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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.
_____
« ___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 4ЧН 22/24 (VASA 4R22)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти В. В. Грузін

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри *ДВЗ, У та ТЕ*
О. А. Гогоренко
«____» _____20___ року

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

Грузіну Владиславу Віталійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок допоміжного суднового двигуна 4ЧН 22/24 (Vasa 4R22)*

2. Керівник роботи *д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.*,
(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 - Vasa 4R22, потужність двигуна – 500 кВт; частота обертання колінчатого валу – 900 хв$^{-1}$; паливо – дизельне*

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) *Опис конструкції двигуна 4ЧН 22/24; Розрахунок робочого циклу двигуна 4ЧН 22/24; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект агрегату наддуву для двигуна типу 4ЧН 22/24; Розрахунок систем двигуна 4ЧН 22/24; Забезпечення вимог охорони праці*

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Двигун 4ЧН 22/24; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Турбокомпресор ТК-24; Схеми систем двигуна 4ЧН 22/24

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення 6 розділу		

Здобувач освіти _____ /*В. В. Грузін*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ /*Б. Г. Тимошевський*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 500 кВт та 900 хв$^{-1}$. В якості базового був обраний двигун 4ЧН 22/24 (Vasa 4R22).

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 74 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, паливо, турбокомпресор, система охолодження.

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 500 kW and 900 rpm. Engine 4ЧН 22/24 (Vasa 4R22) was selected as a base engine.

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

The qualification work is executed in Ukrainian language on 74 pages of explanatory note. Nine sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

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

ЗМІСТ

Вступ..... 4

Розділ 1. Опис конструкції двигуна 4ЧН 22/24..... 5

Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 4ЧН 22/24..... 11

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна..... 11

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна... 12

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна..... 14

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми..... 19

Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ..... 22

Розділ 4. Проект агрегату наддуву для двигуна типу 4ЧН 22/24..... 28

Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 4ЧН 22/24..... 44

5.1 Паливна система..... 44

5.2 Система змащення..... 50

5.3 Система охолодження..... 53

5.4 Системи газообміну..... 57

Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці..... 61

Висновки..... 69

Список використаної літератури..... 70

Додаток А. Двигун 4ЧН 22/24..... 71

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки..... 72

Додаток В. Турбокомпресор ТК-24..... 73

Додаток Г. Схеми систем двигуна 4ЧН 22/24..... 74

ВСТУП

Суднове світове дизелебудування бере свій початок на рубежі XIX і XX століть. Пройдений величезний шлях створення і розвитку суднових дизелів і агрегатів на їх базі. Багато країн взяли участь в цій історичному справі.

Сьогодні дизелі реально витіснили інші типи енергетичних суднових установок завдяки їх важливим перевагам:

• високою паливної економічності (до 154 г/кВт×год), яка визначається ефективним коефіцієнтом корисної дії;

• постійної готовності до дії, швидкому виведенню двигуна на експлуатаційний режим.

Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності (збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску уприскування палива більш ніж до 100 МПа, ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і вище, поява нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше зі ступенем підвищення тиску повітря 5,0...6,0, використання силових турбін – турбокомпаундних систем, застосування мікропроцесорної техніки для управління початком упорскуванню палива і фазами газорозподілу, нові методи розрахунків та ін. [1].

Згідно із завданням до кваліфікаційної роботи необхідно розрахувати сучасний 4-тактний судновий середньообертовий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 4ЧН 22/24 (Vasa 4R22).

В даний час, коли значно зросли і продовжують підвищуватися ціни на рі-дкі нафтопродукти, для судновласників першочерговим завданням є викорис-тання більш сучасних двигунів або пошук засобів які б дозволили підвищити економічність [1]. Особлива увага приділяється проектуванню основних систем двигуна. Від роботи цих елементів в значній мірі залежать показники потужності, економічності та експлуатації.

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 4ЧН 22/24

Дизелі ряду 4ЧН22/24 є чотирициліндровими, чотирьотактними, нереверсивними двигунами внутрішнього згорання з рядним розташуванням циліндрів (рис 1.1).

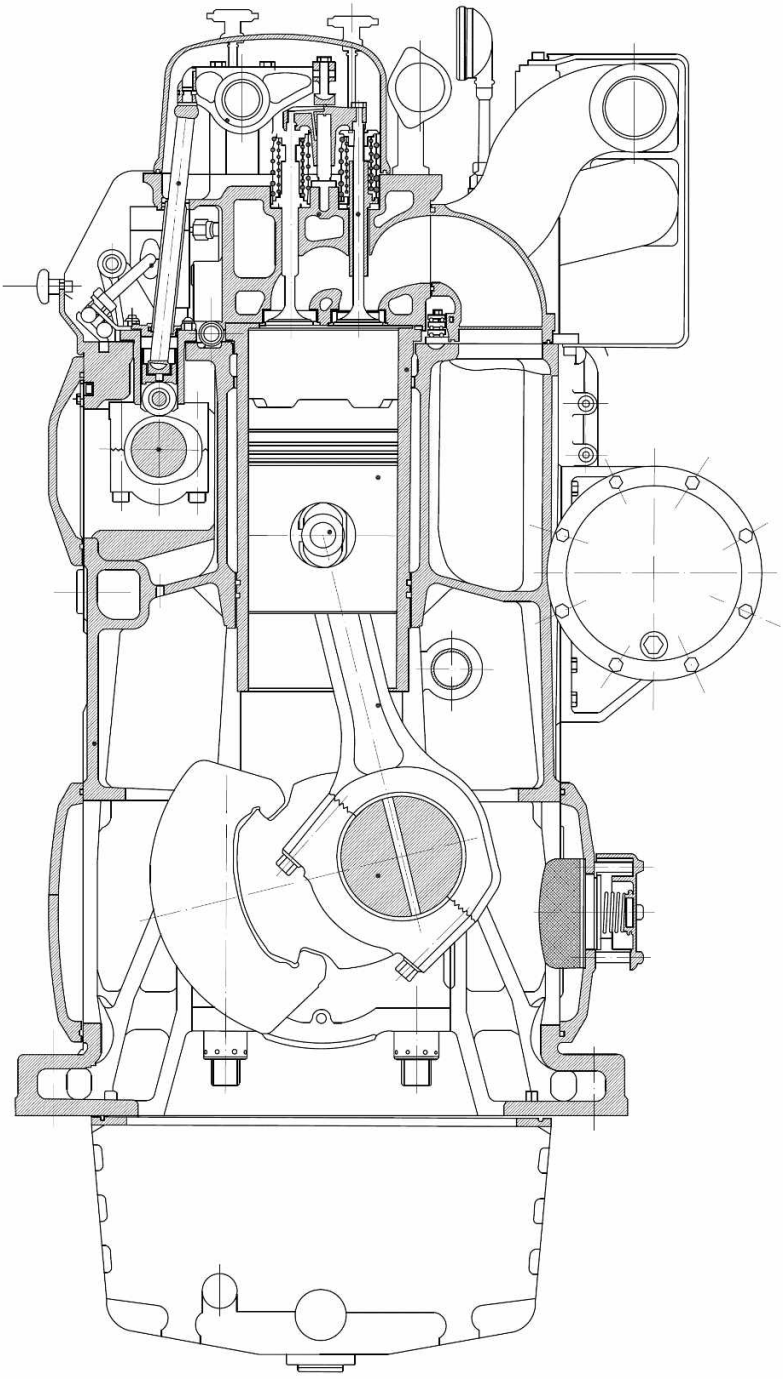

Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 4ЧН22/24

Компоновка дизелів забезпечує вільний доступ до його основних агрегатів через люки в блоці дозволяють оглядати і при необхідності замінити деталі шатунно-поршневої групи, не знімаючи дизель з фундаментної рами.

Поршень виготовлений з чавуну з кулевидним графітом і охолоджується змащувальним маслом двигуна, яке підводиться вгору через палець поршня з подальшим введенням в кільцеподібну порожнину [2]. Звідти масло стікає через один отвір в масляний піддон картера двигуна. Верхні дві з кільцеподібних канавок загартовані.

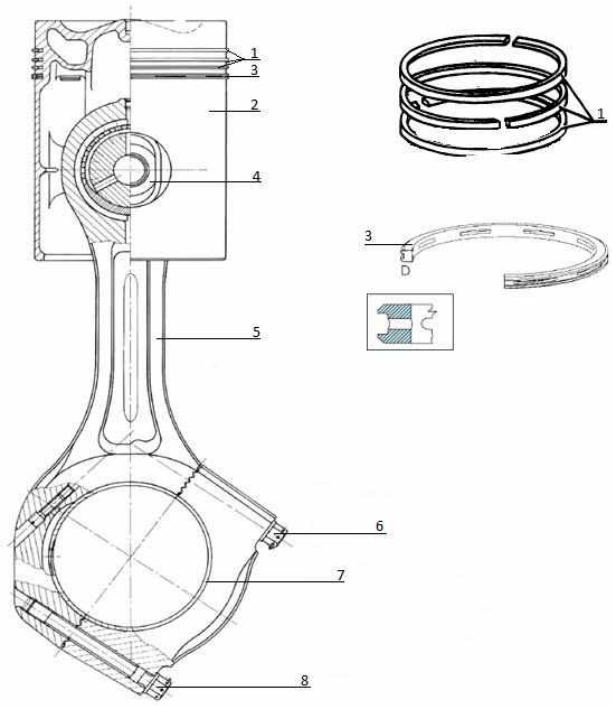

Рисунок 1.2 – Кривошипно-шатунний механізм двигуна 4ЧН22/24:
1 – кільця поршневі компресійні; 2 – поршень; 3 – кільця поршневі маслоз`ємні; 4 – палець поршневий; 5 – шатун; 6 – болт шатуновий короткий; 7 – вкладиш шатунового підшипника; 8 – болт шатуновий довгий

Шатун виготовлений методом гарячого штампування. Роз'єми його моти льової голівки має зубчасту поверхню для міцної фіксації нижньої кришки мотильвого підшипника. Вкладиші мотильового підшипника виготовлені з тришарового металу, як і рамових підшипників. Мотильовий

підшипник отримує мастило через рамовий підшипник і зі свердління в колінній валу.

Поршневий палець виконаний порожнистим і забезпечений радіальними отворами для подачі масла з шатуна в поршень. Краї поршневого пальця заглушені, що унеможливлює витоку з них масла. Поршневий палець закріплений в поршні овальними стопорними кільцями, що запобігають його осьовому переміщенню.

Кришка циліндра з клапанами. У кожну кришку (рис. 1.3) вмонтовано два впускні клапани, два випускні клапани, форсунку в центрі, клапан пускового повітря і індикаторний клапан. Впускні і випускні клапани ідентичні, із стеллітовим покриттям поверхонь їх гнізд і хромованими стрижнями; ущільнення здійснюється за допомогою запресованих в кришку кілець.

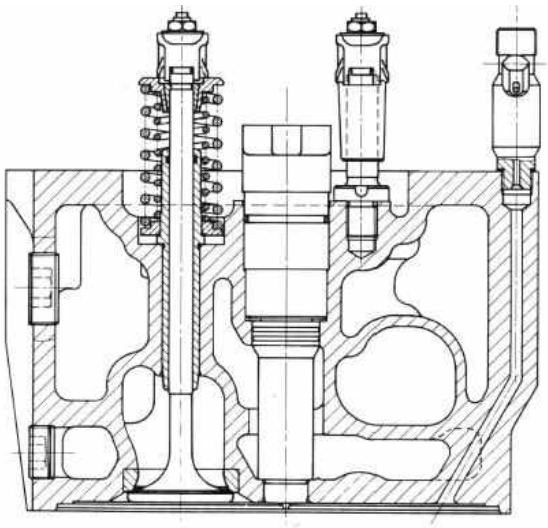

Рисунок 1.3 – Кришка циліндра

В **клапанний механізм** входять: штовхальники, що рухаються загалом направляючому блоці з чавуну, трубчасті штовхальні штанги з кульовими шарнірами, штамповані важелі, що коливаються, мають впресовані втулки і що сидять на пальці стійки, а також траверси з направляючим потоком. У нормальних умовах клапанний механізм не вимагає обслуговування, але

перевірка зносу і огляд деталей потрібні з періодами, вказаними в інструкції [3].

Колінчастий вал виконаний з однієї цілісної поковки (рис. 1.4). Перший рамовий підшипник від маховика, забезпечений фланцями і виконує функцію упорного підшипника. У V-образних двигунах весь колінчастий вал обладнаний противагами, а в однорядних двигунах мотилі коленвала завжди не мають противаг.

