \pm 0,06)$ м $\approx (0,50 \pm 0,05)$ м, який повинен забезпечити для МОД 8ДКРН 26/98 потрібну витрату повітря $G=5,41$ кг/с з $\Pi_k=3,56$. При цьому такі параметри агрегату наддуву забезпечать потужність ГД $N_e=2735$ кВт, а також середній ефективний тиск циклу $P_e=1,86$ МПа.

4.3. Розрахунок окружної швидкості U_2

Окружна швидкість U_2 є параметром, що перш за все, дає змогу оцінити умови енергопостачання компресорного ступеня. Рівняння Ейлера вказує на те, що окружна швидкість визначає повну внутрішню роботу L_i , яку компресорна частина ТК виконує над кожною часткою маси повітря. Внутрішня робота у свою чергу, має зв'язок з Π_k досить складною залежністю, які не є зручною для виконання розрахунків та може дати результат тільки після здійснення повного розрахунку всіх елементів ступеня компресора. Однак є спрощена залежність яка пов'язує між собою такі параметри, як – Π_k , U_2 та L_i . Наявність втрат енергії в газодинамічних процесах на усьому шляху потоку повітря по робочому тракту компресорного

ступеня при використанні спрощеної формули можна врахувати за допомогою адіабатного коефіцієнта напору насоса $\bar{H}_K$. Цей коефіцієнт обирається приблизно та дає змогу використовувати приблизну залежність, що пов'язує зазначені вище параметрами. Також варто відзначити, що спрощена залежність використовує адіабатну роботу компресорного щабля $L_{ад}$ замість повної внутрішньої роботи компресора L_i . Таким чином, приблизне значення U_2 може бути досить легко встановлене (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Визначення U_2

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
2.1.	$\bar{H}_K$	$\bar{H}_K = f(D_2)$	1,42	Коефіцієнт напору компресора
2.2.	$L_{ад}$, Дж/кг	$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	126472,5	Адіабатна робота компресорної ступені
2.3.	u_2 , м/с	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{\bar{H}_K}}$	422,05	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Визначена окружної швидкості U_2 дає змогу встановити потрібний кут входу потоку у робоче колесо компресорної частини ТК, а також швидкість перед ним.

4.4. Вхідна ділянка компресора

Вхідною ділянкою прийнято називати ще вхідним патрубком, що досить часто поєднують із шумоглушником, а також встановленим повітряним фільтром. На турбокомпресорі-прототипу ТК-50 є вхідний патрубок, який має конусоподібний тип.

Тоді метою проведення розрахунку цієї частини агрегату є встановлення зміни основних параметрів повітря на виході з цієї ділянки, а також отримання її розмірів.

Визначаються температура потоку, його тиск та швидкість. Розрахунок цих параметрів подано нижче у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Параметри потоку вхідної ділянки

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
3.1.	$\bar{C}_m$		0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
3.2.	C_a , м/с		30	Швидкість повітря на вході
3.3.	C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
3.4.	C_1 , м/с	$C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$	126,6	Швидкість повітря перед колесом компресора
3.5.	T_a , К	$T_a = T_0 + (2 \dots 5)K$	295	Температура після глушника
3.6.	T_1 , К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	287,5	Температура повітря перед колесом
3.7.	P_a , Па	$P_a = (0,97 \dots 0,99) \cdot P_0$	100287	Тиск після глушника
3.8.	n_1		1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
3.9.	P_1 , Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$	91460,0	Тиск повітря перед колесом

Надання вхідному патрубку форми конфузору забезпечує мінімальні значення втрат енергії потоком та рівномірність поля швидкостей на вході у робоче колесо компресорної частини ТК. Завдяки звуженню каналу вздовж потоку повітря отримує певне прискорення вздовж осі.

Відповідно до результатів представлених у табл. 4.3, після проходження вхідної ділянки температура і тиск знизяться і становитимуть $T_1 = 287,5$ К, $P_1 = 91,46$ кПа відповідно, швидкість повітря при цьому навпаки збільшиться майже у чотири рази і набуде значення $C_1 = 126,6$ м/с.

4.5. Розрахунок параметрів робочого колеса

Робоче колесо компресорної частини ТК є фактично його основним елементом, завдяки якому повітряю надається кінетична енергія. У прототипі ТК-50 встановлено напіввідкрите робоче колесо тип – радіальна зірка. Колесо складається робочих лопаток та поєднаного з ними в осьовій частині спрямляючого апарату, який ще має назву – обертаючий спрямляючий апарат (ОСА). ОСА обертається разом з робочим колесом. Робочі лопатки конструктивно виконані у вигляді плоских закріплених радіальних пластин. На даному етапі розрахунків потрібно вста-

новити оптимальні розміри ОСА для забезпечення правильного режиму течії повітря й визначення кінцевих його параметрів за колесом. Відповідні розрахунки проведено та представлено у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Розрахунок параметрів робочого колеса

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
4.1.	D_2 , м		0,5	Зовнішній діаметр колеса компресора
4.2.	D_0 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,17	Діаметр втулки колеса компресора
4.3.	$\alpha_{ТВ}$		0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
4.4.	φ_{2r}	$\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$	0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
4.5.	z_k		13	Число лопаток робочого колеса компресора
4.6.	ρ_1	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	1,1085	Густина повітря перед входом в колесо
4.7.	f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,0385	Площа на вході в колесо
4.8.	D_H	$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,2792	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
4.9.	a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,558	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
4.10.	D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}$	0,2312	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
4.11.	μ	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,8299	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
4.12.	T_2 , К	$T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{em}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	377,74	Температура повітря за колесом компресора
4.13.	η_2		0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
4.14.	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2$	3,10	Комплекс $\frac{n_2}{n_2 - 1}$
4.15.	P_2 , Па	$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	212964,43	Тиск повітря за колесом компресора
4.16.	β_{11}	$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right)$	33,0	Кут входу потоку повітря в колесо компресора

4.17.	i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
4.18.	β_{1L}	$\beta_{1L} = \beta_{11} + i_1$	35,0	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
4.19.	$\delta_1, \text{м}$		0,0003	Товщина лопаті на входів колеса
4.20.	τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1L}}$	0,995	Коефіцієнт захарашення потоку повітря на вході в ОСА
4.21.	$C_1^1, \text{м/с}$	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	127,21	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захарашення
4.22.	β_{11}^1	$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$	33,1	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарашення лопатками ОСА
4.23.	β_{1H}	$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H} \right)$	28,4	Кут входу потоку на діаметрі D_H
4.24.	β_{10}	$\beta_{10} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0} \right)$	41,6	Кут входу потоку на діаметрі D_0
4.25.	$w_{1H}^1, \text{м/с}$	$w_{1H}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$	267,8	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
4.26.	$w_{11}^1, \text{м/с}$	$w_{11}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$	232,9	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
4.27.	λ_{Hw}	$\lambda_{Hw} = \frac{w_{1H}^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}$	0,85	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
4.28.	$C_{2u}, \text{м/с}$	$C_{2u} = \mu \cdot u_2$	350,28	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
4.29.	$C_{2r}, \text{м/с}$	$C_{2r} = \phi_{2r} \cdot u_2$	147,72	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
4.30.	$C_2, \text{м/с}$	$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$	380,15	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
4.31.	α_2	$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right)$	22,87	Кут потоку повітря на виході з колеса
4.32.	M_{C2}		0,972	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
4.33.	$\rho_2, \text{кг/м}^3$	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	1,964	Густина повітря на виході з колеса
4.34.	$b_2, \text{м}$	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,012	Ширина колеса на виході
4.35.	$w_2, \text{м/с}$	$w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}$	164,23	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
4.36.	$\hat{w}$		0,71	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

Згідно результатів розрахунку температура повітря у колесі підвищилася до 377,74 К, а тиск до 212,96 кПа. При цьому швидкістю потоку повітря зростає до 350,28 м/с, що майже у три рази більше ніж перед входом на цю ділянку ступеня. Отримані розміри зовнішнього та середньо квадратичного діаметрів колеса та деякі інші параметри меридіанного перетину (табл.4.4) цілком дозволяють виконати його креслення при кресленні повздовжнього розрізу ТК (складальне креслення).

4.6. Ділянка безлопаткового дифузора

Для зниження і вирівнювання швидкості потоку на вході у лопатковий дифузор (ЛД) між колесом й ЛД виконуються певний кільцевий простір, який має радіальний зазор та паралельні чи ні стінки, що прийнято називати безлопатковим дифузором, скорочено – БЛД.

Течія повітря у БЛД дуже складна, так як основна маса рухається за спіралеподобною траєкторією. При цьому така складна траєкторія ще характеризується змінним кутом між швидкостями абсолютною й нормаллю до радіуса.

Як і у попередніх етапах розрахунків завданням розрахунку БЛД є визначення його розмірів та встановлення кінцевих параметрів повітряного потоку. Відповідні розрахунки БЛД проведено та представлено у таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Розрахунок параметрів ділянки безлопаткового дифузору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
5.1.	D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,6	Діаметр на виході з БЛД
5.2.	y		0,8	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
5.3.	b_3 , м	$b_3 = y \cdot b_2$	0,009	Ширина БЛД на виході
5.4.	η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
5.5.	k_{n3}	$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3$	2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
5.6.	n_3	$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

5.7.	$C_3^{(1)}, \text{ м/с}$	320	288,51	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
5.8.	$T_3, \text{ К}$	$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	408,23	Температура потоку повітря за БЛД
5.9.	$P_3, \text{ Па}$	$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3-1}}$	263660,2	Тиск повітря за БЛД
5.10.	$\rho_3, \text{ кг/м}^3$	$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$	2,250	Густина повітря на виході з колеса
5.11.	$\lambda_{\text{БЛД}}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
5.12.	α_3	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg\alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2\alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} \times \\ &\times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \end{aligned} \right\} \right]$	27,75	Кут виходу потоку повітря з БЛД
5.13.	$C_3, \text{ м/с}$	$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	288,51	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
5.14.	M_{C3}	$M_{C3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$	0,71	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

Число Маха для потоку за БЛД не $M_{C3}=0,71$ не перевищує обмежень у 0,80...0,85. БЛД має довжину у 50 мм, а співвідношення $D_3/D_2 = 1,2$ (не перевищує 1,16...1,20), що є достатнім для структурування й вирівнювання потоку.

4.7. Лопатковий дифузор

Лопатковий дифузор встановлюється відразу за ділянкою БЛД для здійснення перетворення кінетичної енергії в потенційну (збільшення тиску). Лопатки дифузору спрямовують потік забезпечуючи зростання кута α_2 на виході. Це надає можливість значно скоротити шлях переміщення потоку порівнюючи з шляхом у БЛД тотожної радіальної довжини. Однак це призводить до збільшення відношення площин перетину входу та виходу, що є нормальними до лінії потоку. В цьому випадку збільшення диффузорності не сприяє появі більших газодинамічних втрат Також варто відзначити, що поява лопаток позитивно впливає на режим течії, а само стримуючи виникнення відривів потоку. Виправданість встановлення ЛД цілком залежить від двох наступних факторів:

- значення кута α_2 ;
- умов роботи компресора.

Так, при зменшенні α_2 відстань переміщення потоку повітря у дифузорі однакового розміру, але без встановлення у ньому лопаток, буде швидко зростати в порівнянні з відстанню переміщення в ЛД. Таким чином доцільність ЛД значно зростає (ЛД ефективний у разі $\alpha_2 \leq 20^\circ$).

Для максимальної ефективності ЛД потрібно виконати його оптимізацію, а саме:

- вибір кількості лопаток z_d ;
- визначення кутів установки лопаток відповідно на вході й виході $\alpha_{3л}$, $\alpha_{4л}$;
- визначення співвідношенням D_4/D_2 і b_4/b_3 .