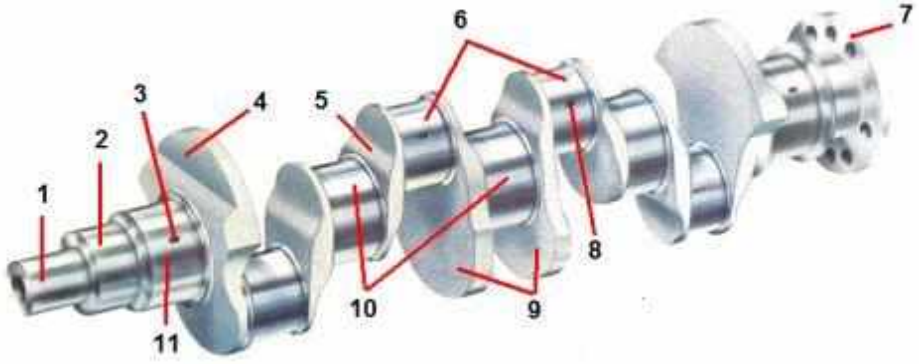

Рисунок 1.4 – Колінчастий вал:
1 – носок колінчастого валу; 2 – посадочне місце зірочки (шестерні) приводу розподільного валу; 3 – отвір підведення масла до корінної шийки; 4 – противага; 5 – щока; 6 – шатунні шийки; 7 – фланець маховика; 8 – отвір підведення масла до шатунової шийки; 9 – противаги; 10 – корінні шийки; 11 – корінна шийка наполегливого підшипника.

Противаги прикріпляються нажимними болтами до щік мотилів. На торцевій частині валу, з боку маховика, насаджено гарячою посадкою масло відбійне кільце, застережливе пропуски масла і газів, а також встановлена роз'ємна шестерня.

Розподільний вал. Розподільний вал складається з штампованих секцій, по одній на кожен циліндр, приєднаних один до одного фланцевими з'єднаннями. Кулачки виковані на валу і мають бігові доріжки, загартовані струмами високої частоти.

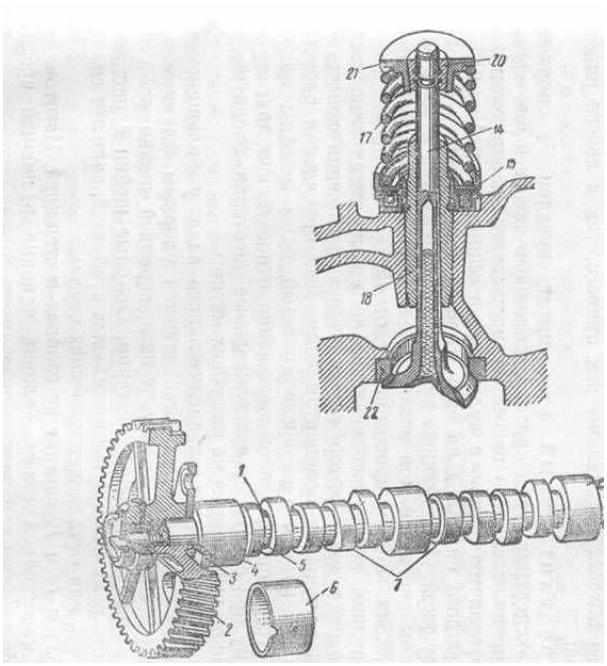

Рисунок 1.5 – Розподільний вал:

1 – розподільний вал; 2 – розподільна шестерня; 3 – упорний фланець; 4 – опорна шийка; 5 – ексцентрик приводу паливного насоса; 6 – втулка шийки розподільного валу; 7 – кулачки розподільного валу; 8 – шестерня приводу масляного насоса і переривника-розподільника; 9 – стійка коромисла клапана; 10 – коромисло клапана; 11 – вісь коромисла; 12 – штовхальники клапана; 13 – штовхач; 14 – випускний клапан; 15 – механізм обертання випускного клапана; 16 – регулювальний гвинт; 17 – пружина клапана; 18 – напрямна; 19 – впускний клапан; 20 – сухар; 21 – опорна шайба пружини клапана; 22 – сідло клапана

Маховик прикріплений до колінчастого валу чотирма кріпильними болтами, і частково, болтами кріплення валу відбору потужності. У нормального виконання ці болти проходять вільно в отвори в двох фланцях, між якими затискається маховик. Передача потужності здійснюється тертям, що створюється між плоскістю фланців. Двигуни певних типів можуть бути забезпечені відбором потужності з протилежною до маховика сторони.

Валоповоротний механізм в двигунах складається з приводної шестірки, що зчіплюється з пальцем квадратного перетину рукоятки з

тріскачкою. Напрям обертання валу міняють шляхом зміни напрями обертання тріскачки. При включеному валоповоротному механізмі на приладовому щитку двигуна горить сигнальна лампочка, яка згасне після відокремлення валоповоротного пристрою.

РОЗДІЛ 2
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 4ЧН 22/24

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при досліджені побудованого двигуна;

- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;

- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря $\boldsymbol{T_0}$**.** Приймаємо T_0 = 298 К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря $\boldsymbol{p_0}$**.** Варто приймати p_o = 0,1013 МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску $\boldsymbol{\varepsilon}$**.** При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо ε = 15.

Коефіцієнт надлишку повітря $\boldsymbol{\alpha}$**.** Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з

вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо α = 1,9.

Показник адіабати повітря $\boldsymbol{k_в}$ = 1,4.

Механічний ККД турбіни $\boldsymbol{\eta_{t.m}}$ = 0,95.

Адіабатний ККД турбіни $\boldsymbol{\eta_{m.ад}}$ = 0,76.

Коефіцієнт залишкових газів $\boldsymbol{\gamma_r}$**.** Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо γ_r = 0,025.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z $\boldsymbol{(\xi_z)}$**,** *та в точці b* $\boldsymbol{(\xi_b)}$**.** Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектованого.

Приймаємо ξ_z = 0,92; ξ_b = 0,95.

Ступінь підвищення тиску при згорянні $\boldsymbol{\lambda}$**.** Приймаємо λ = 1,17.

Підігрів заряду від стінок циліндру $\boldsymbol{\Delta T_a}$**.** Ця величина складає: (5 – 45) К − для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К − для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо ΔT_a = 20 К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми $\boldsymbol{\zeta}$**.** Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо ζ = 0,98.

Механічний ККД двигуна $\boldsymbol{\eta_м}$**.**

Приймаємо $\eta_м$ = 0,92.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\boldsymbol{\Delta P_{ox.}}$ Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox.}$ = 0,005 МПа.

Температура залишкових газів $\boldsymbol{T_r}$**.**

Приймаємо T_r = 850 К [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [8]: С = 0,87 кг − кількість вуглецю; Н = 0,126 кг − кількість водню; S = 0 кг − кількість сірки; О = 0,004 кг − кількість кисню [6].

Коефіцієнт тактності ***Z*** − являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4-тактних двигунів $Z = 0{,}5$.

Нижча теплота згоряння палива $\boldsymbol{Q_н}$**.** Приймаємо $Q_н = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі $\boldsymbol{П_k}$**.** Для даного типу компресора приймаємо $П_k = 2{,}65$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку $\boldsymbol{\varphi_п}$**.** Для 4-тактних двигунів $\boldsymbol{\varphi_п} = 0$.

2.3 Розрахунок робочого циклу

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п’ятьох процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданої і отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. турбокомпресора.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{0{,}286} - 1}{\eta_{k.ad}}\right] = 298 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0{,}265}{0{,}101}\right)^{0{,}286} - 1}{0{,}73}\right] = 429{,}219$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 429{,}219 - 0{,}86 \times (429{,}219 - 298) = 316{,}371$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{316{,}371 + 20 + 0{,}025 \times 850}{1 + 0{,}025} = 348{,}898$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0{,}265 - 0{,}005 = 0{,}26$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0{,}98 \times P_s = 0{,}98 \times 0{,}26 = 0{,}255$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0{,}255}{0{,}26} \times \frac{316{,}371}{348{,}898} \times \frac{1}{1 + 0{,}025} \times (1 - 0) = 0{,}929$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1, необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі

зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння n_1 = 1,32…1,42, приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1{,}362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0{,}255 \times 15^{1{,}362} = 10{,}174$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 348{,}898 \times 15^{1{,}362-1} = 928{,}737$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0{,}21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1{,}9}{0{,}21} \times \left(\frac{0{,}87}{12} + \frac{0{,}126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0{,}004}{32} \right) = 0{,}94$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0{,}126 + 0{,}004}{32 \times 0{,}94} = 1{,}0337$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1{,}0337 + 0{,}025}{1 + 0{,}025} = 1{,}0328$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0{,}92}{0{,}95} = 0{,}968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1{,}0337 - 1}{1 + 0{,}025} \right) \times 0{,}968 = 1{,}032$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_н}{\alpha \times L_0} + \left[c_v^{'} + 8{,}314 \times \lambda + \gamma_r \times \left(c_v^{''} + 8{,}314 \times \lambda\right)\right] \times T_c = \beta_z \times \left(1 + \gamma_r\right) \times c_{pz}^{''} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times \left(1 + \gamma_r\right) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times \left(1 + \gamma_r\right) \times \left(a_{vz} + 8{,}314\right)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_н}{\alpha \times L_0} + \left[\left(19{,}26 + 0{,}0025 \times T_c\right) + 8{,}314 \times \lambda + \gamma_r \times \left(\left(20{,}47 + 0{,}0036 \times T_c\right) + 8{,}314 \times \lambda\right)\right] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо T_z = 2000 К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1975$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1{,}17 \times 10{,}174 = 11{,}903$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1{,}032}{1{,}17} \times \frac{1975}{928{,}737} = 1{,}876$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1{,}876} = 7{,}998$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2. Для дизелів n_2 = 1,18…1,3. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх

випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується [7]. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1{,}269$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1975 \times \frac{1}{7{,}998^{1{,}269-1}} = 1129{,}545$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{11{,}903}{7{,}998^{1{,}269}} = 0{,}851$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{10{,}174}{15-1} \times \left[1{,}17 \times (1{,}876 - 1) + \frac{1{,}17 \times 1{,}876}{1{,}269 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{7{,}998^{1{,}269-1}} \right) - \frac{1}{1{,}362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1{,}362-1}} \right) \right] = 2{,}029$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i^{'} \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2{,}029 \times 0{,}98 \times (1 - 0) = 1{,}989$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_н}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0{,}26 \times 0{,}929}{1{,}9 \times 0{,}495 \times 316{,}371 \times 1{,}989} = 0{,}177$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_н} = \frac{3600}{0{,}177 \times 42700} = 0{,}477$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1{,}989 \times 0{,}92 = 1{,}83$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0{,}477 \times 0{,}92 = 0{,}439$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0{,}177}{0{,}92} = 0{,}1921$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13{,}1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i$$
$$= 13{,}1 \times 0{,}22^2 \times 0{,}24 \times 0{,}5 \times 1{,}83 \times 900 \times 4 = 501{,}24$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e'}{N_e} \times 100\% = \frac{501{,}24 - 500}{501{,}24} \times 100\% = 0{,}247\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують

аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

де v/vc = ε_x – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,269
Тиск кінця стиснення p_c, МПа	10,174
Максимальний тиск згоряння p_z, МПа	11,903
Ступінь попереднього розширення ρ	1,876
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/Vc	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	11,90	
1,00	10,17	11,90
1,88	4,32	11,90
2,53	2,87	8,13
3,19	2,10	6,07
3,84	1,63	4,79
4,50	1,31	3,92
5,16	1,09	3,30
5,81	0,93	2,83

6,47	0,80	2,47
7,13	0,70	2,19
7,78	0,62	1,96
8,44	0,56	1,77
9,09	0,50	1,61
9,75	0,46	1,47
10,41	0,42	1,35
11,06	0,39	1,25
11,72	0,36	1,16
12,38	0,33	1,09
13,03	0,31	1,02
13,69	0,29	0,96
14,34	0,27	0,90
15,00	0,25	0,85
15,00		0,25

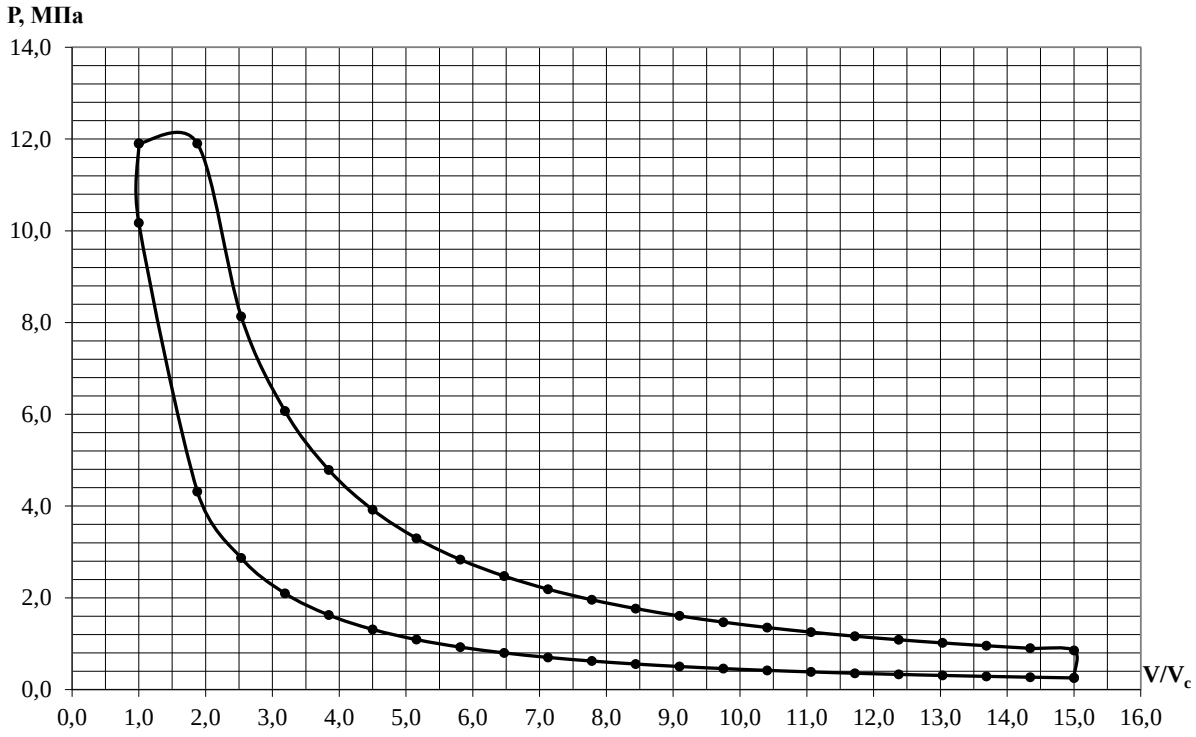

Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3
РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Діаграми динаміки будуються задля визначення сил у КШМ на будь-якому куті обертання колінчастого валу. Ці діаграми потім застосовують при розрахунках на міцність основних деталей КШМ, а також для розрахунків на врівноваженість. Діаграми будуються на підставі розрахунку робочого циклу та з урахуванням зміни дії визначених сил під час руху колінчастого валу. Сили, що діють у КШМ, поділяються на: $P_г$ – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – рушійна сила, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – силу, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 3.1).

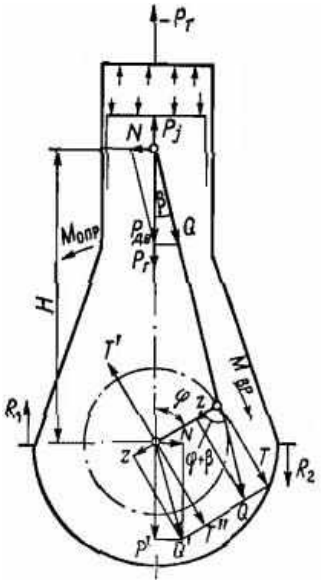

Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

У таблиці 3.1. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.2 – 3.4.

На рис. 3.2. P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 3.3. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 3.4 T_E – сумарні дотичні сили, $T^{ср}_E$ – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Параметр	Роз.	Поз.	Знач.
Діаметр поршня	м	D	0,22
Частота обертання КВ	$хв^{-1}$	n	900
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	11,903
Тиск на початку стиску	МПа	Pa	0,255
Тиск наддуву	МПа	Pk	0,265
Тиск залишкових газів	МПа	$Pг$	0,4
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,273
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	60
Радіус кривошипа	м	r	0,12
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,362
Показник політропи розширення		n_2	1,269
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,876
Кількість циліндрів		i	4

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,2650	-2,1407	-1,8757	0,0000	-1,8757	0,0000
10	0,2650	-2,0874	-1,8224	-0,0865	-1,7797	-0,4016
20	0,2650	-1,9318	-1,6668	-0,1561	-1,5129	-0,7168

30	0,2650	-1,6858	-1,4208	-0,1952	-1,1329	-0,8794
40	0,2650	-1,3679	-1,1029	-0,1955	-0,7192	-0,8587
50	0,2650	-1,0012	-0,7362	-0,1562	-0,3535	-0,6644
60	0,2650	-0,6113	-0,3463	-0,0834	-0,1009	-0,3416
70	0,2650	-0,2235	0,0415	0,0109	0,0040	0,0428
80	0,2650	0,1394	0,4044	0,1114	-0,0395	0,4176
90	0,2650	0,4591	0,7241	0,2027	-0,2027	0,7241
100	0,2650	0,7234	0,9884	0,2723	-0,4398	0,9261
110	0,2650	0,9268	1,1918	0,3126	-0,7014	1,0130
120	0,2650	1,0703	1,3353	0,3217	-0,9463	0,9956
130	0,2650	1,1606	1,4256	0,3026	-1,1481	0,8976
140	0,2650	1,2085	1,4735	0,2613	-1,2967	0,7470
150	0,2650	1,2268	1,4918	0,2049	-1,3944	0,5684
160	0,2650	1,2285	1,4935	0,1399	-1,4513	0,3794
170	0,2650	1,2247	1,4897	0,0707	-1,4793	0,1891
180	0,2550	1,2225	1,4775	0,0000	-1,4775	0,0000
190	0,2568	1,2247	1,4815	-0,0703	-1,4712	-0,1880
200	0,2624	1,2285	1,4909	-0,1396	-1,4487	-0,3787
210	0,2721	1,2268	1,4989	-0,2059	-1,4010	-0,5711
220	0,2869	1,2085	1,4953	-0,2651	-1,3159	-0,7581
230	0,3079	1,1606	1,4686	-0,3117	-1,1827	-0,9246
240	0,3372	1,0703	1,4076	-0,3391	-0,9975	-1,0494
250	0,3779	0,9268	1,3047	-0,3422	-0,7678	-1,1089
260	0,4345	0,7234	1,1579	-0,3190	-0,5153	-1,0849
270	0,5148	0,4591	0,9739	-0,2727	-0,2727	-0,9739
280	0,6311	0,1394	0,7705	-0,2123	-0,0753	-0,7957
290	0,8050	-0,2235	0,5815	-0,1525	0,0556	-0,5986
300	1,0747	-0,6113	0,4635	-0,1117	0,1350	-0,4572
310	1,5114	-1,0012	0,5102	-0,1083	0,2450	-0,4605
320	2,2499	-1,3679	0,8820	-0,1564	0,5752	-0,6868
330	3,5342	-1,6858	1,8484	-0,2539	1,4738	-1,1441
340	5,6926	-1,9318	3,7608	-0,3522	3,4135	-1,6172
350	8,5781	-2,0874	6,4907	-0,3079	6,3386	-1,4303
360	10,1947	-2,1407	8,0541	0,0000	8,0541	0,0000
370	11,9030	-2,0874	9,8156	0,4657	9,5856	2,1630
380	11,9030	-1,9318	9,9712	0,9337	9,0505	4,2878
390	9,8565	-1,6858	8,1707	1,1223	6,5149	5,0573
400	6,4712	-1,3679	5,1034	0,9048	3,3278	3,9735
410	4,4669	-1,0012	3,4657	0,7355	1,6643	3,1277
420	3,2510	-0,6113	2,6398	0,6360	0,7691	2,6041
430	2,4837	-0,2235	2,2602	0,5929	0,2159	2,3267
440	1,9799	0,1394	2,1192	0,5839	-0,2070	2,1884
450	1,6375	0,4591	2,0966	0,5870	-0,5870	2,0966
460	1,3983	0,7234	2,1217	0,5846	-0,9441	1,9880
470	1,2276	0,9268	2,1544	0,5651	-1,2679	1,8312
480	1,1042	1,0703	2,1745	0,5239	-1,5410	1,6212
490	1,0145	1,1606	2,1751	0,4616	-1,7518	1,3695
500	0,9497	1,2085	2,1582	0,3827	-1,8992	1,0941
510	0,9041	1,2268	2,1309	0,2927	-1,9917	0,8120

520	0,8739	1,2285	2,1024	0,1969	-2,0429	0,5341
530	0,8566	1,2247	2,0813	0,0987	-2,0668	0,2642
540	0,8510	1,2225	2,0735	0,0000	-2,0735	0,0000
550	0,7000	1,2247	1,9247	-0,0913	-1,9113	-0,2443
560	0,6000	1,2285	1,8285	-0,1712	-1,7768	-0,4645
570	0,5000	1,2268	1,7268	-0,2372	-1,6140	-0,6580
580	0,4000	1,2085	1,6085	-0,2852	-1,4155	-0,8154
590	0,4000	1,1606	1,5606	-0,3312	-1,2569	-0,9826
600	0,4000	1,0703	1,4703	-0,3542	-1,0420	-1,0962
610	0,4000	0,9268	1,3268	-0,3480	-0,7808	-1,1278
620	0,4000	0,7234	1,1234	-0,3095	-0,4999	-1,0526
630	0,4000	0,4591	0,8591	-0,2405	-0,2405	-0,8591
640	0,4000	0,1394	0,5394	-0,1486	-0,0527	-0,5570
650	0,4000	-0,2235	0,1765	-0,0463	0,0169	-0,1817
660	0,4000	-0,6113	-0,2113	0,0509	-0,0615	0,2084
670	0,4000	-1,0012	-0,6012	0,1276	-0,2887	0,5425
680	0,4000	-1,3679	-0,9679	0,1716	-0,6311	0,7536
690	0,4000	-1,6858	-1,2858	0,1766	-1,0253	0,7959
700	0,4000	-1,9318	-1,5318	0,1434	-1,3904	0,6587
710	0,4000	-2,0874	-1,6874	0,0801	-1,6479	0,3719
720	0,2650	-2,1407	-1,8757	0,0000	-1,8757	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	Tᴇ				Tᴇ	Tср
	Номер циліндра					
	1	2	3	4		
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,191
10	-0,402	-0,188	2,163	-0,244	1,329	1,191
20	-0,717	-0,379	4,288	-0,464	2,728	1,191
30	-0,879	-0,571	5,057	-0,658	2,949	1,191
40	-0,859	-0,758	3,974	-0,815	1,541	1,191
50	-0,664	-0,925	3,128	-0,983	0,556	1,191
60	-0,342	-1,049	2,604	-1,096	0,117	1,191
70	0,043	-1,109	2,327	-1,128	0,133	1,191
80	0,418	-1,085	2,188	-1,053	0,469	1,191
90	0,724	-0,974	2,097	-0,859	0,988	1,191
100	0,926	-0,796	1,988	-0,557	1,561	1,191
110	1,013	-0,599	1,831	-0,182	2,064	1,191
120	0,996	-0,457	1,621	0,208	2,368	1,191
130	0,898	-0,460	1,370	0,543	2,349	1,191
140	0,747	-0,687	1,094	0,754	1,908	1,191
150	0,568	-1,144	0,812	0,796	1,032	1,191
160	0,379	-1,617	0,534	0,659	-0,045	1,191
170	0,189	-1,430	0,264	0,372	-0,605	1,191
180	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,191