Оптимізація повинна забезпечити швидкість потоку на виході, приблизна таку же саму, що й на вході при деякому збільшенні тиску. Відповідні розрахунки ЛД проведено та представлено у таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Розрахунок ЛД

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
6.1.	δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
6.2.	D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону	0,9	Діаметр на виході з ЛД
6.3.	b_4 , м	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m$	0,025	Ширина дифузору на виході
6.4.	i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
6.5.	$\alpha_{3л}$	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	27,75	Кут установки лопатки ЛД на вході
6.6.	$\Delta\alpha$		15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
6.7.	$\alpha_{4л}$	$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha$	42,75	Кут установки лопатки ЛД на виході
6.8.	k_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
6.9.	α_4	$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin \alpha_{4л}}{k_a}\right)$	35,13	Кут виходу потоку з ЛД
6.10.	η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
6.11.	$\frac{n_4}{n_4 - 1}$	$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$	2,92	Комплекс

6.12.	$\frac{1}{n_4 - 1}$	$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1$	1,92	Комплекс
6.13.	$T_4^{(1)}, \text{K}$	420	448,45	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
6.14.	$C_4, \text{м/с}$	$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin a_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	48,82	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
6.15.	T_4, K	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	448,45	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
6.16.	$z_{\text{л}}$	13,17,19,23,29,31,35	35	Число лопаток дифузору
6.17.	$z_{\text{к}}/z_{\text{л}}$		0,37	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
6.18.	$\delta_3, \text{м}$		0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
6.19.	$\delta_4, \text{м}$		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
6.20.	τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{\text{л}}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3\text{Л}}}$	0,880	Коефіцієнт захарашення на вході в ЛД
6.21.		$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{л}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4\text{Л}}}$	0,982	Коефіцієнт захарашення на виході в ЛД
6.22.	f	$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	5,08	Дифузорність ЛД
6.23.	α_{CP}	$\alpha_{\text{CP}} = \frac{\alpha_{4\text{Л}} + \alpha_{3\text{Л}}}{2}$	35,25	Середній кут установки лопатки в ЛД
6.24.	δ	$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3\text{Л}}}{D_3 \cdot Z_{\text{л}}}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{\text{CP}} \right)$	7,28	Кут розкриття еквівалентного дифузору
6.25.	$P_4, \text{Па}$	$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	347022,39	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
6.26.		$\left \frac{P_{\text{к}} - P_4}{P_{\text{к}}} \right \leq 0,05$	0,038	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
6.27.	$R_{\text{л}}, \text{м}$	$R_{\text{л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4\text{Л}} - D_3 \cdot \cos a_{3\text{Л}})}$	0,866	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
6.28.	$R_{\text{ц}}, \text{м}$	$R_{\text{ц}} = \sqrt{R_{\text{л}}^2 + R_3^2 - R_{\text{л}} \cdot D_3 \cdot \cos a_{3\text{Л}}}$	0,616	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
6.29.	$\rho_4, \text{кг/м}^3$	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	2,696	Густина повітря за ЛД

4.8. Розрахунок завитки

Завитка у ТК необхідна для збирання повітря, що надходить із попередньої ділянки (кільцевої щілини). Кожен перетин повітряної завитки забезпечує середнє інтегральне значення швидкості потоку, що відповідає швидкості повітряного по-

току на виході з дифузора. Саме тому зміни тиску в завитці не відбудеться. Тобто завитка працює лише збірником потоку повітря. У цьому пункті розрахунків компресора визначаються конструктивні параметри завитки, а також остаточні параметри потоку повітря на виході з компресорної частини ТК. Відповідні розрахунки повітряної завитки проведено та представлено у таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Розрахунок повітряної завитки компресору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
7.1.	ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
7.2.	A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку в завитці
7.3.	C_5 , м/с	$C_5 = C_4 \cdot A$	47,85	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
7.4.		$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right \leq 0,03$	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
7.5.		Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці		
7.6.	η_5	$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2}$	0,000	ККД завитки
7.7.	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5$	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
7.8.	P_5 , Па	$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{C_4^2}{2 RT_4}}$ при постійній швидкості $P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$ при змінній швидкості	346380,2 7	Тиск повітря за завиткою
7.9.		$\left \frac{P_K - P_5}{P_K} \right \leq 0,05$	0,040	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
7.10.	T_5 , К	$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$	448,50	Температура потоку повітря на виході з завитки
7.11.	f_5 , м ²	$f_5 = \frac{GRT_5}{P_5 C_5}$	0,0420	Площа завитки на виході
7.12.	D_5 , м	$D_5 = \sqrt{\frac{4f_5}{\pi}}$	0,2313	Діаметр виходу завитки

Згідно з розрахунковими даними повітряна завитка компресора агрегату наддуву для МОД 8ДКРН 26/98 має сталу швидкість, а відповідно тому температура потоку на виході буде фактично тією же, що і на вході.

4.9. Параметри роботи компресора

Відповідні розрахунки параметрів роботи компресора агрегату наддуву для МОД 8ДКРН 26/98 проведено та представлено у таблиці 4.8. Визначаються такі параметри, як: адіабатний ККД, потужність та оберти.

Таблиця 4.8 – Розрахунок адіабатного ККД, потужності та обертів ротору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
8.1.	$\eta_{ад}$	$\eta_{ад} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$	0,834	Адіабатний ККД компресора
	η_m	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
8.2.	N_K , кВт	$N_K = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}$	881,73	Потужність приводу компресора
8.3.	n_{mk} , об/хв	$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$	16121	Частота обертів ротора турбокомпресора

4.10. Опис нового агрегату наддуву

Корпус турбокомпресора типу ТК-50 (рис. 4.2) складається з трьох основних вузлів – корпусу компресора, газовипускного корпусу, корпусу турбіни, які з'єднані між собою фланцями і центруються посадковими буртами. Складання корпусів можна здійснювати за різних взаємних положень через кожні 30°. Корпус турбіни виконується литим із чавуну і має один газоприймальний отвір. Корпус компресора також литий, виготовляється з чавуну. У турбінному і газовипускному корпусах розташовані порожнини для циркуляції охолоджувальної води.

Ротор спроектованого ТК-50 забезпечений зварним валом, що складається з диска і двох напіввалів. Робочі лопатки турбіни кріпляться до диска за допомогою зварювання.

Колесо компресора ТК-50 насаджено на вал на шліцах і закріплено гайкою. На тильному боці колеса компресора є лабіринтові ущільнення, що перешкоджають витоку повітря з компресора.

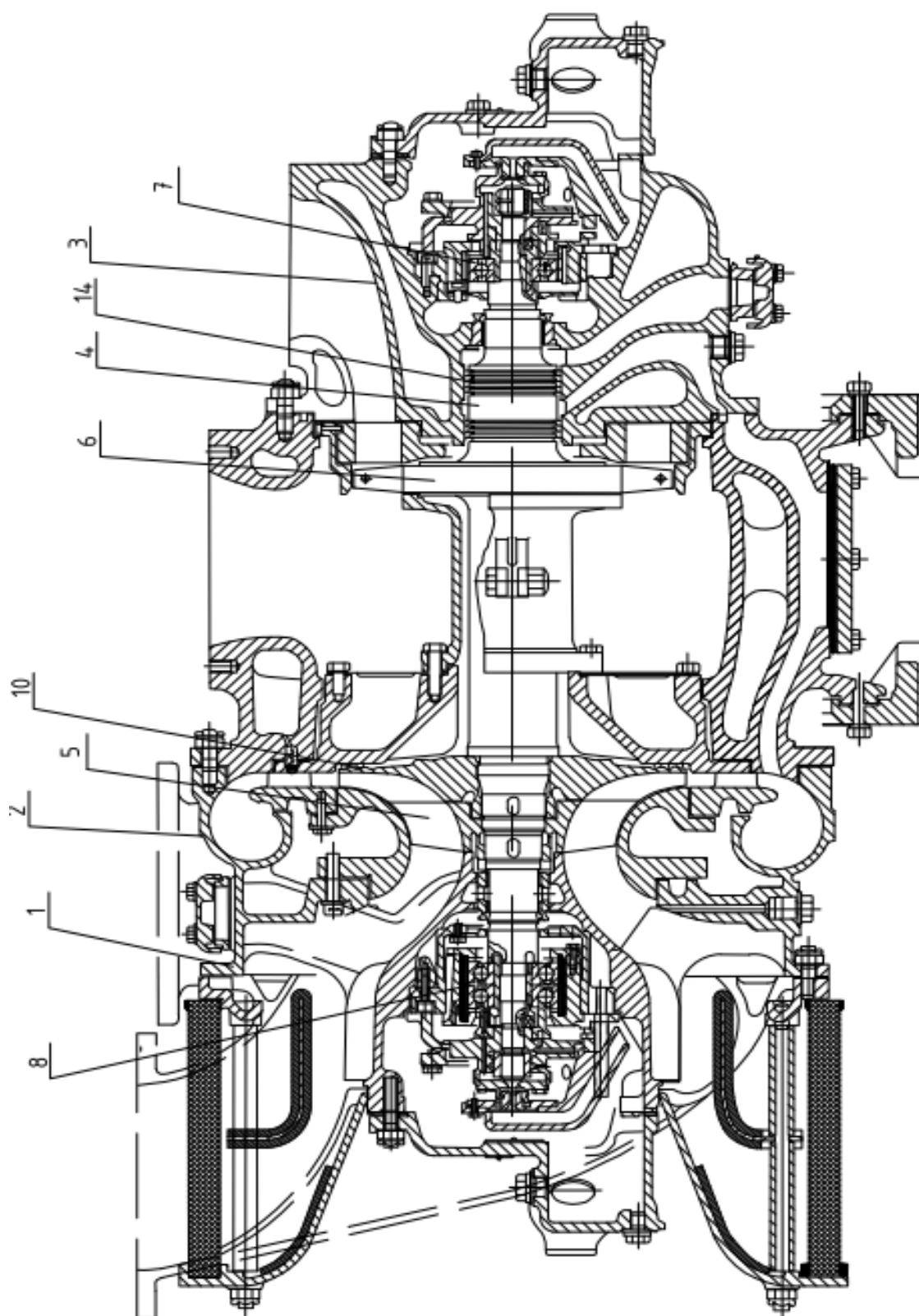


Рисунок 4.1– Спроектований турбокомпресор ТК-50 МОД 8ДКРН 26/98

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227зст.24.01.04.ПЗ

Аркуш

Турбіна і компресор відокремлені від порожнин опорно-упірних і опорних підшипників лабіринтовими ущільненнями, утвореними завальцьованими в ротор гребінцями і бронзовими втулками, запресованими в корпус ТК. Щоб уникнути потрапляння змащувального масла з підшипника в компресор, у канавках ротора додатково встановлюють два пружних кільця.

До лабіринту з боку компресора через свердління в корпусі підведено повітря з надлишковим тиском, що запобігає появі розрідження в порожнині підшипника і винесенню змащувального масла в компресор. По свердліннях у середньому корпусі та корпусі турбіни повітря надходить також у порожнину між колесом турбіни і лабіринтами, що сприяє охолодженню ротора і перешкоджає прориву гарячих газів у порожнину підшипника.

Між турбіною і компресором є теплоізолююча перегородка, а вал ротора закритий від тепловипромінювання екраном. Перегородка й екран виконані у вигляді роз'ємного кожуха, який збирають разом із торцевим лабіринтом колеса компресора на роторі, і разом з останнім монтують у корпус.

Сопловий апарат складається із зовнішнього і внутрішнього кілець, між якими встановлені лопатки; соплові лопатки фіксуються у внутрішньому кільці шипами. Сопловий апарат кріпиться до корпусу турбіни болтами, що проходять через внутрішнє кільце.