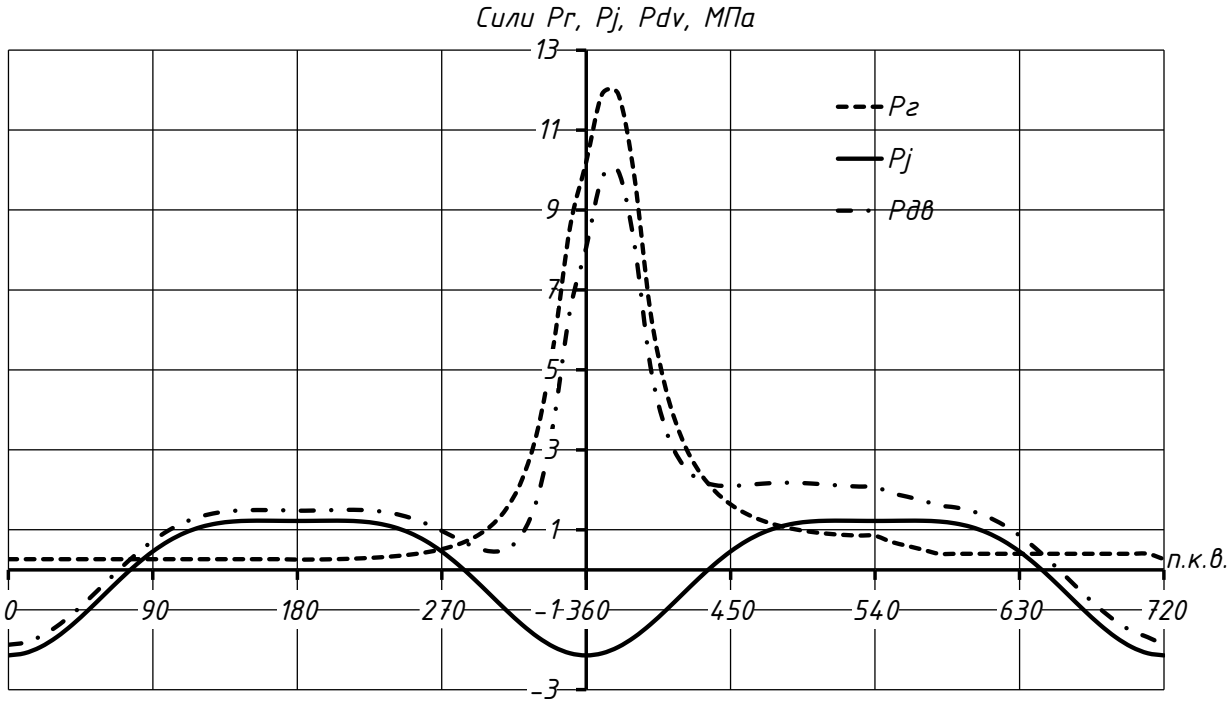

Рисунок 3.2 – Зміна сил Pr, Pj, Pdv від кута повороту колінчастого валу

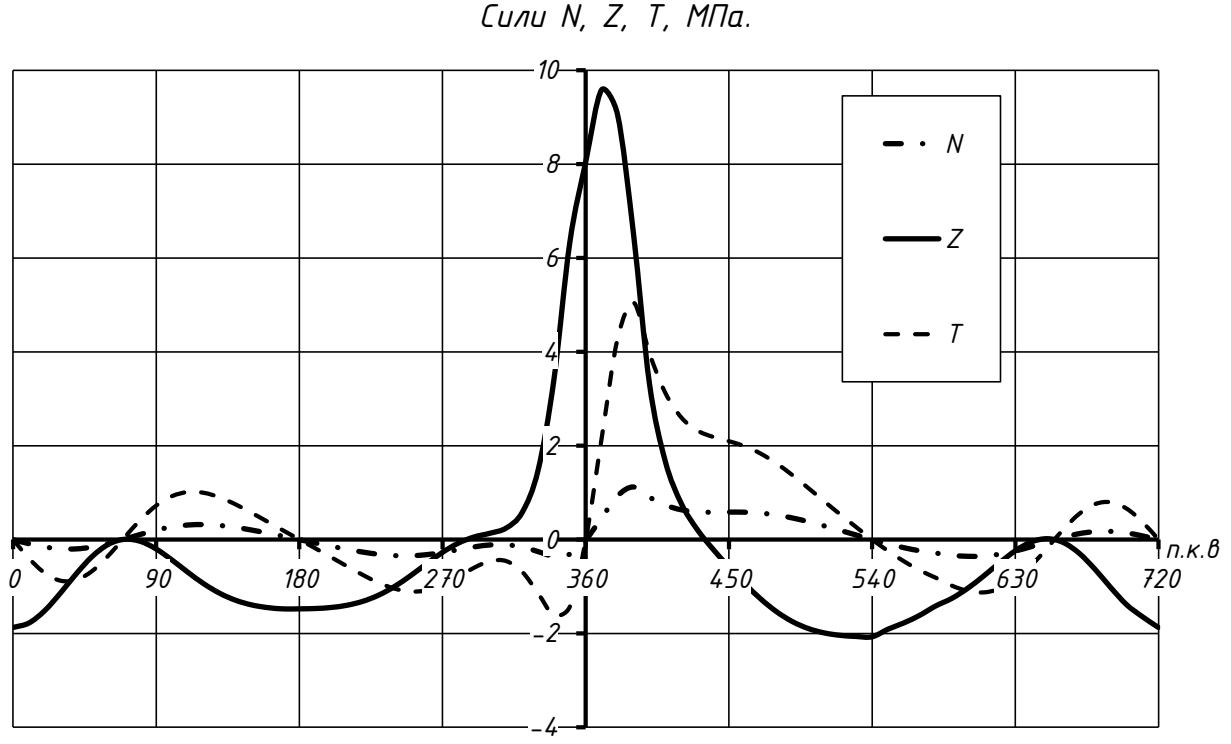

Рисунок 3.3 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

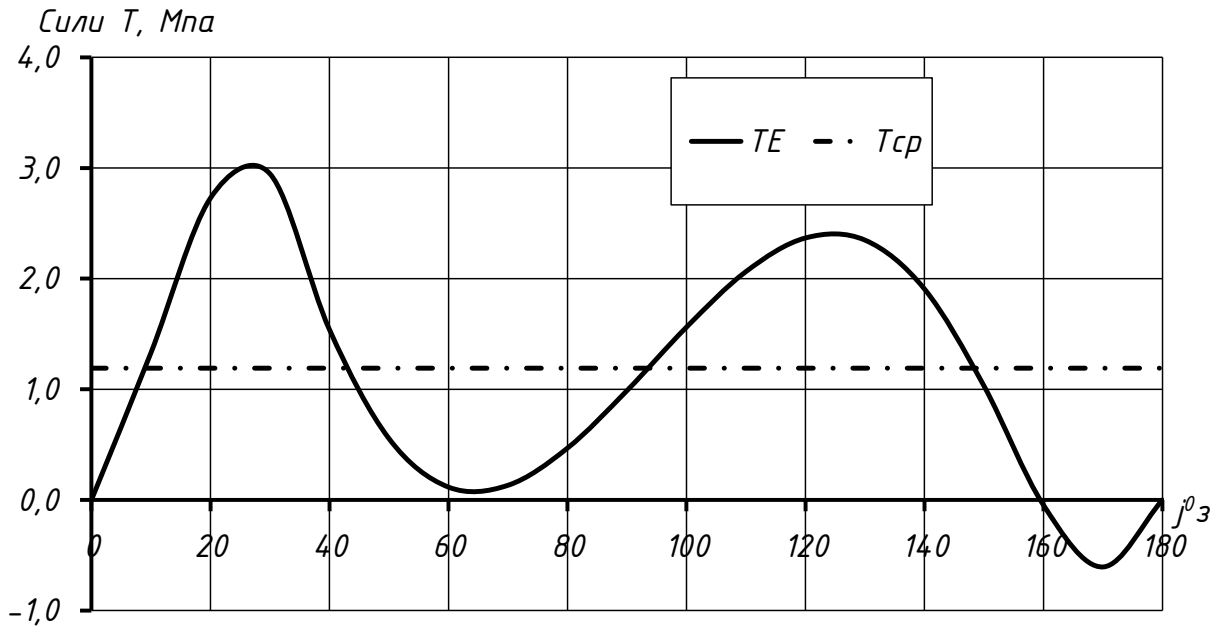

Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил Т від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4
ПРОЕКТ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 22/24

Вибір типорозміру турбокомпресора

На підставі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску визначаємо можливий прототип турбокомпресора на підставі використання полів розходів або областей застосування турбокомпресорів типорозмір них рядів. Вісь абсцис у таких полях може визначатися як через масовий так і об'ємний розхід $Q = G/\rho_o$ м^3/с,

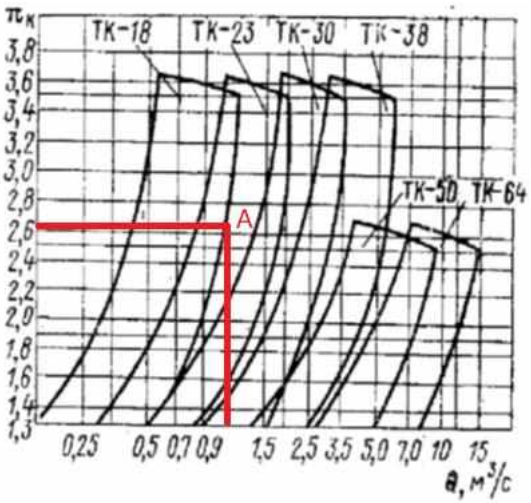

Рисунок 4.1 – Області застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу ТК залежно від розходу та ступеня підвищення тиску

На підставі значень ПК та G (Q) знаходимо точку у полі розходів (точка А на рис. 4.1). Типорозмір турбокомпресору визначаємо згідно позначенню тієї фігури (косокутного чотирикутника на рис 4.1), у межах якої знаходиться точка. Букви ТК означають, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри означають значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D_2) у сантиметрах (значення приблизне, ± 6 %). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Таким чином, визначивши типорозмір, а саме ТК23, ми знаходимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора, яке має бути оптимальним для обчислення значень розходу та ступеня підвищення тиску.

Вибір основних початкових параметрів для розрахунку ступеня відцентрового наддувочного компресора.

1. Витрата повітря через компресор, кг/с: G = 1,09. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

2. Ступінь підвищення тиску: $П_К$ = 2,65. Беремо з розрахунку циклу двигуна.

3. Температура навколишнього середовища, К: T_o = 298. З розрахунку циклу.

4. Температура після глушника, К: T_a = 295.

5. Тиск навколишнього середовища: P_o = 101300 Па. Приймається при нормальних умовах.

6. Тиск після глушника: P_a = 100287 Па. За довідковою літературою обираємо втрату тиску.

7. Діаметр колеса на виході: D_2 = 0,24 м. Приймається у межах допустимих значень для типорозміру ТК-23 з урахуванням результатів ряду обчислень.

8. Діаметр маточини колеса: D_0 = 0,08 м. Цей розмір задається у долях діаметра D_2, для ТК з консольними підшипниками цей діапазон значень такий: D_0 = (0,22…0,35)D_2.

9. Діаметр на виході з БЛД: D_3 =0,27 м. Цей розмір задається у долях діаметра D2, при наявності лопатного дифузора D_3 = (1,1-1,2)D_2.

10. Товщина лопаток на вході у колесо: δ_1 = 0,0003 м.

11. Діаметр на виході з лопатного дифузора: D_4 = 0,4 м. Вибираємо з довідкової літератури, цей розмір задається у долях від діаметра D_2: D_4 = (1,6 – 1,8)D_2.

12. Число лопаток колеса: Z_K = 13. Кількість лопаток обирають рівною 12 -23.

13. Число лопаток дифузора: $Z_Д$ = 35. У літературі наведено співвідношення Z_K/ $Z_Д$ = 0,5 – 2,5.

14. Товщина лопаток дифузора: на вході δ_3 = 0,003 м

на виході δ_4 = 0,001 м

Вибираємо з літератури δ_3 = 0,5 – 8 мм; δ_4 = 0,2 – 2 мм.

15. Коефіцієнт напору компресора: H_K = 1,42. Обираємо в залежності від діаметру D_2 у довідковій літературі.

16. Показник політропи на ділянці 0 – 1: n_1 = 1,39. Цей показник обираємо у діапазоні 1,35…1,39 за довідковою літературою.

17. Політропний ККД на ділянці 1-2 (робоче колесо): η_2 = 0,9. Це значення вибираємо з діапазону 0,82 – 0,92.

18. Політропний ККД на ділянці 2 – 3: η_3 = 0,8. Обираємо значення з діапазону 0,6 – 0,85.

19. Коефіцієнт тертя у безлопатному дифузорі: $\lambda_{БЛД}$ = 0,01.Значення цього параметру обираємо в районі 0,075…0,01.

20. Політропний ККД на ділянці 3 – 4: η_4 = 0,85. Значення η_4, обраховані або знайдені експериментально, становлять 0,75 – 0,86.

21. Коефіцієнт дискових втрат: $\alpha_{ДВ}$ = 0,04. Експериментально це значення складає 0,04 – 0,08.

22. Коефіцієнт втрат на ділянці 4 – 5: ζ_5 = 0,2. Обираємо з довідкової літератури для конкретного типу завитки.

23. Коефіцієнт ступеня розходу компресора: C_m = 0,3. Експериментально значення цього параметру складає 0,25 – 0,35.

24. Коефіцієнт розходу робочого колеса: φ_{2r} = 0,35. Обираємо значення з діапазону 0,16 – 0,35.

25. Коефіцієнт відставання швидкості у лопатному дифузорі: k_a = 1,05. У довідковій літературі наведені експериментальні данні 1,05 – 1,09.

26. Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості у компресорі: A = 0,98. Це значення не може виходити з діапазону 0,5 – 1.

27. Кут атаки вхідної кромки ОСА: i_1 = 2˚.

28. Різниця кутів входу і виходу у лопатному дифузорі: Δ_α = 15˚. Цей конструктивний розмір повинен знаходитись у межах 12 - 18˚.

29. Кут атаки вхідної кромки лопатки ЛД : i_3 = 0˚. За довідковою літературою лежить у межах 0 - 5˚.

Розрахунок ступені компресора

2. Попереднє визначення колової швидкості u_2

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення
2.1.	H_K	$H_K = f(D_2)$	1,42
2.2.	$L_{ад}$, Дж/кг	$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	94436,4
2.3.	u_2, м/с	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{АД}}{\bar{H}_K}}$	364,70

3. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення
3.1.	$\bar{C}_m$		0,3
3.2.	C_a, м/с		30
3.3.	C_p, Дж/(кг·К)		1005
3.4.	C_1, м/с	$C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$	109,4
3.5.	T_a, К	$T_a = T_o + (2\ldots5)\text{К}$	295
3.6.	T_1, К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	289,5
3.7.	P_a, Па	$P_a = (0{,}97\ldots0{,}99) \cdot P_0$	100287
3.8.	n_1		1,39
3.9.	P_1, Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a}\right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$	93771,7

4. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення
4.1.	D_2, м		0,24
4.2.	D_o, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,08
4.3.	$\alpha_{тв}$	$\varphi_{2r} = \frac{C_{2r}}{U_2}$	0,04
4.4.	$\phi_{2г}$		0,35
4.5.	$z_к$		13
4.6.	ρ_1	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	1,1286
4.7.	f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,0089
4.8.	$D_н$	$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,1329
4.9.	a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,554
4.10.	D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}$	0,1097
4.11.	μ	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}}$	0,8308
4.12.	T_2, К	$T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_P} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{вт}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2\right]$	356,91
4.13.	η_2		0,9
4.14.	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2$	3,10
4.15.	P_2, Па	$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	179268,13
4.16.	β_{11}	$\beta_{11} = arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right)$	33,3
4.17.	i_1		2
4.18.	$\beta_{1л}$	$\beta_{1л} = \beta_{11} + i_1$	35,3

4.19.	δ_1, м		0,0003
4.20.	τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1Л}}$	0,990
4.21.	C_1^1, м/с	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	110,49
4.22.	β^1_{11}	$\beta_{11}^1 = arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1}\right)$	33,5
4.23.	β_{1H}	$\beta_{1H} = arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H}\right)$	28,7
4.24.	β_{10}	$\beta_{10} = arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0}\right)$	42,3
4.25.	w^1_H, м/с	$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$	230,3
4.26.	w^1_1, м/с	$w_1^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$	200,0
4.27.	λ_{Hw}	$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}$	0,73
4.28.	C_{2u}, м/с	$C_{2u} = \mu \cdot u_2$	302,99
4.29.	C_{2r}, м/с	$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot u_2$	127,65
4.30.	C_2, м/с	$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$	328,78
4.31.	α_2	$\alpha_2 = arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right)$	22,84
4.32.	M_{C2}	$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$	0,865
4.33.	ρ_2, кг/м^3	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	1,750
4.34.	b_2, м	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,006
4.35.	w_2, м/с	$w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}$,	141,78
4.36.	$\hat{w}$	$\dot{w} = w_2 / w_1^1$	0,71

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення
5.1.	D_3, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,27
5.2.	y		0,74
5.3.	b_3, м	$b_3 = y \cdot b_2$	0,005
5.4.	η_3		0,8
5.5.	k_{n3}	$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_3$	2,8
5.6.	n_3	$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,57
5.7.	$C_3^{(1)}$, м/с	320	287,53
5.8.	T_3, К	$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	369,56
5.9.	P_3, Па	$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	197296,01
5.10.	ρ_3, кг/м³	$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$	1,860
5.11.	$\lambda_{БЛД}$		0,01
5.12.	α_3	$\alpha_3 = arctg\left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \begin{array}{l} tg\alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2\alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \\ \times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3 - 1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2}\left(1 - \frac{R_2}{R_3}\right)\right] \end{array} \right\}\right]$	30,11
5.13.	C_3, м/с	$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin\alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	287,53
5.14.	M_{C3}	$M_{C_3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$	0,74

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення
6.1.	δ_m		6

6.2.	D_4, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,4
6.3.	b_4, м	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot tg\delta_m$	0,012
6.4.	i_3		0
6.5.	$\alpha_{3л}$	$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3$	30,11
6.6.	$\Delta\alpha$		15
6.7.	$\alpha_{4л}$	$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha$	45,11
6.8.	k_a		1,05
6.9.	α_4	$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin a_{4л}}{k_\alpha}\right)$	36,53
6.10.	η_4		0,85
6.11.	$\frac{n_4}{n_4 - 1}$	$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k-1}\eta_4$	2,92
6.12.	$\frac{1}{n_4 - 1}$	$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1$	1,92
6.13.	$T_4^{(1)}$, К	420	409,16
6.14.	C_4, м/с	$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin a_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	55,53
6.15.	T_4, К	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	409,16
6.16.	$z_д$	13,17,19,23,29,31,35	35
6.17.	$z_к/z_д$		0,37
6.18.	δ_3, м		0,003
6.19.	δ_4, м		0,001
6.20.	τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_д}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3Л}}$	0,753
6.21.		$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_д}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4Л}}$	0,961
6.22.	f	$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	4,29
6.23.	α_{CP}	$\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4л} + \alpha_{3л}}{2}$	37,61

6.24.	δ	$\delta = 2 \cdot arctg\left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin\alpha_{3л}}{D_3 \cdot Z_д}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3}-1} \cdot 2 \cdot \sin a_{CP}\right)$	7,31
6.25.	P_4, Па	$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$	265665,34
6.26.		$\left\|\frac{P_K - P_4}{P_K}\right\| \le 0,05$	0,010
6.27.	$R_Л$, м	$R_Л = \frac{D_4^{\,2} - D_3^{\,2}}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4Л} - D_3 \cdot \cos a_{3Л})}$	0,447
6.28.	$R_Ц$, м	$R_Ц = \sqrt{R_Л^2 + R_3^2 - R_Л \cdot D_3 \cdot \cos a_{3Л}}$	0,337
6.29.	ρ_4, кг/м^3	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	2,262

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення
7.1.	ξ_5		0,2
7.2.	A		0,98
7.3.	C_5, м/с	$C_5 = C_4 \cdot A$	54,42
7.4.		$\left\|\frac{C_5 - C_4}{C_4}\right\| \le 0,03$	0,020
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
7.7.	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k-1}\eta_5$	0,000
7.8.	P_5, Па	$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$ при змінній швидкості $P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}$ при постійній швидкост	264968,66

7.9.		$\left\|\frac{P_K - P_5}{P_K}\right\| \le 0{,}05$	0,013
7.10.	T_5, К	$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$	409,22
7.11.	f_5, м^2	$f_5 = \frac{GRT_5}{P_5 C_5}$	0,0089
7.12.	D_5, м	$D_5 = \sqrt{\frac{4f_5}{\pi}}$	0,1065

8. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення
8.1.	ηад	$\eta_{АД} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}{T_5 - T_a}$	0,843
	ηм	Обирається за довідником	0,970
8.2.	N_K, кВт	$N_K = \frac{G \cdot L_{АД}}{\eta_{ад}\,\eta_м \cdot 1000}$	145,79
8.3.	$n_{тк}$, об/хв	$n_{тк} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$	29022

Опис спроектованого турбокомпресора

Спроектований турбокомпресор маркується як ТК24 в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та ступеня підвищення тиску. Він має осьову турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням робочих коліс.

Остов турбокомпресора ТК24 складається з трьох корпусів – це корпус компресора 4 (див рис. 4.2), газовідвідний корпус 8 та корпус турбіни 15.

Корпус компресора 4 слугує для утворення його проточної частини, в тому числі проточної частини каналу колеса, для створення каналів без лопаткового дифузору, лопаткового дифузору та повіт розбірної завитки. Крім того в ньому є порожнина для розміщення та закріплення опорно-упорного підшипника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

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

Корпус турбіни 15 слугує для створення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої оболонки проточної частини. Для зменшення тепловіддачі в машинне відділення частини газовідвідного та турбінного корпусів, які контактують з ним, мають порожнини, в яких циркулює вода з системи охолодження. Крім того водяні водяні порожнини робляться для охолодження підшипникових вузлів. Обидва корпуси виготовляють з ливарної сталі.

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

Турбокомпресор кріпиться до двигуна на кронштейні за допомогою болтів.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор 1. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора 2 та турбіни 15. Ротор жорсткий, барабанного типу, кований з нержавіючої сталі 2Х13. Біля компресорного та турбінного підшипників роблять дві канавки, в яких розміщують контактні кільця ущільнень *16*, *10*.

Складові ротору.

Колесо компресора 2 з'єднується з ротором 1 за допомогою посадки з натягом та шпильок, а також закріплюється гайкою. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має численні гребінці 9. Вони зроблені як відповідна частина безконтактного ущільнення, яке створюють з одного боку гребінці колеса, а з другого – гребінці на корпусній вставці. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

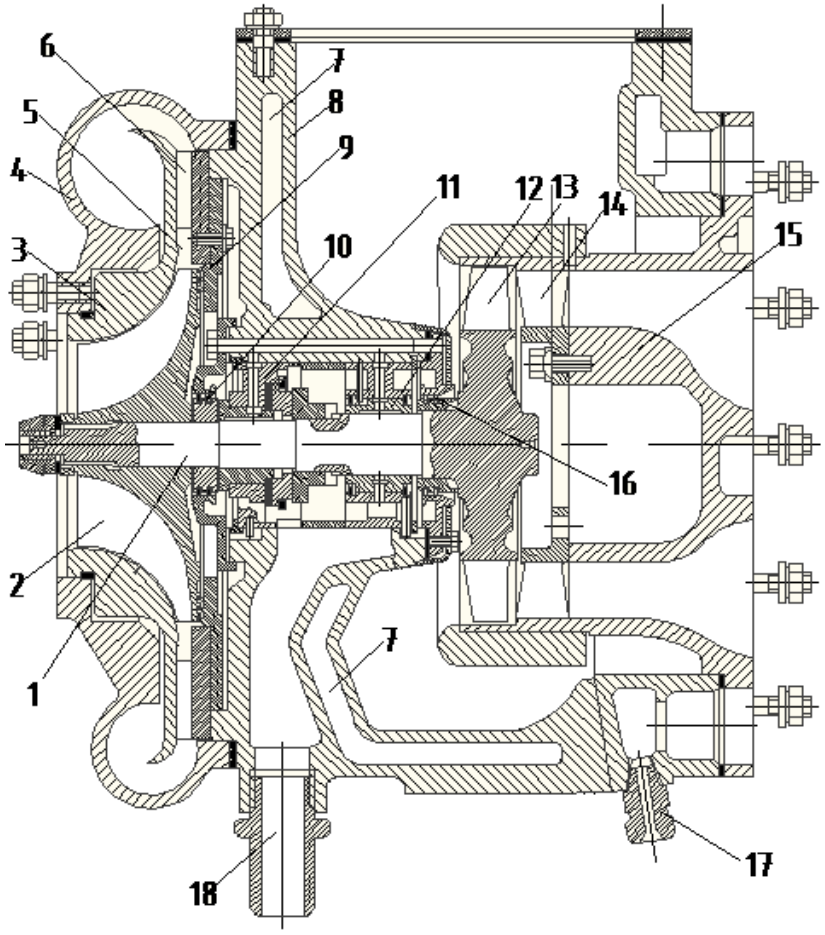

Рисунок 4.2 – Спроектований турбокомпресор ТК24

Колесо турбіни *13* осьового типу з'єднано з ротором через зварювання. У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною, матеріал робочих

лопаток змінено на жароміцний сплав типу Є1437Б. Теж саме стосується і матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі 45.

Підшипники. Ротор спирається на підшипники ковзання. Один з підшипників є опорним (зі сторони турбіни), другий – опорно-упорним . До підшипників через канали підводиться масло, яке після змащення стікає донизу.

Опорно-упорний підшипник складається зі сталевого корпусу та запресованою в нього втулкою з високоолов'янистої бронзи. Упорна частина підшипника є окремим плоским підп'ятником з високоолов'янистої бронзи зі змащувальними канавками на робочому торці. Підп'ятник зафіксовано від обертання штифтом. Підп'ятник має пружний елемент, що складається з набору металевих пластин і шару масла між ними. Він забезпечує демпфування високочастотних коливань ротору в осьовому напрямку, а також компенсує перекоси упорного торця ротору, що виникають при роботі турбокомпресора.