Підшипники турбокомпресора ТК-50, розташовані на кінцях ротора. Вони складаються зі сталевих корпусів із запресованими втулками з високоолов'янистої бронзи. У корпусах підшипників є канали, якими через штуцери під тиском підводиться масло від системи змащення дизеля. Підшипник з боку компресора сприймає осьові зусилля і конструктивно відрізняється від підшипника з боку турбіни.

Основні матеріали, що застосовуються для турбін ТК за температури газу перед турбіною $T_T^* \leq 600^\circ\text{C}$, такі: для дисків турбіни – EI437Б, для робочих лопаток – EI765Л, для соплових лопаток – 1X18Н9ТЛ. Тривала міцність цих сталей за різних температур, отримана на підставі даних випробувань протягом 10 тисяч го-

					КРБ.142.2227зст.24.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дин, та характеристики алюмінієвого сплаву, що застосовується для компресорних коліс і корпусів.

4.11. Висновки до розділу

На базі проведених у даному розділі розрахунків компресорного ступеня було отримано необхідні конструктивні розміри нового агрегату наддуву для суднового МОД 8ДКРН 26/98, який застосовується у якості головного двигуна. Спроекований агрегат відповідає маркуванню ТК-50. Він має степінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,56$, ККД $\eta_{ад} = 0,834$ (що прийнятним для такого класу компресорів) та забезпечує потрібний розхід повітря для ГД у $G = 5,41$ кг/с. Температура повітря на виході з компресора становить $T_k = 448,5$ К (175,5 °С) за умов входу – $T_0 = 293$ К (20 °С). Новий турбокомпресор потребує потужності у 881,73 кВт та працює з частотою обертання ротору – 16121 об/хв.

					<i>КРБ.142.2227зст.24.01.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ДКРН 26/98

5.1. Розрахунок і розробка паливної системи

Паливна система на судні призначена для приймання, зберігання, перекачування, очищування, а також подачі палива до робочого циліндра двигуна.

Головний двигун 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC) може працювати на різних видах палива (рис. 5.1). Відповідно його паливна система має усі потрібні складові для забезпечення функціонування двигуна на дизельному і на важкому паливі. Паливна система працює наступним чином. З витратної паливної цистерни легке або важке паливо подається до одного з насосів прокачування, який спрямовує паливо під тиском у 0,4 МПа до підсистеми низького тиску.

Потім паливо подається до циркуляційного насосу з електричним приводом (одного з двох). Потім паливо проходить підігрівач, регулятор в'язкості, фільтр очищення, а потім поступає до паливного насосу високого тиску (ПНВТ). Відведені залишки палива від форсунок та ПНВТ через трубку вторинного палива перепускається назад на всмоктування циркуляційного паливного насосу.

Для забезпечення постійного тиску в головній паливній магістралі (на вході у ПНВТ) витрата та подача циркуляційного насоса обирається зі значним запасом, що значно перебільшує необхідну витрату палива дизелем. Також у системі, встановлено байпасний підпружинений клапан, який працює перепускним клапаном між входом у ПНВТ та зворотнім потоком палива. Таким чином забезпечується підтримка постійного тиску в приймальному трубопроводі палива.

Для підтримання рівномірного потоку підігрітого пального через ПНВТ і форсунки на всіх можливих навантаженнях (включаючи зупинку ГД), на виході з паливних форсунок розміщено золотник та дросельний отвір. Завдяки присутній циркуляції підігрітого пального, його робоча температура може підтримуватися на потрібному рівні перед ПНВТ та форсунками навіть при зупиненому двигуні. Таким чином відпадає потреба переходу на легке дизельне паливо при заходах судна у порти.

					КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

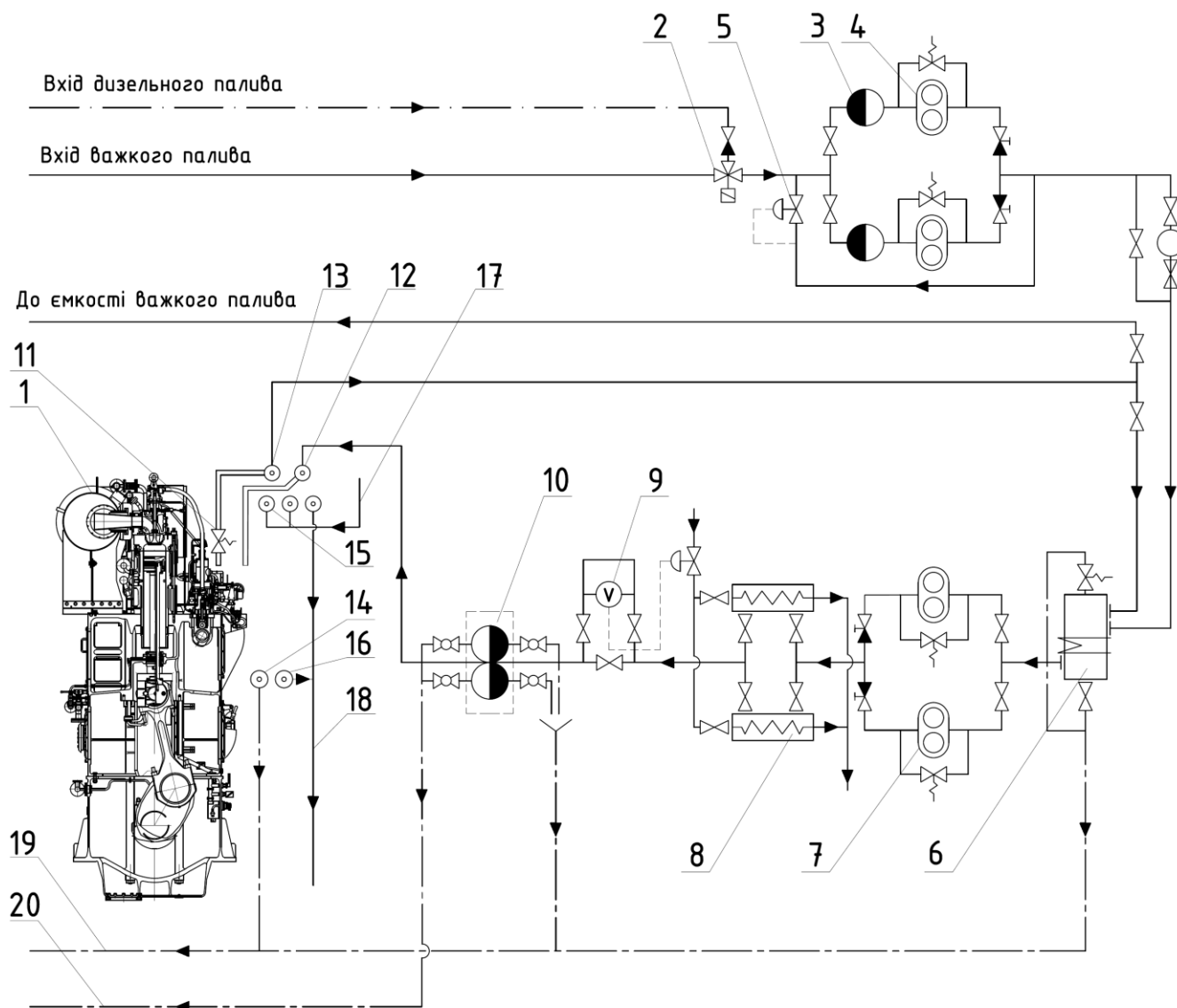


Рисунок 5.1 – Паливна система МОД 8ДКРН 26/98:

1 – ГД 8ДКРН 26/98; 2 – клапан триходовий з дистанційним чи ручним керуванням; 3 – фільтр паливний з підігрівом; 4 – насос для прокачки пального; 5 – клапан регулювальний; 6 – паливний змішувач, з ізоляцією та підігрівом; 7 – насос для підкачування палива; 8 – підігрівач палива кінцевий; 9 – вискозіметр палива; 10 – фільтр для забезпечення тонкого очищення палива; 11 – клапан регулювальний; 12 – подача до ПНВТ; 13 – вихід пального з ГД; 14 – відведення протічок пального; 15 – підігрівач впускних паливних трубопроводів; 16 – підігрівач випускних паливних трубопроводів; 17 – паропровід підігріву; 18 – дренажний паливний трубопровід; 19 – відвід палива до зливної ємності; 20 – відведення до дренажної системи нафтовмісних стоків

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ

Аркуш

У разі довготривалої зупинки потрібно відімкнути циркуляційний насос чи підігрівач пального, то з паливної системи дизеля попередньо необхідно злити важке паливо.

Підсистема подачі палива високого тиску містить ПНВТ (рис. 5.2) золотникового типу з VІТ-циліндром у якому регулюванням циклової доз здійснюється по кінцю подачі, а також дві голчасті форсунки (рис. 5.3) на кожен циліндр, які забезпечують одностороннє розпилювання та не мають охолодження. Конструкція паливної апаратури ГД 8ДКРН 26/98 дозволяє йому працювати на всіх можливих режимах експлуатації лише на залишкових високов'язких паливах, без застосування легкого дизельного палива.

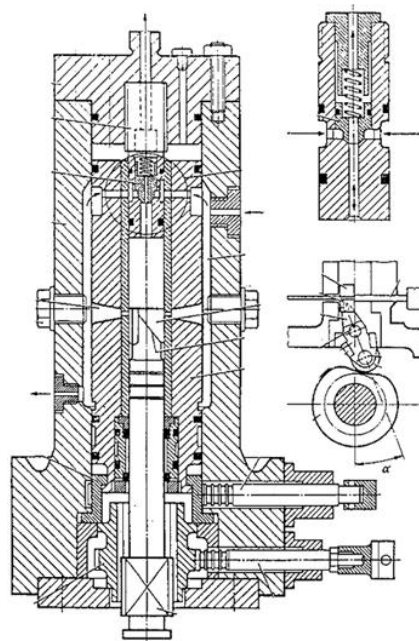


Рисунок 5.2 – Устрій ПНВТ двигуна 8ДКРН 26/98

З метою забезпечення потрібного очищення пального сепаратори важкого палива обладнані підігрівачами в яких воно може підігріватися до значень температури у 95...98 °С. З витратних цистерн важкого або легкого пального воно подається через триходовий кран до насосів живлення, а далі перекачується у резервуар з якого завдяки циркуляційним насосам подається до підігрівачів. Підігрівачі палива розраховані на те щоб один з них міг би задовольнити стовідсоткову потребу.

					КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

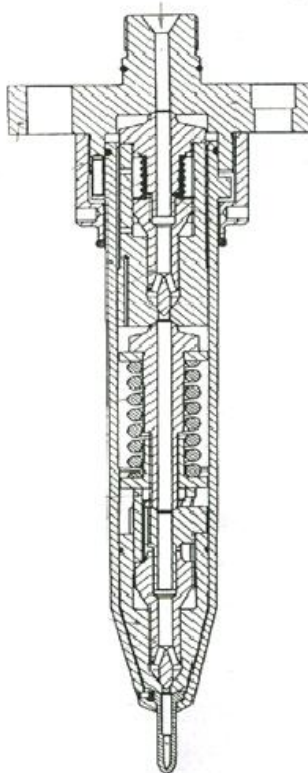


Рисунок 5.3 – Устрій голчастої форсунки двигуна 8ДКРН 26/98

В'язкість палива підтримується на потрібному рівні завдяки регулюванню температури подачею пари до паливних підігрівачів. Після підігріву паливо надходить до автоматичного фільтру, що забезпечує тонке очищення перед паливною апаратурою дизеля (ПНВТ, форсунки). У кожного ПНВТ є трубка повернення палива. Ця трубка відводить паливо у головний трубопровід зворотнього палива, а звідки у деаераційний резервуар. У цьому резервуарі знаходиться суміш чистого палива з витратної цистерни та підігрітого зворотного від двигуна.

Фільтр очищення палива (рис. 5.4) призначений для запобігання можливого забруднення паливного обладнання різними частинками, які знаходяться у звичайному стані, а також попадання до порожнини насоса різних випадкових крупних елементів, що можуть призвести до руйнування. Такі фільтри називають – фільтрами грубої очистки (ФГО для частинок розміром більше ніж 40 мкм). Їх розміщують відразу біля забору пального. Для видалення із палива дрібних (для домішок розміром більше ніж 6 мкм) абразивних частинок застосовують фільтри тонкої очистки (ФТО).

					КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

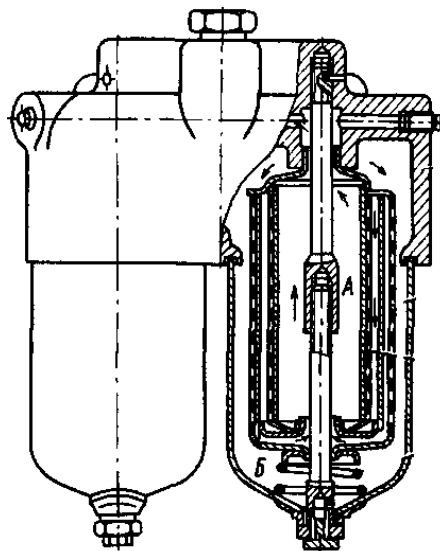


Рисунок 5.4 – Устрій паливного фільтра двигуна 8ДКРН 26/98

Розрахунок паливної системи ГД 8ДКРН 26/98 виконується у табличній формі (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Розрахунок основних параметрів паливної системи ГД 8ДКРН 26/98

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення або вибору	Значення
1	Питома витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	З розрахунку циклу	0,176
2	Потужність двигуна	N_e , кВт	Вихідні дані	2720
3	Частота обертання	n , об/хв	Вихідні дані	212
4	Кількість циліндрів	i	Вихідні дані	8
5	Циклова подача палива	$g_{ц}$, кг/цикл	$g_{ц} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{дв} i}$	0,002352
6	Коефіцієнт тактності	τ	—	1
7	Морський коефіцієнт запасу палива	K_m	1,1...1,2	1,1
8	Час ходового режиму	τ_x , год	—	20
9	Запас палива	$G_{п}$, т	$G_{п} = [K_m \cdot g_e \cdot N_e \cdot \tau_x] \cdot 10^{-3}$	10,536
10	Щільність палива	$\rho_{п}$, кг/м ³		860
11	Коефіцієнт захаращення цистерни	K_1	1,01...1,05	1,01
12	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм витратної цистерни	K_2	1,03...1,05	1,03
13	Ємність витратної цистерни	V , м ³	$V = (G_{п} / \rho_{п}) K_1 K_2 \cdot 10^3$	12,74
14	Коефіцієнт запасу подачі палива	K_3	1,5...2,0	1,5
15	Продуктивність насоса підкачки палива	$W_{пн}$, м ³ /год	$W_{пн} = K_3 N_e g_e / \rho_{п}$	0,835
16	Тиск нагнітання насоса підкачки	p , МПа	—	0,5

	ки палива			
17	Коефіцієнт запасу потужності	K_4	$1,1 \dots 1,5$	1,1
18	КПД поршневого насосу підкачки палива	η	$0,6 \dots 0,7$	0,7
19	Потужність привода насоса підкачки палива	N , кВт	$N = W_{\text{пн}} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta)$	0,1822
20	Швидкість фільтрації	$v_{\text{т}}$, м/с	—	0,02
21	Коефіцієнт живого перетину	$K_{\text{ж.п.}}$	$0,2 \dots 0,3$	0,2
22	Площа поверхні фільтруючих елементів	$F_{\text{ф}}$, м ²	$F_{\text{ф}} = W_{\text{пн}} / (3600 v_{\text{т}} K_{\text{ж.п.}})$	0,05798
23	Добова витрата	$B_{\text{д}}$, кг/доба	$B_{\text{д}} = g_e \cdot N_e \cdot 24$	$11,5 \cdot 10^3$
24	Кількість сепараторів	$n_{\text{с}}$	—	1
25	Хас роботи сепаратора	$\tau_{\text{с}}$, год	$8 \dots 12$	12
26	Пропускна здатність сепаратора	$W_{\text{п.с.}}$, м ³ /год	$W_{\text{п.с.}} = B_{\text{д}} / (\rho_{\text{п}} n \tau)$	1,113
27	Геометрична тривалість упорскування палива	$\varphi_{\text{г}}$, град	—	18
28	Середня швидкість плунжера	$C_{\text{м}}$, м/с	$1,0 \dots 1,2$	1,2
29	Хід плунжера ПНВТ	$h_{\text{г}}$, мм	$h_{\text{г}} = C_{\text{м}} \cdot \varphi_{\text{г}} \cdot 10^2 / 6 \cdot \omega$	16,22
30	Коефіцієнт подачі плунжера	$h_{\text{л}}$	$0,7 \dots 0,9$	0,7
31	Питома вага палива	$\gamma_{\text{г}}$, г/см ³	—	0,85
32	Діаметр плунжера ПНВТ	$d_{\text{г}}$, мм	$d_{\text{г}} := 1,13 \sqrt{\frac{g_{\text{сmax}}}{h_{\text{г}} \cdot \gamma_{\text{г}} \cdot \eta_1}}$	38
33	Циліндрова потужність дизеля	$N_{\text{ц}}$, кВт	$N_{\text{ц}} = N_e / i$	340
34	Найбільша циклова подача	$g_{\text{цmax}}$ г/цикл	$g_{\text{цmax}} = 1,25 \frac{g_e N_{\text{ец}}}{60 n_{\text{дв}} Z}$	0,00588
35	Час упорскування палива	τ , с	$\tau = \varphi_{\text{г}} / 6 \cdot n$	0,014
36	Середні тиски палива у циліндрі	$P_{\text{п}}$, МПа	—	21
37	Середні тиски газів у циліндрі	$P_{\text{г}}$, МПа	—	28
38	Коефіцієнт витікання палива із соплових отворів	$\mu_{\text{с}}$	$0,6 \dots 0,9$	0,9
39	Середня умовна швидкість упорскування	$v_{\text{п}}$, м/с	$v_{\text{п}} = \mu_{\text{с}} \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{P_{\text{п}} - P_{\text{г}}}{\rho_{\text{ц}}}}$	605,97
40	Сумарна площа соплових отворів	$f_{\text{с}}$, м ²	$f_{\text{с}} = g_{\text{сmax}} / v_{\text{п}} \cdot \tau \cdot 10^2$	$6,857 \cdot 10^{-6}$
41	Кількість соплових отворів	$i_{\text{с}}$	—	3
42	Діаметр соплового отвору	$d_{\text{с}}$, м	$d_{\text{с}} = 1,13 \cdot \sqrt{f_{\text{с}} / i_{\text{с}}}$	0,001708
43	Довжина соплового отвору	$l_{\text{с}}$, м	$l_{\text{с}} = (3 \dots 4 \dots 4) d_{\text{с}}$	0,0036

5.2. Розрахунок і розробка масляної системи

Масляна система головний двигун 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC) забезпечує подавання масла у всі третю частини ГД для зменшення втрат потужності на тертя, зношування деталей (що впливає на ресурс його роботи), а також для част-

					КРБ.142.2227 зм.24.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кового відведення з маслом теплоти і продуктів зношування, що виникають у наслідок терті.

Система циркуляційного змащення двигуна, поєднана з системою охолодження поршнів ГД та обслуговується масляним насосом який живиться від електродвигуна. Масло для змащення КШМ, упорного підшипника, відсіку приводів, розподільчих валів ПНВТ та випускних клапанів подається по трубопроводу під тиском у 0,18 МПа. Тиск забезпечується редукційним клапаном. З масляного піддону дизеля масло через патрубок зтікає в стічну цистерну. Для МОД 8ДКРН 26/98 рекомендовано температуру масла на вході – 40...45 °С, а на виході – 46...52 °С.

Для змащення циліндрових втулок на ГД встановлено лубрикатори (рис. 5.5) з приводом від розподільчого валу ПНВТ. Масло до лубрикаторів подається під значним тиском від насосів змащення циліндрів, що зображені на рис. 5.6. Масло спрямовується по масляних відводах, які подають масло на поверхню циліндра у зону розташовану між першим та другим компресійними кільцями у разі положенні поршня двигуна у НМТ.

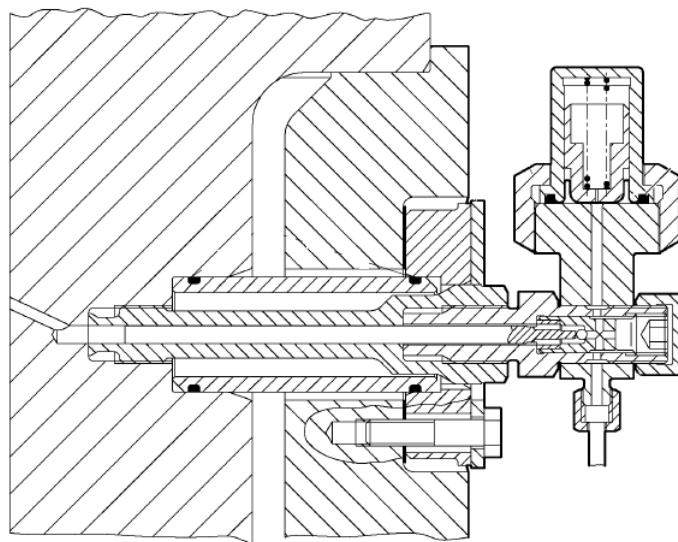


Рисунок 5.5 – Устрій лубрикатора двигуна 8ДКРН 26/98

Змащення шпинделів та важелів випускних клапанів двигуна 8ДКРН 26/98 реалізовано від централізованої автономної системи змащення. Масляна система

					КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

приводів ПНВТ, випускних клапанів й демпферів з гідравлічним приводом штовхачів випускних клапанів також є автономною.

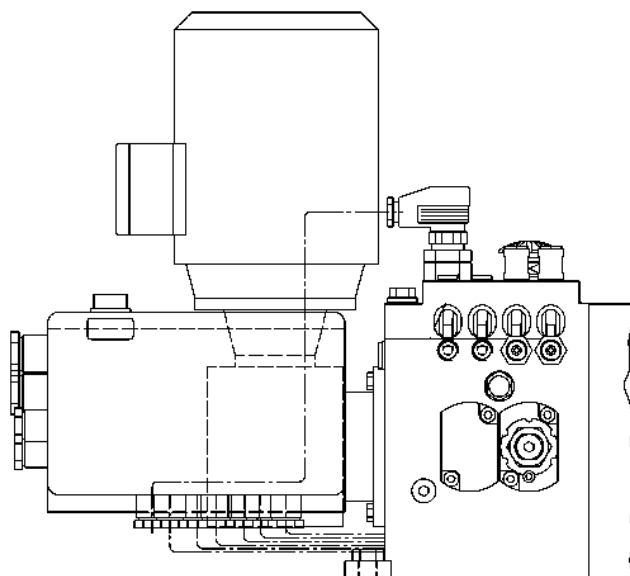


Рисунок 5.6 – Загальне компонування насосу змащення циліндрових втулок

Головний двигун 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC) має гравітаційно-циркуляційну масляну систему із так званим «сухим» картером. Така система притаманна усім мало- і середньообертовим судновим двигунам, що застосовуються у якості ГД. З обох кінців масляного піддону дизеля розташовано та з'єднано з ним дві труби для забезпечення зливу змащувального масла. Під самим дизелем розташовано ємність для зливу масла. Дренажні масляні труби – короткими з похилими кінцями. Загальний вигляд масляної системи ГД 8ДКРН 26/98 представлено на рис. 5.7.