Опорний підшипник виконаний як сталева втулка з запресованою тонкостінною втулкою з високоолов'янистої бронзи. На торцевій поверхні підшипника зроблено невелику площадку з одвороту бронзової втулки для забезпечення допоміжного осьового упору при непрацюючому компресорі.

Вузли ущільнення. У турбокомпресорі є кілька вузлів ущільнення. Вони слугують для забезпечення непроникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни, для зменшення осьового зусилля на колесі компресора, а також зменшення небажаних перетікань газу вздовж осі ротора. До вузлів ущільнення підходять канали, що забезпечують подачу до них повітря зі збільшеним тиском.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається з двох пружних кілець10 типу поршневих (контактних) і лабіринтових (безконтактних) ущільнень 9, утворених гребінцями. У

проміжок між двома групами безконтактних ущільнень через дросель підводиться повітря з повіт розбірної завитки для того, щоб запобігти розповсюдженню масляних аерозолів вздовж валу. Кільця під час обертання ротора за рахунок своєї пружності притискаються до корпусної втулки и залишаються нерухомими. Для зменшення тиску повітря на кільця контактного ущільнення в осьовому напрямку з боку компресора, від чого вони сильно притискалися би до бічних стінок канавок і тим самим зменшували механічний ККД турбокомпресора, між контактними та безконтактними ущільненнями виконані свердління усередину ротора. Через ці свердління частина повітря високого тиску, що надходить від завитки до ущільнення і розповсюджується вздовж ротору, відсмоктується через порожнину ротору в колесо компресора також через спеціальні свердловини, виконані перед входом в колесо. Це забезпечує відповідне зниження тиску.

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворитися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене двома пружними кільцями *16.*

Системи змащення та охолодження.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться з системи змащення двигуна. Порожнини, в яких розташовані підшипники (корпуси підшипників), відокремлені від внутрішніх порожнин агрегату ущільненнями.

Система охолодження у конструкції турбокомпресора виглядає як система порожнин, каналів та елементів з’єднання. Завдяки порожнинам у корпусі турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні цих корпусів, зменшується підведення теплоти до компресорної частини та до опорного підшипника. У турбокомпресорі виконується охолодження

газоприймальної завитки. Це запобігає її передчасної руйнації за рахунок теплового навантаження.

При роботі турбокомпресора гази з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної камери. З неї вони надходять до соплового апарату турбіни, де статична енергія газів частково перетворюється на кінетичну. Далі гази надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротора з високою частотою. Після робочого колеса гази відходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час руху виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесо. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього середовища та тиском у колесі, під впливом якого нове повітря безперервно надходить до колеса. Водночас з отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площин перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості руху повітря у відносному русі потоку, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична та потенційна енергія.

Після колеса повітря надходить до щілинного дифузору (або БЛД). Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім незначно розширюється. Рух

часток повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу – зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня, інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або виникне його помпаж. Друге призначення БЛД – вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузора, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення.

Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового (ЛД). Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш крутій траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск ($P_к$) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна.

Після ЛД повітря надходить до завитки. Завитка спроектована таким чином, щоби уникнути в ній небажаного перетворення енергії потоку через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Відповідно вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіально зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання колеса потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря з усіх боків колеса згідно з законом збереження енергії.

РОЗДІЛ 5
РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 22/24

5.1 Паливна система

Паливна система двигуна паливом призначена для розміщення запасу палива на судні, очистки, розпилення палива і рівномірного розподілу його по циліндрах відповідно до порядку роботи двигуна.

Схема паливної системи дизеля зображена на рисунку 5.1.1.

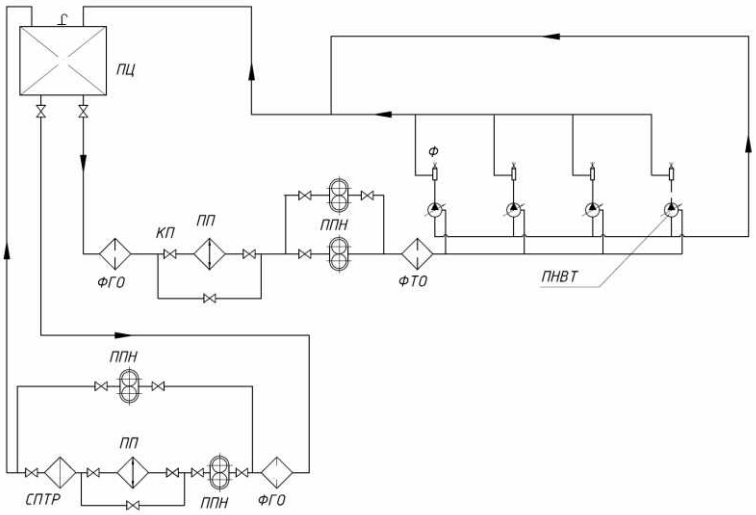

Рисунок 5.1.1 – Схема паливної системи дизеля:
ПЦ – паливна цистерна; КП – клапан пропускний; ПП – підігрівач палива; ППН – паливопідкачувальний насос; ПНВТ – паливний насос висого тиску; СПТР – сепаратор; ФГО – фільтр грубої очистки; ФТО – фільтр тонкої очистки; Ф – форсунка

Система живлення судового дизеля складається з паливних насосів висого тиску, паливопідкачувальних насосів, форсунок, трубопроводів низького та високого тиску, повітроочисника, впускного і випускного колекторів, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, паливопідігрівачів та паливної цистерни.

Паливний насос високого тиску

На двигуні встановлено вісім ПНВТ індивідуального типу. Конструктивно індивідуальний ПНВТ виконується у вигляді модулів і кріпиться збоку блоку циліндрів. Таке розміщення дає наступні переваги:

- відсутність необхідності внесення конструктивних змін в наявну головку блоку;

- підвищення жорсткості приводу за рахунок виключення з конструкції коромисел;

- можливість простого демонтажу елементів системи упорскування.

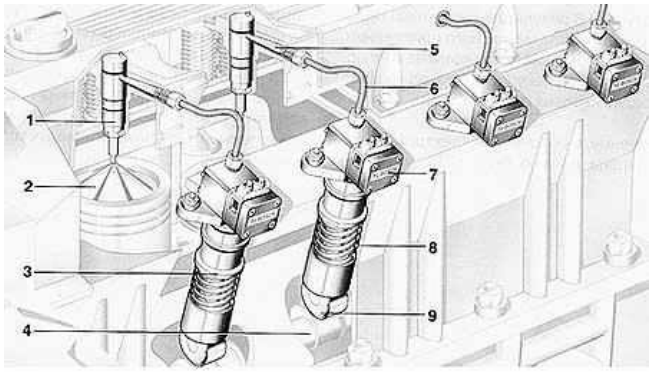

Рисунок 5.1.2 – Розміщення індивідуальних ТНВД:

1 - форсунка; 2 - камера згоряння; 3 - ПНВТ; 4 – розподільний вал двигуна; 5 - штуцери трубопроводу високого тиску; 6 - ПНВТ; 7 - клапан електромагнітний; 8 пружина поворотна; 9 -толкатель роликовий.

Трубопроводи високого тиску мають дуже малу довжину, однакову для всієї насосної групи, і мають здатність витримувати безперервно створюване ППВТ максимальний тиск. Параметри трубок, зазвичай використовуються в трубопроводах ППВТ, такі: діаметр зовнішній - 6 мм, діаметр внутрішній - 1,8 мм.

Кожен встановлений у складі насосної групи ППВТ приводиться в рух окремим кулачком распредвала двигуна. Передачу руху від распредвала до плунжеру забезпечують поворотна пружина і роликовий штовхач.

Основні функції

Основні функції системи полягають в правильному управлінні процесом вприскування дизельного палива в потрібний момент і в необхідній кількості, а також при необхідному тиску уприскування. Це забезпечує плавну і економічну роботу дизеля.

ПНВТ встановлений між лінією низького тиску і щаблем високого тиску, служить для створення необхідного високого тиску протягом усього терміну служби двигуна.

Форсунки

Форсунка (Рисунок 5.1.3) призначена для впорскування палива в циліндр дизеля. Вона забезпечує необхідний розпил палива і обмежує початок і кінець подачі палива.

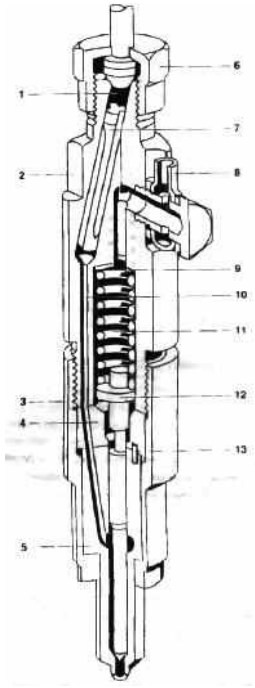

Рисунок 5.1.3 – Форсунка:

1– вхід для палива; 2 – корпус форсунки; 3 – гайка кріплення форсунки; 4 – проміжний елемент; 5 – розпилювач форсунки; 6 – сполучна гайка з паливопроводом високого тиску; 7 – фільтр; 8 – з'єднання для повернення палива; 9 – регулювальні шайби; 10 – канал високого тиску; 11 – натискна пружина; 12 – натискний палець; 13 – штифти для фіксації

Необхідні момент початку впорскування і величина подачі палива забезпечуються дією електромагнітного клапана ПНВТ.

Момент початку впорскування встановлюється системою електронного управління роботою дизеля.

Формування електронним блоком сигналів управління відбувається на підставі "зчитування" сигналів, що формуються датчиками частоти обертання колінчастого вала.

Паливопідкачуючий насос

Паливопідкачуючий насос в ступені низького тиску палива служить для забезпечення необхідної подачі палива до елементів ступені високого тиску. В роботі паливопідкачуючого насоса передбачається:

- незалежність від режиму роботи двигуна;
- мінімальний шум;
- забезпечення необхідного тиску;
- ресурс роботи, відповідний повного терміну служби двигуна.

Паливопідкачуючий насос шестеренчастого типу

Основними елементами шестеренчастого насоса є два шестерних колеса, які знаходяться в зачепленні між собою, за допомогою чого паливо "захоплюється" в камеру, що утворюється між зубцями шестерень і стінкою корпусу насоса, і прямує до виходу на стороні нагнітання. Контактні поверхні між зубцями обертових шестерень забезпечують ущільнення між сторонами всмоктування і нагнітання і, таким чином, запобігають перетікання палива знову на всмоктування.

Фільтр грубої очистки – призначений для попередньої очистки палива від грубих часток. Модель – ФГ-75 з сітчастим фільтруючим елементом.

Злив відстою з фільтра проводиться через отвір, розташований в нижній частині стакану і закривається пробкою.

Фільтр тонкої очистки палива служить для остаточного очищення палива. Фільтр тонкої очистки – нерозбірний.

Паливо, проходячи крізь штори паперового фільтруючого елемента, очищається від механічних домішок. В нижній частині корпусу знаходиться пробка для зливу відстою.

Трубопроводи ліній низького тиску палива

В якості альтернативи сталевим трубкахм, в лініях низького тиску можуть використовуватися вогнестійкі армованігнучкі шланги. Вони повинні бути захищені від механічних пошкоджень і прокладені таким чином, щоб виключити можливість появи крапель або випаровування палива, що накопичується на нагрітих деталях, де воно може спалахнути. У разі деформування не повинні мати місце руйнують наслідки паливної системи. Всі трубопроводи паливної системи повинні бути захищені від нагрівання.

Трубопроводи лінії високого тиску

Через трубопроводи паливо подається під високим тиском. Тому вони повинні витримувати максимальний тиск у паливній системі і можливі високочастотніпіки тиску, що виникають в інтервалахміж впорскуванням.

Трубопроводи лінії високого тиску виготовляються зі сталевих трубок і зазвичай мають зовнішній діаметр 6 мм і внутрішній діаметр 2,4 мм. Всі трубки між акумулятором і форсунками повинні бути однакової довжини. Різниця у відстанях між акумулятором і конкретними форсунками компенсується вигинами трубок, при цьому трубопроводи лінії високого тиску повинні бути по можливості найкоротшими

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_м \cdot g_e \cdot N_e$	2534,40
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,192
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	500
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_м = 1{,}1 \ldots 1{,}2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м^3	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	3,19
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м^3	$\rho_п$	850,00
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1{,}01 \ldots 1{,}05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об’єм цистерни	$K_2 = 1{,}03 \ldots 1{,}05$	1,04

3	Продуктивність паливопідкачувального насоса, м³/год	$W_{пн} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_п}$	0,23
	Коефіцієнт запаса подачі палива	K_3 = 1,5…2,0	2,00
4	Потужність привода паливопідкачувального насоса, кВт	$N_{пн} = \frac{W_{пн} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{пн}}$	0,06
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	K_4 = 1,1…1,5	1,30
	ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	η = 0,6…0,7	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м²	$F_ф = \frac{W_{пн}}{3600 \cdot \upsilon_ш \cdot K_{жп}}$	0,01
	Швидкість фільтрації, м/с	$\upsilon_ш$ = 0,02…0,05	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп}$ = 0,2…0,3	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м³/год	$W_{сеп} = \frac{W_{пн}}{\rho_п \cdot n \cdot \tau}$	0,14
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	2304,00
	Кількість сепараторів	n = 1…4	2
	Час роботи сепаратора, год	τ = 8…12	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в шистерні сепаратора, м²	$F_{пп} = \frac{W_{сеп} \cdot C_п \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_п}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_з}$	0,42
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	$C_п$	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	$\eta_з$	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_п - \frac{t_1 + t_2}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	$t_п$	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{пп} = \frac{W_{сеп} \cdot C_п \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_п}{860 \cdot \eta_з}$	14,54
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_p = 1...1,5 \cdot d_p$	25,20
		приймаємо	26,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_p = 16,9 \cdot g_{ц\,max}^{0,303}$	17,45
		приймаємо	18,00
		$d_p = 35 + 0,04 \cdot (g_{ц\,max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{ц\,max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	1,11
	Кількість циліндрів	i	4,00
	Частота обертання, об/хв	n	900,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при d_p < 10 мм 2,5-2,6 при d_p = 11…14 мм 3 при d_p = 15…20 мм 3 + 0,218(d_p-20) при dr > 20 мм	2,56
		приймаємо	3,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при D < 100 мм 0,3 при D = 105…200 мм 0.35 при D = 205…250 мм 0,4 + 0,0012(D-250) при D > 250 мм	0,36
		приймаємо	0,40
	Діаметр циліндра, мм	D	220,00
13	Кількість соплових отворів	i_c = 4…8	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	l_c = (3..4) d_c	2,40

5.2 Система змащення

Система мастила двигуна повинна забезпечувати безперебійну подачу масла до поверхонь, що труться з метою зниження втрат потужності на тертя, зменшуючи знос деталей, захисту їх від корозії, відведення тепла і продуктів зносу від тертьових поверхонь. Від справного стану системи змащення, своєчасного проведення ТО і усунення несправностей у процесі експлуатації в значній мірі залежить надійність роботи двигуна.

Опис масляної системи

Подача масла до тертьових поверхонь проводиться наступними основними способами: 1) розбризкуванням, 2) під тиском, 3) комбіноване змащення. Змащення розбризкуванням полягає в тому, що масло з картера або спеціальних літаків розбризкується ложечками, наявними на кришках шатунів. Масло при цьому раздробляется на дрібні крапельки, які осідають на всіх тертьових і нетертьових поверхнях деталей, розташованих усередині двигуна, і змащують їх.

Система змащення дизеля комбінована: частина деталей змащується під тиском, частина - розбризкуванням.

Підшипники колінчатого і розподільного валів, втулка проміжної шестерні, підшипник стрижня колінчастого вала компресора, механізм приводу клапанів (коромисла) і підшипник валу турбокомпресора змащуються під тиском від масляного насоса. Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного вала і привід паливного насоса змащуються розбризкуванням.

Масляний насос призначений для створення тиску в системі змащення, і тим самим забезпечити мастило рухомих частин двигуна внутрішнього згоряння. Масляний насос приводиться в дію від колінчастого вала або розподільчого вала за допомогою приводного валу. За характером управління масляні насоси розділяються на нерегульовані і регульовані. Нерегульовані

насоси підтримують постійний тиск в системі мастила за допомогою редукційного клапана. У регульованих насосах постійний тиск підтримується шляхом зміни продуктивності насоса.

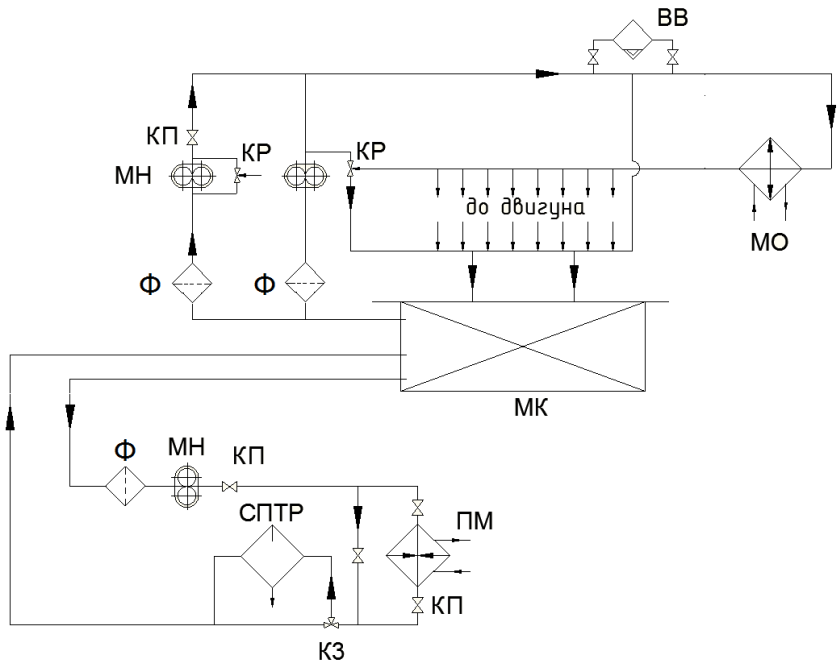

Рисунок 5.2.1 – Система змащення:

МН – масляний насос; МО – масляний охолоджувач; МК – масляний картер; ПМ – підігрівач масла; КЗ – клапан трьохходовий; КП – клапан прохідний; КР – клапан регулюючий; ВВ – водовіддільник з автоматичним зпуском конденсату; СПРТ – сепаратор; Ф – фільтр на всмоктувальній лінії

Масляний насос шестерневого типу являє собою дві шестерні – провідну і відому, розміщені в корпусі. Масло в насос надходить через всмоктуючий канал, захоплюється шестернями і нагнітається в систему через нагнітальний канал. Продуктивність шестерневого насоса пропорційна частоті обертання колінчастого валу. При перевищенні тиску нагнітається масла певної величини спрацьовує редукційний клапан і перепускає частину масла у всмоктувальну порожнину або безпосередньо в картер двигуна.

Масляний насос системи змащення – шестерневого типу, односекційний, кріпиться болтами до кришки першого корінного підшипника.

Масляний фільтр

Більшість сучасних масляних фільтрів є нерозбірної конструкції, які складаються з металевого корпусу, всередині якого і знаходиться фільтруючий елемент. Там же розташовується і захисний клапан, завдання якого полягає в усуненні з моторних масел сторонніх часток.

Масляні фільтри обладнуються перепускним і противодренажним клапанами. Пропускний клапан спрацьовує, коли масло не може пройти вільно крізь особливий фільтруючий елемент. Це відбувається за сильного забруднення або підвищеної в'язкості при мінусовій температурі навколишнього середовища. Протіводренажний клапан встановлюється на вході і відкривається при роботі ДВЗ. Після того як двигун буде зупинений, клапан фільтра закривається, завдяки чому всередині нього втримується змащуюча маса.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м^3/год	$W_{мн} = K_v \frac{Q_м}{c_м \cdot \rho_м \cdot \Delta t_м}$	9,423
	Коефіцієнт запасу подачі	$K\nu$ = 1,2…1,5	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_м$ = 1,67…2,01	2,000
	Щільність мастила, кг/м^3	$\rho_м$	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_м$ = 5…15	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_м = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	204960,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,192
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	500,0
	Перепад температур масла, К	Δt_n = 10…15	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	α_n = 0,05…0,1	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700
2	Продуктивність відкачуючого насосу, м^3/год	$W_{мв} = (1{,}25...1{,}3)W_{мн}$	11,779
3	Ємність маслозбірної цистерни, м^3	$V_{мц} = K_c \frac{W_{мв}}{z}$	0,38
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м^3	K_c = 1,2…1,3	1,3
	Кратність циркуляції	z = 10…30 - МОД, СОД = 40…60 - ВОД z	40
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м^3	$V_{ст} = 0{,}6 \cdot V_{мц}$	0,230

5	Об'єм витратної цистерни, м^3	$V_в = (1{,}1 \ldots 1{,}5) \cdot V_{мц}$	0,459
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м^2	$F_м = \frac{Q_м}{3{,}6 \cdot k \cdot \Delta t}$	8,101
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2·к)	k = 290…460	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м^3/год	$W_{мс} = \frac{m \cdot V_{мц}}{t_c}$	0,14
	Кратність очистки масла	m = 1,5…3,5	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	t_c = 8…12	8

5.3 Система охолодження

Система охолодження призначена для підтримання оптимального теплового режиму двигуна, регулювання відведення тепла від найбільш гарячих деталей, які нагріваються в результаті тертя або контакту з гарячими газами. Найвигідніший тепловий стан двигуна в межах 85-950С підтримує система охолодження, яка відводить зайве тепло від деталей і передає її навколишньому повітрю.

Система охолодження двигуна підтримує певний, найвигідніший тепловий режим його роботи. Під час переохолодження збільшуються втрати на тертя, змен- шується потужність двигуна, на холодних деталях конденсуються пари бензину і у вигляді крапель стікають по дзеркалу циліндра, змиваючи змащення. Деталі швидко спрацьовуються, потрібно частіше міняти масло.

Перегрівання двигуна погіршує кількісне наповнення циліндрів пальною сумішшю, викликає розрідження і вигоряння масла, внаслідок чого поршні в циліндрах можуть заклинитися і виплавитися вкладиші підшипників. У сучасних автомобільних двигунах застосовується рідинне або повітряне охолодження. На двигунах вітчизняних автомобілів (за винятком 8АЗ-968, який має повітряне охолодження) застосовують закриту рідинну систему охолодження з примусовою циркуляцією, що здійснюється водяним насосом.

Така система називається закритою тому, що вона ізольована від атмосфери. В результаті тиск у системі збільшується, температура кипіння рідини підвищується до 108...119 °С і зменшуються її витрати на випаровування. Для сучасних двигунів нормальним тепловим режимом вважається такий, при якому температура рідини дорівнюватиме 85...95 °С.

На двигунах зазвичай використовують два закритих контури водяного охолодження. Контур високої температури охолоджуючої води використовується для охолодження двигуна. Контур низької температури охолоджує наддувочне повітря. Крім того, контур низької температури охолоджуючої води може бути використаний для охолодження додаткового обладнання, наприклад, генератора або коробки передач.

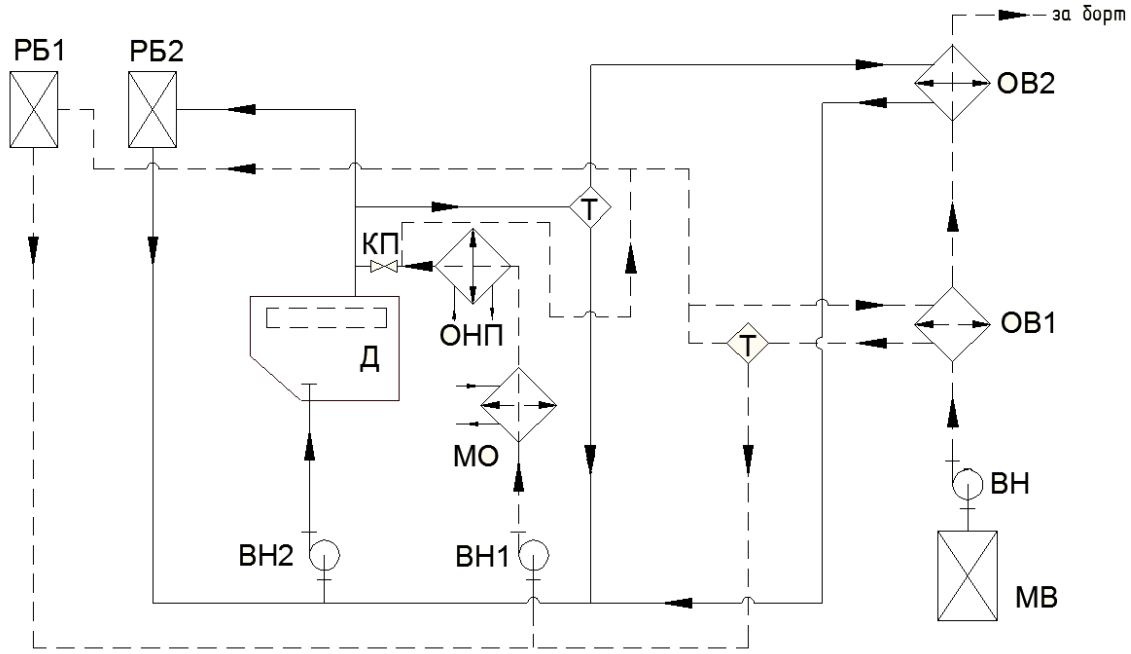

Рисунок 5.3.1 – Двухконтурна система охолодження:
РБ1,РБ2 – розширювальні бачки низькотемпературного і високотемпературного контурів, відповідно; Д – двигун; ВН,ВН1,ВН2 – водяні насоси відцентрового типу; ОВ1,ОВ2 – охолоджувачі охолоджуючої рідини; МО – масляний охолоджувач; ОНП – охолоджувач наддувочного повітря; Т – термостат; КП – клапан прохідний; МВ – морська вода.