У масляній системі ГД 8ДКРН 26/98 застосовано шестеренні насоси об'ємного типу (рис. 5.8). Робочими органами їх є шестерені. Принцип їх дії базується на перенесенні масла у западинах зубців при повороті шестерень з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Зубці, які знаходяться у зачепленні, відокремлюють порожнину всмоктування від нагнітання. Зубці насоса, що починають вступати у зачеплення в порожнині нагнітання, витискують масло з западини між зубів і одночасно слугують ущільненням.

					КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

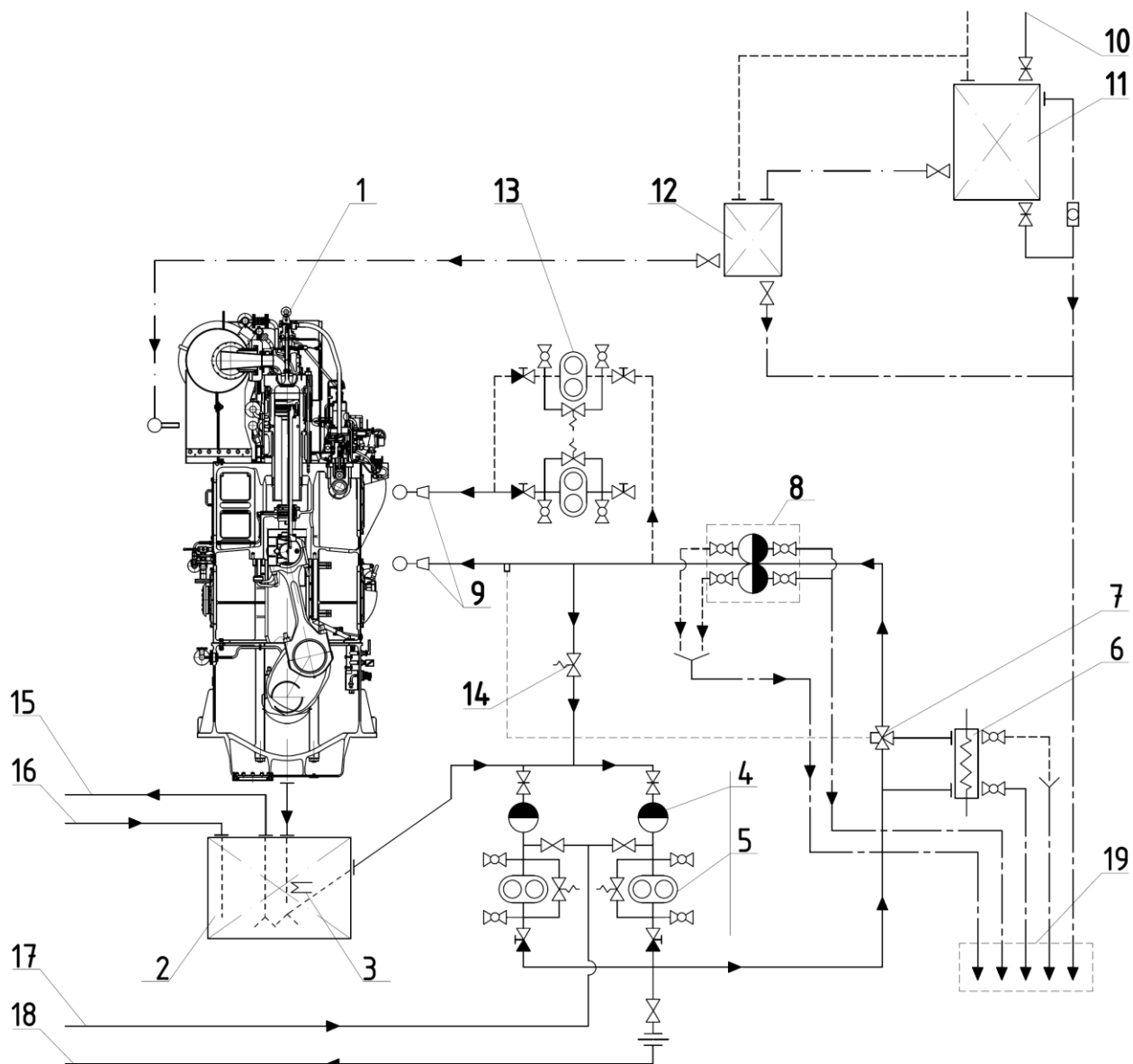


Рисунок 5.7 – Масляна система МОД 8ДКРН 26/98:

1 – ГД 8ДКРН 26/98; 2 – ємність для зливу змащувального масла; 3 – масляний підігрівач; 4 – фільтр всмоктування; 5 – насос для прокачування змащувального масла; 6 – МО; 7 – автоматичний клапан для забезпечення регулювання температури змащувального масла; 8 – фільтр очищення масла; 9 – вставка редукційна; 10 – вихід для з'єднання з палубою судна; 11 – ємність для зберігання змащувального масла; 12 – добова витратна цистерна; 13 – насос для змащення крейцкопфу КШМ; 14 – клапан для забезпечення регулювання тиску масла; 15 – підвід масла до сепаратору; 16 – відведення масла від сепаратору; 17 – підведення масла від ємності з чистим маслом; 18 – відведення масла у ємність брудного масла; 19 – злив масла до відстійної цистерни

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ

Аркуш

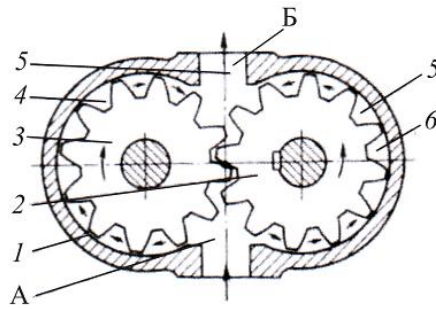


Рисунок 5.8 – Устрій шестеренного масляного насосу

1 – корпус; 2, 3 – шестерні; 4, 5, 6 камери – робочі;

A – всмоктування; *B* – нагнітання

На рис. 5.9 представлено загальний вигляд фільтрів очищення циркуляційного масла ГД 8ДКРН 26/98.

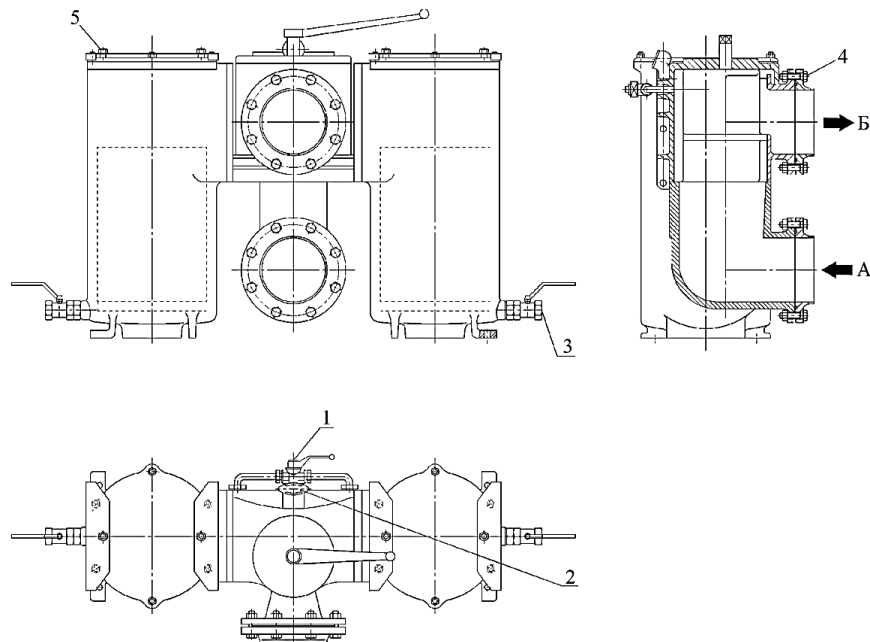


Рисунок 5.9 – Загальний вигляд двосекційного ФГО ГД 8ДКРН 26/98:

1 – кран для здійснення вирівнювання тиску; 2 – датчик тиску; 3 – кран дренажний; 4 – болти кріплення к фланцю; 5 – болти кришки;

A – патрубок вхідний; *B* – патрубок вихідний

Для нагрітого масла у системі передбачено масляний охолоджувач (МО), який за конструкцією є кожухотрубними (рис. 5.10). МО складається з циліндричного кожуху у середині якого встановлено трубний пучок.

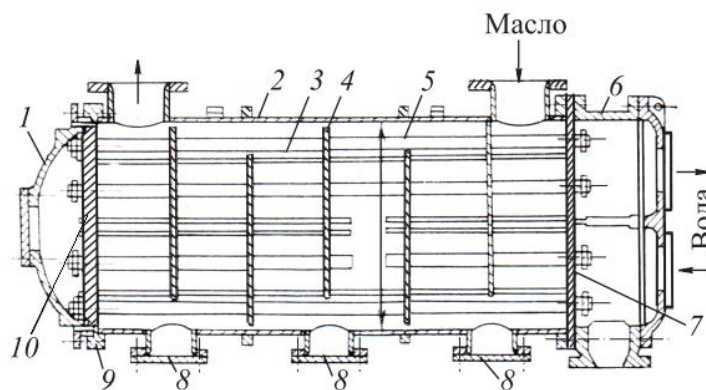


Рисунок 5.10 – Кожухотрубний МО:

1, 6 – фланцеві кришки; 2 – циліндричний кожух; 3 – трубки охолодження; 4 – перебірки сегментні; 5 – труби; 7, 10 – дошки трубні; 8 – зливні горловини із заглушками; 9 – ущільнення порожнин сальникове

Масляні трубопроводи у системі слугують для переміщення масла на відстані між різним обладнанням. Трубопроводи для зливу й приймання масла розміщені у різних кінцях, причому зливний патрубок має спеціальну фільтруючу сітку. Цистерни циркуляційного масла призначені для зберігання та розташування запасу масла в певному зручному місці. Цистерни зазвичай розміщують в другому дні судна з відділенням кофедрадами від днищевої обшивки. Дно цистерн циркуляційного масла виготовляють із наклоном до корми, де накопичується грязь та відстій, які періодично вичищають. Цистерна циркуляційного масла оснащена пристроями для виміру рівня, заповнення, осушування, вентиляції та підігріву, а також має горловини для огляду, очищення й ремонтування. Розрахунок масляної системи ГД 8ДКРН 26/98 виконується у табличній формі (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Розрахунок основних параметрів масляної системи ГД 8ДКРН 26/98

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення або вибору	Значення
1	Питома витрата масла ГД	g_m , г/(кВт·год)	Паспортні дані двигуна	0,8
2	Коефіцієнт морського запасу	K_m	1,1...1,2	1,1
3	Кількість масла в циркуляційній системі двигуна	$G_{сц}$, кг	—	6000
4	Кількість змін масла в системі за рейс	K	при $\tau_x / \tau_m \leq 1$ $K=1$; при $\tau_x / \tau_m > 1$ значення K округлюють до ближчого більшого	1

			числа	
5	Час ходу	τ_x , ГОД	—	1000
6	Термін служби масла згідно ТУ	τ_m , ГОД	—	10000
7	Основного запасу масла	$G_{цм}^д$, Т	$G_{цм}^д = K_m [g_m \cdot N_e \cdot \tau_x + G_{цн} \cdot (K+1)] \cdot 10^{-3}$	13,2
8	Густина масла	ρ_m , кг/м ³	—	870
9	Коефіцієнт, що враховує загромадження цистерни	K_1	1,02...1,05	1,02
10	Коефіцієнт «мертвого» об'єму цистерни	K_2	1,02...1,05	1,05
11	Ємність цистерни основного запасу	$V_{оз}$, м ³	$V_{оз} = \frac{G_{цм}^д}{\rho_m} \cdot K_1 \cdot K_2$	16,25
12	Коефіцієнт запасу подачі	K_v	1,2...1,5	1,5
13	Доля теплоти, що сприймає масло	$\alpha_{тр}$	0,4...0,45	0,45
14	Доля теплоти, що сприймає масло при охолодженні поршнів	$\alpha_{п}$	0,04...0,05	0,05
15	Теплоємність масла	c_m , кДж/(кг·К)	1,67...2,01	1,7
16	Різниця температур на виході та вході масла у двигун	Δt_m , К	$\Delta t_m = t_{2m} - t_{1m} = 5...8K$	7
17	Перепад температури масла	$\Delta t_{п}$, К	$\Delta t_{п} \approx 15K$	15
18	Теплота $Q_{тр}$	$Q_{тр}$, кДж/год	$Q_{тр} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{тр}$	$281,25 \cdot 10^3$
19	Теплота $Q_{п}$	$Q_{п}$, кДж/год	$Q_{п} = \alpha_{п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{н}^p$	$1022,07 \cdot 10^3$
20	Витрата масла для відводу $Q_{тр}$	W_1 , м ³ /год	$W_1 = \frac{Q_{тр}}{c_m \rho_m \Delta t_m}$	27,16
21	Витрата масла через поршні $Q_{п}$	W_2 , м ³ /год	$W_2 = \frac{Q_{п}}{c_m \rho_m \Delta t_{п}}$	46,07
22	Продуктивність масляного насоса	$W_{мн}$, м ³ /год	$W_{мн} = K_v \cdot (W_1 + W_2)$	109,85
23	Допустима швидкість масла для сітчастих фільтрів	v_m , м/с	0,01...0,02	0,02
24	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп}$	0,2..0,3	0,2
25	Площа фільтруючого елемента ФГО	$F_{фго}$, м ²	$F_{фго} = \frac{W_{пн}}{3600 \cdot K_{жп} \cdot v_m}$	7,63
26	Питома пропускна здатність матеріалу фільтруючого елемента	$g_{ф}$, м ³ /(м ² ·год)	1,5...2,0	2
27	Площі фільтруючого елемента ФГО	$F_{фго}$, м ²	$F_{фго} = \frac{W_{пн}}{g_{ф}}$	54,9
28	Температура масла на вході в МО	t_1 , К	—	363
29	Температура масла на ви-	t_2 , К	—	357

	ході з МО			
30	Температура заборотної води на вході в МО	t_1^3, K	—	305
31	Температура заборотної води на виході з МО	t_2^3, K	—	315
32	Температурний напір	$\Delta t, \text{K}$	$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2}$	50
33	Коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм	$k, \text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{K})$	800...1100	1100
34	Коефіцієнт запасу поверхні	k_3	1,2...1,3	1,2
35	Поверхня МО	$F_{\text{МО}}, \text{м}^2$	$F_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{п}}}{k \cdot \Delta t} \cdot k_3$	28,44

5.3. Розрахунок і розробка системи охолодження

Система охолодження призначена для подачі охолоджуючого носія до деталей двигуна, різних його механізмів, приладів та приборів, а також для охолодження робочих рідин та газів (прісної води, палива, змащувального масла, надувного повітря, пари, газу тощо). Охолодження робочих рідин та газів здійснюється у теплообмінних апаратах, таких як охолоджувач надувного повітря, маслоохолоджувач, водо-водяний охолоджувач.

У якості охолоджуючого носія на судні застосовано забортну (зовнішній контур) та прісну воду (внутрішній контур). Прісна вода внутрішнього контуру використовується для відведення теплоти від деталей ГД, а забортна зовнішнього контуру – для охолодження робочих рідин. У разі виникнення потреби у охолодженні механізмів ГД забортною водою, її температура на виході з порожнин охолодження не повинна перевищувати 50...55 °С.

Мінімальна допустима температура в контурі охолодження прісною водою (внутрішній) перед запуском холодного дизеля повинна бути вище за 60 °С, а робоча при роботі ДВЗ – 88...90 °С. Для забезпечення попереднього підігрівання прісної води встановлено підігрівач.

На рис. 5.11 представлена замкнута, двоконтурна система охолодження ГД 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC). Привід насосів заборотної та прісної води здійснюється від електродвигунів.

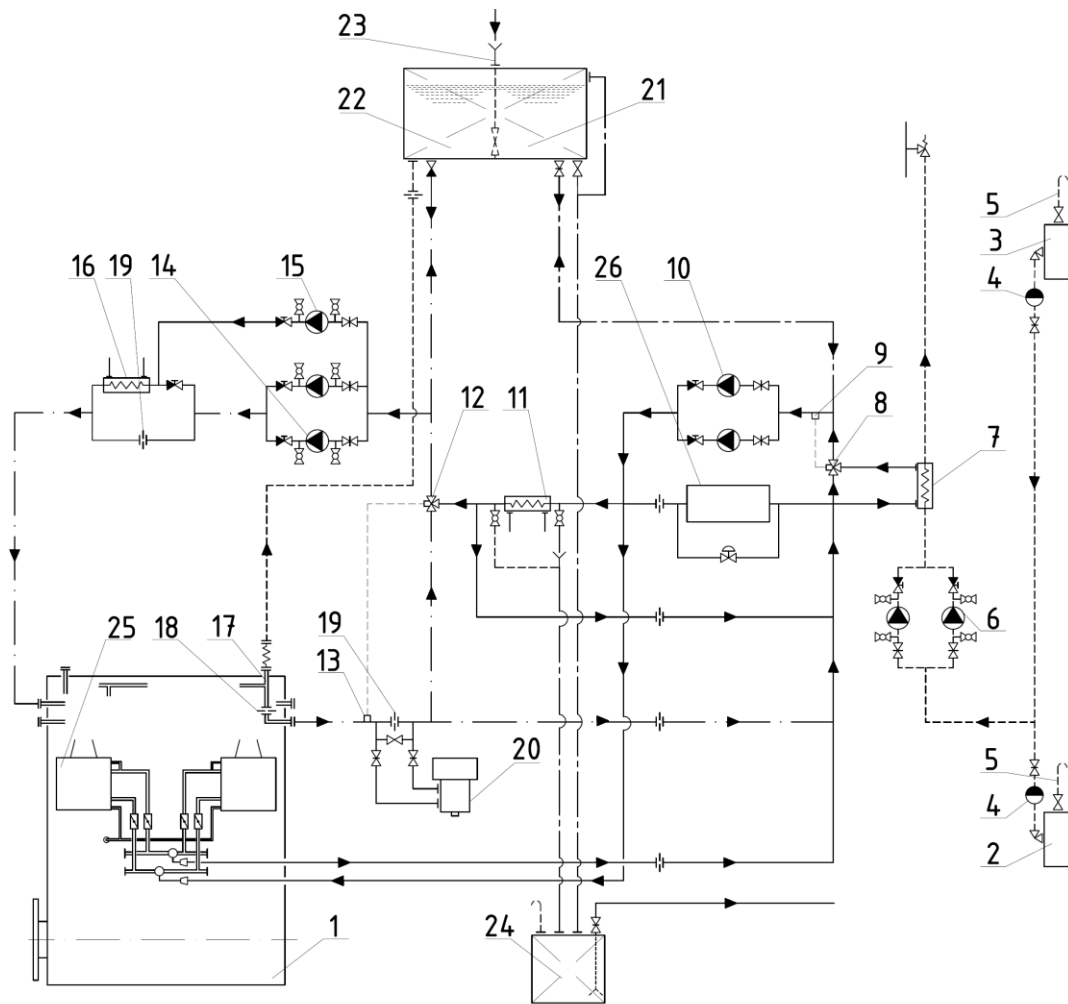


Рисунок 5.11 – Система охолодження МОД 8ДКРН 26/98:

1 – ГД 8ДКРН 26/98; 2 – нижня коробка кінгстона; 3 – верхня коробка кінгстона; 4 – фільтр очищення заборотної води; 5 – отвір вентиляційний; 6 – циркуляційний насос для перекачування заборотної води; 7 – ВВО; 8 – клапан автоматичний для забезпечення регулювання температури заборотної води; 9 – датчик підсистеми регулювання температури заборотної води; 10 – насос подачі прісної води; 11 – МО; 12 – клапан автоматичний для регулювання температури прісної води; 13 – датчик підсистеми регулювання температури прісної води; 14 – насос циркуляційний для подачі прісної води; 15 – насос циркуляційний для забезпечення попереднього підігріву ДВЗ; 16 – підігрівач води; 17 – трубка вентиляційна; 18 – диск регулювальний дросельний; 19 – диск дросельний; 20 – опріснювач води; 21 – бак розширювальний низькотемпературного контуру охолодження; 22 – бак розширювальний високотемпературного контуру охолодження; 23 – трубка заповнення; 24 – бак для охолоджуючої рідини; 25 – ОНП; 26 – допоміжна силова установка

Забортна вода для охолодження забирається з кінгстону циркуляційним насосом заборотної води. Потік рідини у системі ділиться на окремі гілки, а саме одна частина йде до охолоджувача масла, друга до охолоджувача прісної води, а інша на охолодження допоміжних двигунів. Після проходження різних ділянок забортна вода знову змішується та подається до терморегулятора, триходового клапану та клапану зливу води за борт судна. Терморегулятор встановлено в приймальній трубі заборотної води, та відрегульовано так, щоб забортна вода у приймальному патрубку циркуляційного насосу була на рівні вище ніж 10 °С для запобігання загущення змащувального масла на поверхнях теплообміну МО. У разі зниження температури води на вході менше потрібного рівня, терморегулятор забезпечує рециркуляцію заборотної води до всмоктування циркуляційного насоса заборотної води.

У внутрішньому контурі охолодження окремий циркуляційний насос перекачує прісну. Завдяки терморегулятору температура прісної води на усіх режимах експлуатації ГД підтримується така: на вході – 70 °С; на виході – 85 °С.

Охолоджуюча вода подається по трубопроводу до робочих циліндрів під тиском 0,25 МПа, а відводиться від корпусів випускних клапанів. Прісною водою також забезпечується охолодження корпусу турбіни нагнітача.

Система охолодження МОД 8ДКРН 26/98 у своєму складі має водяні циркуляційні насоси (відцентрові з автономним електричним приводом), охолоджувачі, розширювальну цистерну, витратну цистерну, фільтри очищення, різноманітні клапани та крани, манометри тиску води, термометри та терморегулятори, а також з'єднувальні трубопроводи. Система охолодження МОД 8ДКРН 26/98 із автономними приводами циркуляційних насосів прісної та заборотної води відрізняється від інших систем високою живучістю та надійністю.

Фільтр для очищення заборотної води (спарений, сітчастий рис. 5.12) розміщено відразу після кінгстону. Таке розміщення унеможливорює потрапляння із заборотної води різноманітних предметів або мусора, що може призвести до пошкодження циркуляційного насоса або забруднити трубопроводи та теплообмінні апарати.

					КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

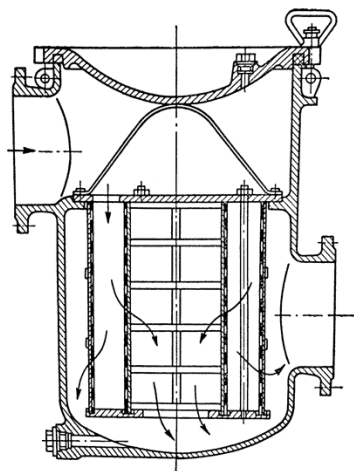


Рисунок 5.12 – Устрій фільтра заборної води системи охолодження суднового дизеля 8ДКРН 26/98

В системі охолодження дизеля 8ДКРН 26/98 застосовуються кожухотрубні теплообмінники подібного типу, що і в масляній системі. Так система має два водо-водяних охолоджувача.

Розрахунок системи охолодження ГД 8ДКРН 26/98 виконується у табличній формі (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Розрахунок основних параметрів системи охолодження ГД 8ДКРН 26/98

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення або вибору	Значення
1	Загальна кількість прісної води в системі	$V_B, \text{м}^3$	Паспортні дані	6,5
2	Коефіцієнт температурного розширення води	β_t	—	0,00043
3	Приріст температури при роботі двигуна	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	50...70	65
4	Об'єм розширювальної цистерни	$V_{pc}, \text{м}^3$	$V_{pc} = 2 \cdot V_B \cdot \beta_t \cdot \Delta t$	0,36
5	Коефіцієнт запасу подачі насоса	K_n	1,1...1,15	1,1
6	Теплоємність прісної води	$c_{пв}, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$	—	4,19
7	Густина прісної води	$\rho_{пв}, \text{кг}/\text{м}^3$	—	1000
8	Перепад температур при охолодженні циліндрів	$\Delta t_{ц}, ^\circ\text{C}$	8...10	10
9	Доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від циліндрів	α_{w1}	0,12...0,14	0,12

10	Перепад температур при охолодженні поршнів	$\Delta t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$	5...8	8
11	Доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від поршнів	α_{w2}	0,04...0,05	0,04
12	Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від циліндрів	$Q_{\text{ц}}, \text{кДж/год}$	$Q_{\text{ц}} = \alpha_{\text{w1}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}$	$2452,96 \cdot 10^3$
13	Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від поршнів	$Q_{\text{п}}, \text{кДж/год}$	$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{w2}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}$	$817,65 \cdot 10^3$
14	Кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів	$W_{\text{ц}}, \text{м}^3/\text{год}$	$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{ц}} \cdot \rho_{\text{п}}}$	2,07
15	Кількість прісної води, необхідної для охолодження поршнів	$W_{\text{п}}, \text{м}^3/\text{год}$	$W_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}}}$	0,694
16	Продуктивність циркуляційного насоса	$W_{\text{пцн}}, \text{м}^3/\text{год}$	$W_{\text{пцн}} = K_{\text{п}} \cdot (W_{\text{ц}} + W_{\text{п}})$	3,039
17	Коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм	$k, \text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{K})$	—	5000
18	Температура прісної води на вході в ВВО	$t_1^{\text{п}}, \text{K}$	—	353
19	Температура прісної води на виході з ВВО	$t_2^{\text{п}}, \text{K}$	—	345
20	Температура забортної води на вході в ВВО	t_1^3, K	—	305
21	Температура забортної води на виході з ВВО	t_2^3, K	—	315
22	Середня різниця температур між забортною і прісною водою	$\Delta t_{\text{cp}}, \text{K}$	$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_1^{\text{п}} + t_2^{\text{п}}}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2}$	39
23	Площа поверхні теплообміну ВВО	$F_{\text{ВВО}}, \text{м}^2$	$F_{\text{ВВО}} = \frac{Q_{\text{ц}} + Q_{\text{п}}}{k \cdot \Delta t_{\text{cp}}}$	16,772

5.4. Розрахунок і розробка системи стиснутого повітря

Суднова система стиснутого повітря забезпечує запуск ГД, роботу різних суднових пневматичних систем автоматизації та керування, пневмоінструменту, приладів звукового сигналу, продування кінгстонів забортної води й різних фільтрів очищення, а також для різного роду специфічних потреб.

Система пуску ГД 8ДКРН 26/98 стиснутим повітря представлена на рис. 5.13. Ця система має електрично-пневматичне керування та дає змогу керувати нею з місцевого поста, або дистанційного з ЦПУ.

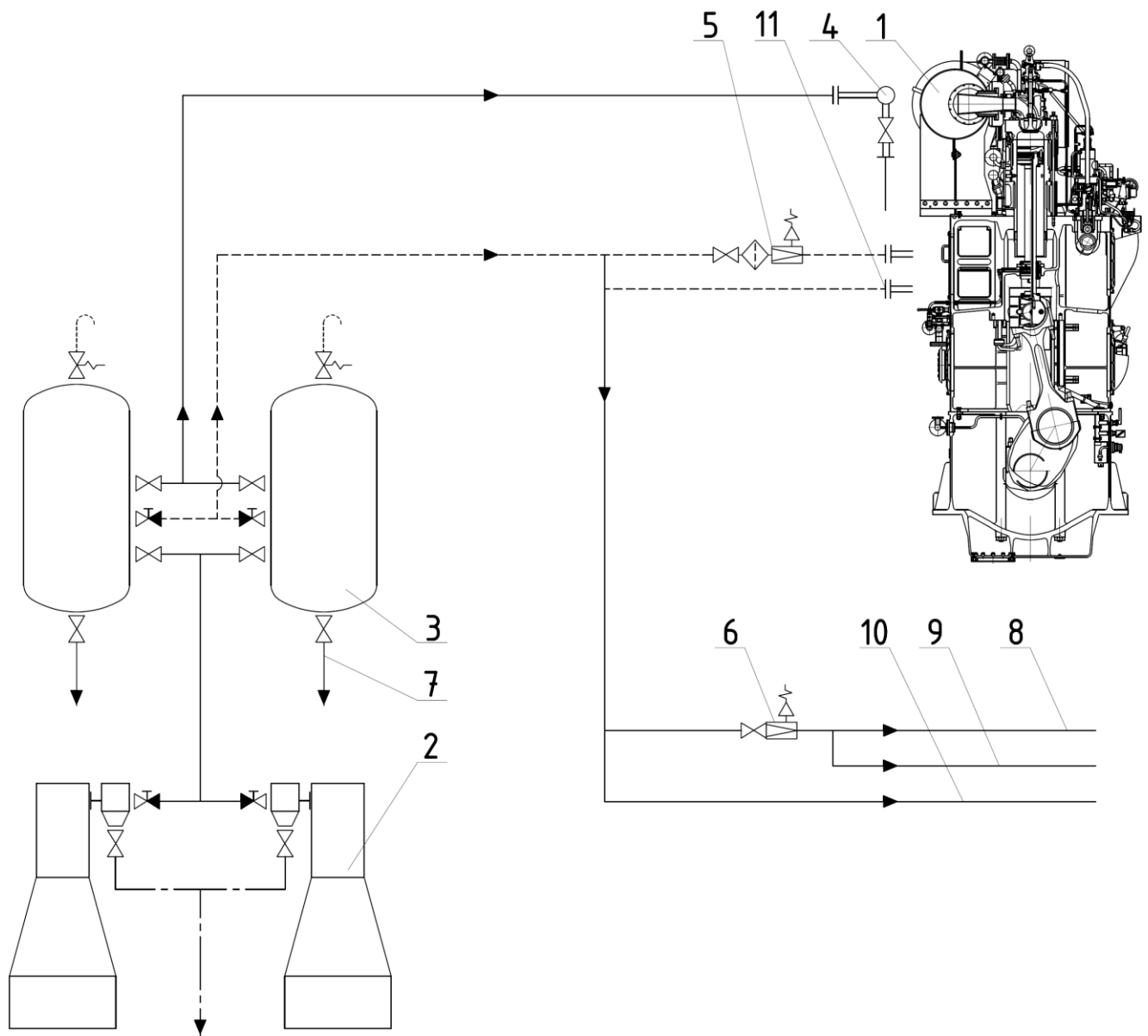


Рисунок 5.13 – Принципова схема системи пуску ГД 8ДКРН 26/98:

1 – ГД 8ДКРН 26/98; 2 – компресор високого тиску пусковий повітряний; 3 – ресивер пусковий повітряний; 4 – повітряний розподільчий трубопровід з автоматичним запірним клапаном; 5 – редуктор повітряний з фільтром очищення; 6 – клапан редукційний повітряний; 7 – злив конденсату; 8 – магістраль подачі стиснутого повітря до миючої установки; 9 – магістраль подачі стиснутого повітря до різних бортових потреб; 10 – магістраль подачі стиснутого повітря к допоміжним ДВЗ; 11 – вхід системи контролю пускового повітря ГД

Системи регулювання ГД 8ДКРН 26/98 можна запускати і зупиняти дизель і керувати ним. Функції «Пуск» та «Зупинка» виконуються пневматично.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ

Аркуш

Для наповнення витратних балонів стиснутим повітрям на судні застосовуються поршневі багатоступеневі компресори високого тиску (з частотою обертання – $600 \dots 900 \text{ хв}^{-1}$) з автономним електричним приводом. Такі компресори високого тиску мають також автономні системи змащення та охолодження.

У судновій системі стиснутого повітря застосовано пускові балони з робочим тиском до 3,0 МПа, які виготовлено зварюванням.

Головний пусковий клапан суднового МОД 8ДКРН 26/98 (рис. 5.14) призначено для забезпечення багатократних пусків та складається із тарілки, допоміжного клапана розвантаження, поршня керуючого циліндра, який навантажується за допомогою пружини.

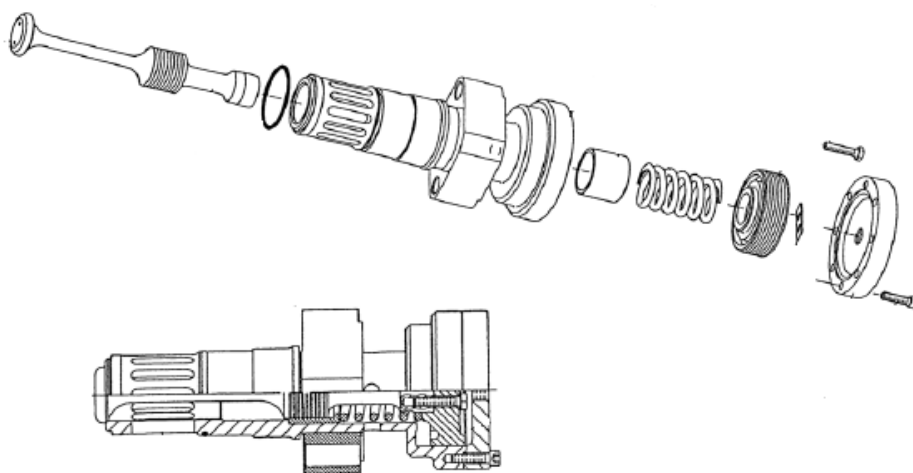


Рисунок 5.14 – Устрій головного пускового клапану МОД 8ДКРН 26/98

Повітророзподільник у системі призначений для керування моментами відкриття й закриття пускових клапанів встановлених безпосередньо на робочих циліндрах дизеля згідно їх порядку роботи. Розрахунок системи пуску стиснутим повітрям ГД 8ДКРН 26/98 виконується у табличній формі (табл. 5.4).

Таблиця 5.4 – Розрахунок основних параметрів системи пуску стиснутим повітрям ГД 8ДКРН 26/98

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення або вибору	Значення
1	Питома витрата повітря (на 1 л робочого об'єму) на запуск холодного ГД	v_x , л/л	10...12	10
2	Питома витрата повітря на	$v_{ГД}$, л/л	3...8	5

					КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

	запуск прогрітого ГД			
3	Сумарний робочий об'єм всіх циліндрів ГД	$\Sigma V_s, \text{ л}$	$\Sigma V_s = \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4} \cdot S_{\text{ц}} \cdot i_{\text{ц}},$	416
4	Число запусків двигуна	$z_{\text{п}}$	—	11
5	Мінімальний запас пускового повітря на судні для головного двигуна (при нормальних умовах)	$V, \text{ м}^3$	$V = [v_x + (z_{\text{п}} - 1) \cdot v_r] \cdot \Sigma V_s \cdot 10^{-3}$	24,96
6	Робочий тиск в балонах	$P_p, \text{ МПа}$	2,5...3	3
7	Мінімальний тиск в балонах який ще запускає ГД	$P_{\text{min}}, \text{ МПа}$	1,0...1,5	1,1
8	Загальна місткість пускових балонів ГД	$\Sigma V_6, \text{ м}^3$	$\Sigma V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\text{min}}}$	1,33
9	Час роботи компресора високого тиску	$\tau, \text{ год}$	—	1
10	Сумарна подача повітряного компресора	$W_{\text{к}}, \text{ м}^3/\text{год}$	$W_{\text{к}} = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_p}$	38,1
11	Коефіцієнт гідравлічних втрат між ступенями компресора	φ	1,1...1,15	1,15
12	Механічний ККД компресора	$\eta_{\text{м}}$	0,7...0,8	0,8
13	Середній показник політропи стискання в ступені	n	—	1,27
14	Число ступенів стиснення в компресорі	m	—	2
15	Рниження температури повітря в повітроохолоджувачі після першого ступеня	$\Delta T_1, \text{ К}$	100...120	115
16	Температура повітря до повітроохолоджувача першого ступеня	$T_1, \text{ К}$	$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$	316,62
17	Температура повітря після повітроохолоджувача першого ступеня	$T'_1, \text{ К}$	$T'_1 = T_1 - \Delta T_1$	201,626
18	Ступінь підвищення тиску в першому ступені	$\frac{p_1}{p_2}$	$\frac{p_1}{p_2}$	5,45
19	Потужність, привода багатоступеневого компресора	$N_{\text{к}}, \text{ кВт}$	$N_{\text{к}} = 0,287 \cdot \frac{\varphi}{\eta_{\text{м}}} \cdot W_{\text{к}} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \cdot \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + T'_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\}$	8,25

5.5. Висновки до розділу

У розділі кваліфікаційної роботи було розглянуто загальний устрій та компонування основних систем модернізованого ГД 8ДКРН 26/98 (MAN S26MC). Представлена конструкція та параметри роботи обладнання систем. Виконано розрахунок параметрів роботи паливної, масляної, охолодження, а також системи пуску ГД стиснутим повітрям.

					<i>КРБ.142.2227зст.24.01.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

6.1. Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників в машинному відділенні

Машинне відділення (МО) судна є об'єктом праці з досить високим рівнем безпеки. На обслуговуючий персонал МО впливають наступні шкідливі і небезпечні виробничі чинники:

- обертів частини двигуна, та різного обладнання;
- підвищений рівень вібрації та шуму від ГД, механізмів, повітряних компресорів та допоміжних ДВЗ;
- підвищена вологість у приміщеннях;
- підвищена температура повітря;
- відсутність природного освітлення приміщень;
- відсутність природної вентиляції повітря;
- наявність парів палива, масла та різних речовин, а також відпрацьованих газів ДВЗ (особливо небезпечні);
- наявність нагрітих частин устаткування та обладнання, вихлопних колекторів ДВЗ тощо;
- наявність високої напруги електричних судових мереж;
- наявність перехідних машин та механізмів;
- наявність різних судин під тиском, наприклад, балонів із стиснутим повітрям;
- експлуатація вантажопідйомних пристроїв (кранів, лебідок).

6.2. Розрахунки рівня вібрації та шуму в машинному відділенні

У приміщенні МО судна зазвичай є повітряний шум від ГД. Двигун створює шум, що виникає внаслідок вібрації його поверхонь, а також періодичних ударів зчленованих деталей та складальних одиниць (первинний структурний та механіч-

					<i>КРБ.142.2227зст.24.01.06.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ний шум), а також газодинамічний шум, що виникає внаслідок стаціонарних чи нестаціонарних процесів на впуску та випуску.

Згідно ДСТУ 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки» значення рівня шуму не повинно перевищувати 85 дБ при періодичному обслуговуванні вахти на судні. Міра впливу шуму на персонал вахти залежить не лише від його рівня звукового тиску, але і від тривалості дії, що також враховується нормами та стандартами. Рівень шуму від ГД 8ДКРН 26/98 у приміщенні МО визначається за формулою:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

де, n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 212$ об/хв; n – робоча частота обертання, $n = 212$ об/хв; N_e – номінальна потужність ГД, $N_e = 2720$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(212 + 2720^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{212}{212}\right) \right] = 78,62 \text{ дБ}$$

Рівень шуму у приміщенні МО не перевищує встановлених значень впливу.

Рівень вібрації від ГД 8ДКРН 26/98 у приміщенні МО визначається за формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m}\right)}{1 + \left(\frac{1}{1500}\right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{ дБ}$$

де m – маса ГД MAN S26MC (паспортні дані), $m = 28100$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{212 \cdot 2720^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 2720}{28100}\right)}{1 + \left(\frac{1}{1500}\right)^3 \cdot \frac{28100}{2720}} + 30 \lg\left(\frac{212}{212}\right) \right) = 76,01 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації у приміщенні МО не перевищує встановлених значень впливу.

6.3. Заходи щодо забезпечення безпечних умов праці персоналу судна

В приміщеннях МО постійно підтримується чистота та порядок шляхом щоденного прибирання. Строго не допускається скупчення сміття й просочування

					КРБ.142.2227зст.24.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

масла, фарби, різних нафтопродуктів, а також матеріалів, що здатні самозайматися.

Трапи, плити, поручні та інші елементи повинні бути міцно закріплені, чисті та досуха протерті. Під судновими механізмами й устаткуванням завжди повинні стояти чисті піддони для збору можливих витоків води, масла. Самі піддони повинні бути обладнані дренажними трубопроводами, відведеними у відповідні дренажні цистерни збору протічок.

Підвищення потужності енергетичних установок та загальної енергонасиченості сучасних МВ підвищує вимоги до таких показників забезпечення необхідних умов праці екіпажа на судах, як вентиляція приміщень МО, шумність, вібрація, освітлення. Для цих параметрів встановлені гранично допустимі межі відповідно до санітарних правил та норм.

Для зниження рівня шуму на судні від ГД та інших механізмів і машин застосовують колективні засоби захисту, організаційні заходи, а також засоби індивідуального захисту.

Для забезпечення зниження дій вібрацій і шуму на обслуговуючий персонал у МО застосовується дистанційне керування енергетичною установкою судна, а двигун розміщений в окремому приміщенні судна. Для ГД на судні звукоізолюючі кожухи не застосовуються, що пояснюється відсутністю відпрацьованих конструкцій, які би не утрудняли експлуатацію дизеля. У таких випадках для зменшення шкідливої дії шуму на двигуні встановлюють глушник, а на обгороджуваннях машинного відділення встановлюють звукопоглинальні конструкції.

МО на судні є найбільш шумним приміщенням і застосуванням колективних засобів захисту не вдається знизити рівень шуму до допустимого рівня. Тому використовуються засоби індивідуального захисту. Так, на судні застосовують протишумові втулки, навушники для роботи біля дизеля.

Якщо шум від ГД сприймається людиною на слух, то вібрація відчувається тілом. Вібрація є механічними коливаннями пружних тіл (ГД, допоміжні ДВЗ, компресори, насоси тощо), що виникають під дією яких-небудь збуджуючих сил.

					<i>КРБ.142.2227зст.24.01.06.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для зменшення вібрації від ГД і його механізмах виконано урівноваження рухомих неврівноважених деталей. Одночасно виконується віброізоляція двигунів від корпусу судна (наприклад, використання амортизаторів). Для зменшення передачі вібрації і шуму через рухомі та не опірні з'єднання та збільшення надійності їх роботи у валопроводах дизелів передбачено використання резино-кордних муфт, а в трубопроводах систем й кабелях – гнучкі вставки.

Для забезпечення нормального мікроклімату в МО передбачено вентиляцію приміщень. Вентиляція дозволяє відповідати вимогам ДСТУ 12.1.005-88 «Загальних санітарно-гігієнічних вимог до повітря робочої зони», яке надає норми температури в МО судна, вологості, швидкості руху повітря, наявності пилу та газів. Вміст вуглецю (сажі) C не перевищує 20 мг/м^3 , вміст оксидів NO_x та SO_2 не більше 5 мг/м^3 . Швидкість руху потоку повітря до 1 м/с .

Зниження вмісту парів палива, масел і відпрацьованих газів дизеля забезпечується своєчасним оглядом вихлопної системи двигуна, паливної та масляної систем для встановлення нещільності з'єднань агрегатів, трубопроводів систем й видалення патьоків масел та палива на самому дизелі.

В приміщенні МО передбачено лише штучне освітлення. Згідно СНіП 23-05-95 «Природне і штучне освітлення» нормативні норми освітлення складають 300 лк. При виконанні ремонтних робіт також додатково до загального освітлення може застосовуватися місцеве. Також, на випадок виходу зі ладу загального освітлення є аварійне.

6.4. Висновки до розділу

У даному розділі бакалаврської роботи розглянуто та проаналізовано шкідливих і небезпечних виробничі чинники в машинному відділенні судна в якому розміщено ГД 8ДКРН 26/98. Виконано узагальнені розрахунки рівня вібрації та шуму, а також розроблено ряд загальних заходів щодо забезпечення безпечних умов праці персоналу судна.

					КРБ.142.2227 зм.24.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи на тему: «Розрахунок суднового двигуна типу 8ДКРН 26/98 (MAN B&W S26MC)» розглянуто основні конструктивні особливості та параметри роботи суднового головного малообертового двигуна, виконано розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи, а також динаміки.

Було запропоновано, у якості модернізації двигуна з метою зниження витрати палива, підвищити тиск наддуву. Така модернізація двигуна забезпечила задану ефективну потужність ГД при зменшеній витраті палива до 2 г/(кВт· год), що є досить значним результатом в умовах годинної витрати палива дизелем.

Для забезпечення підвищених параметрів наддуву, було спроектовано новий агрегат типу ТК-50, який забезпечив ступінь підвищення тиску на рівні $P_k = 3,56$ з ККД $\eta_{ад} = 0,834$, витрату масову повітря $G = 5,41$ кг/с з температурою на виході – $T_k = 448,5$ К (175,5 °С). Потужність приводу ТК-50 становить 881,73 кВт, а частота обертання ротора – 16121 об/хв.

Розглянуто загальний устрій та компонування основних систем модернізованого ГД MAN S26MC. Представлено конструкцію та параметри роботи обладнання систем. Виконано розрахунок параметрів роботи паливної, масляної, охолодження, а також системи пуску ГД стиснутим повітрям.

У обов'язковому розділі з охорони праці розглянуто та проаналізовано шкідливих і небезпечних виробничі чинники в МО судна в якому розміщено ГД MAN S26MC. Виконано узагальнені розрахунки рівня вібрації та шуму, а також розроблено ряд загальних заходів щодо забезпечення безпечних умов праці персоналу, що обслуговує двигун на судні.

					КРБ.142.2227зст.24.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
3. Наливайко В.С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В.С. Наливайко, С.Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
4. Наливайко В.С., Ткаченко С.Г., Хоменко В.С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
5. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.
6. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
7. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
8. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 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.

					КРБ.142.2227см.24.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		