Класифікація системи охолодження

За принципом відводу тепла в навколишнє середовище система охолодження замкнута.

За способом здійснення циркуляції рідини, системи охолодження можуть бути: примусовими, в яких циркуляція забезпечується спеціальним насосом, розташованим на двигуні (або в силовій установці), або тиском, під яким рідина підводиться в силову установку із зовнішнього середовища; термосифонного, в яких циркуляція рідини відбувається за рахунок різниці гравітаційних сил, що виникають в результаті різної щільності рідини, нагрітої близько поверхонь деталей двигуна і охолоджувальної в охолоджувачі; комбінованими, в яких найбільш нагріті деталі (головки блоків циліндрів, поршні) охолоджуються примусово, а блоки циліндрів - за термосифонним принципом.

Водяний насос

У системі охолодження зазвичай застосовується водяний насос відцентрового типу. Валик насоса, об'єднаний з валиком вентилятора, приводиться в дію клиноподібним ременем від шківа на передньому кінці колінчастого вала. Радіальні зазори між крильчаткою і корпусом водяного насоса повинні бути не більше1мм, осьові не більше 0,2 мм. Передаточне відношення приводу насоса дорівнює 0,98-1,95. Швидкість рідини у всмоктуючих патрубках одноступінчатих водяних насосів не перевищує 2,5-3 м/с. Найбільший напір, створюваний водяним насосом, залежить від опору системи охолодження. Для нормальної роботи системи охолодження тиск в будь-якій точці рідинного тракту не повинно бути менше тиску пароутворення рідини. Напір, створюваний водяним насосом в автомобільному двигуні, становить 35-150 кН/м (3,5- 15 м вод. ст.). Потужність, що витрачається на приведення в дію насоса, дорівнює 0,2-0,5% ефективної потужності двигуна.

Для підвищення надійності роботи системи охолодження в корпусі насоса на вході перед крильчаткою розташовують гвинтовий направляючий

апарат для створення обертального руху вхідної рідини. Швидкість рідини у впускних каналах не перевищує 2,5-3 м/с.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м^3/год	$W_{вк} = K_з \frac{Q_в}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_в}$	14,675
	Коефіцієнт запасу подачі води	$Kз$ = 1,2…1,3	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{пв}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м^3	$\rho_{пв}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_в$ = 10…12	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_в \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	614880,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,192
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	500,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_в$ = 0,12…0,17	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м^3/год	$N_{вк} = 0{,}272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	2,129
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м^2	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	3,07
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2·к)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса забортної води, м^3/год	$W_{нз} = K_з \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_в \cdot \Delta t_{зв}}$	18,176
	Коефіцієнт запасу подачі води	$Kз$ = 1,2…1,3	1,200
	Питома теплоємність забортоної води, кДж/(кг·К)	$c_{зв}$	3,980
	Щільність забортної води, кг/м^3	$\rho_{пв}$	1020,0
	Різниця температур забортної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв}$ = 5…20	10,0
5	Ємність розширювального бака, м^3	$V_{рб} = (0{,}1...0{,}15) \frac{N_e}{1000}$	0,075

5.4 Система газообміну

Функціональна *система повітропостачання* в загальному випадку складається з таких підсистем: компресора, теплообмінників, колектора, повітроводів.

Призначенням компресора є підвищення густини повітря за рахунок стискування його і переміщення.

В теплообмінниках густина стисненого повітря змінюється за рахунок зміни його температури.

Колектор служить для забезпечення рівномірної подачі повітря у всі циліндри двигуна.

Повітроводи призначені для транспортування повітря.

Функціональна *система газовідводу* складається за таких підсистем: колекторів випускних, утилізаційних газових турбін, утилізаційних котлів (в випадку коли великий двигун і є місце і сенс його встановлювати), глушників шуму, газовідводів (трубопроводів).

Випускні колектори призначені для відводу із циліндрів відпрацьованих газів з максимально можливим збереженням їх енергії. При цьому вони повинні сприяти очистці циліндрів від остаточних газів.

Призначенням газових турбін є перетворення в крутний момент механічної енергії відпрацьованих в циліндрах газів.

Глушники шуму призначені для зниження шкідливої звукової дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Газоходи служать для транспортування відпрацьованих газів.

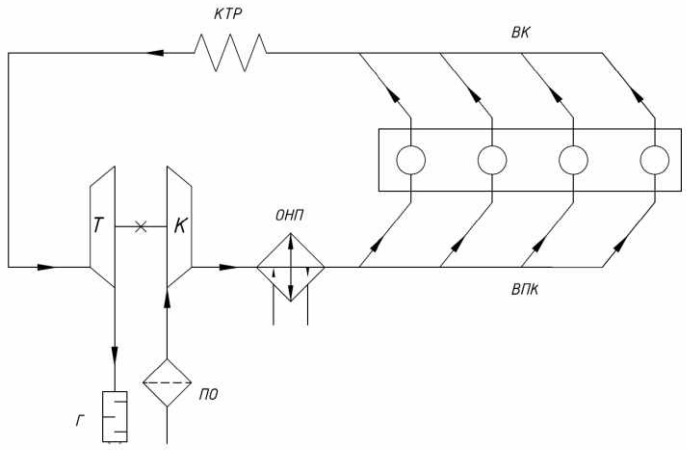

Рисунок 5.4.1– Система повітропостачання і газовідводу:
ПО – повітроочисник; Т – газова турбіна; К – компресор відцентровий;
ОНП – охолоджувач наддувочного повітря; ВПК – впускний колектор;
ВК – випускний колектор; КТР – компенсатор теплового розширення; Г – глушник

Класифікація систем

Класифікація *системи повітропостачання*:

– По числу ступенів стискання повітря – одноступінчаста;

– По числу компресорів – одно компресорна;

– По числу теплообмінників і їх призначенню – в системі встановлений один охолоджувач;

– По способу зміни параметрів повітря, що поступає в циліндр – регульована з регулюванням тиску наддуву.

Класифікація *системи газовідводу*:

– По глибині утилізації тепла – з помірною утилізацією;

– По наявності глушників шуму – з глушниками шуму випуску.

Складові систем

На дизелі встановлений турбокомпресор, що використовує енергію відпрацьованих газів для наддуву повітря в циліндри двигуна.

Турбокомпресор складається з відцентрового компресора і радіальної доцентрової турбіни.

Охолоджувач надувного повітря схематично нагадує радіатор, відміна лише в тому, що в ньому протікає повітря а не охолоджуюча рідина.

Глушник-іскрогасник (рис. 5.4.2) знижує шум, що виникає при виході відпрацьованих газів і гасить захоплені ними іскри. Усередині корпусу глушника розташована перфорована труба, поєднана з корпусом розділовими перегородками, які утворюють три резонансні камери. У перфорованої трубі встановлений завихрювач (направляючий апарат), виконаний у вигляді поперечних перегородок з лопатями. Потік відпрацьованих газів, проходячи між лопатами завихрювача, отримує обертовий рух. Під дією відцентрових сил гарячі частки (іскри) притискаються до перфорованої трубі і закидаються в камери, а вільні від іскри гази через трубу надходять в атмосферу. Ефективність шумоглушения досягається за рахунок руху потоків відпрацьованих газів через завихрювач і резонансні камери.

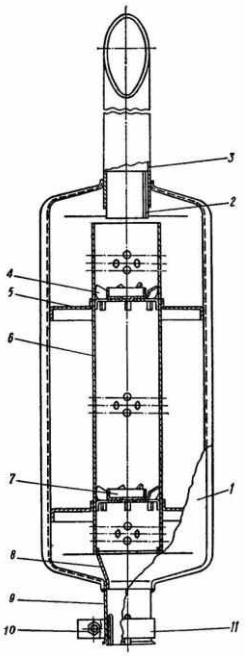

Рисунок 5.4.2 – Глушник:

1 – корпус; 2 – пластина; 3 – труба; 4 – завихрювач; 5 – перегородка; 6 – труба резонатора; 7 – направляючий стакан; 8 – конусний патрубок; 9 – патрубок; 10 – хомут

Утилізатори теплоти відхідних газів – в якості утилізатора теплоти виступає турбіна турбокомпресора, яка в принципі не утилізує відпрацьовані гази, а лише використовує їх енергію.

Випускний колектор виконаний у вигляді чавунної виливки з трьома фланцевими патрубками, з'єднаними з випускними каналами головки блоку циліндрів. У місцях з'єднання між фланцями і привалочною площиною головки встановлені прокладки з залізоазбестового полотна. Колектор за допомогою шпильок і гайок прикріплений до фрезерованою площині з правого боку головки блоку циліндрів. На іншому кінці випускного колектора передбачений фланець для установки перехідника . На оброблену циліндричну поверхню перехідника встановлюється і зміцнюється хомутом глушник.

Температурні компенсатори – призначені для компенсації температурних розширень. Найчастіше виконаний в виді гофри, може бути прорезиненим, або з пружних матеріалів.

Ізоляція тепла від випускного колектора найчастіше не застосовується, але в випадку застосування використовують шкарлупу совеліту або вермикуліту.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м^2	$F_{вп} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{вг}}{3600 \cdot c_{вг} \cdot p_2}$	0,069
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	1,900
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{вг}$ =30…45 для 4х тактних свг =25…30 для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	p_2 = 30…40	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{вг}$ = 573…773	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,192
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	500,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{вг} = \sqrt{\frac{4F_{вп}}{\pi}}$	0,296

РОЗДІЛ 6
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах

Міжнародна морська організація IMO (International maritime organization, IMO) – спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй. Основним напрямком діяльності є забезпечення механізму міжурядового співробітництва у вирішенні питань торговельного мореплавання: забезпечення безпеки на морі, запобігання забруднення з суден та боротьба з ним; спрощення формальностей; надання технічної допомоги.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р., СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) містить консолідований текст Конвенції СОЛАС-74. Основне завдання Конвенцій СОЛАС – визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден [9].

Україна – учасник Конвенції. Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р. є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден. Перший варіант був створений в 1914 р., другий і подальші у 1929, 1948, 1960 роках, відповідно. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання судів. Згідно Конвенції, кожне судно підлягає огляду з боку посадових осіб уряду або визнаною ним Організацією. Огляду, зокрема, підлягають корпус і механізми судна, рятувальні засоби і постачання суден, їх радіоустановки і станції радіолокацій. Судно та його устаткування повинні підтримуватися в стані, що відповідає вимогам Конвенції і що гарантує придатність для виходу в море без небезпеки для судна або людей, що знаходяться на борту.

Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден.

Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО. Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні.

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи [9]:

1. Правила технічної експлуатації суднового електрообладнання;
2. Правила техніки безпеки на суднах морського та річкового флоту України.
3. Правила технічної експлуатації морських і річкових суден (Суднові конструкції та суднові технічні засоби. Газові турбоагрегати. Котли парові та водогрійні. Електрообладнання. Допоміжні суднові технічні засоби).

ПДМНВ-78/95 (International Conventionon Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охороні праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДМНВ.

Розділ A-VI/1. Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу A-VI/1 Кодексу ПДМНВ-95 обов'язкова ознайомлювальна підготовка:

- уміння спілкуватися (знання мови, маркування на суднах);
- знання, що робити при падінні людини за борт;
- знання, що робити при виявленні пожежі або диму;
- знання, що робити при сигналі про пожежу або залишенні судна;
- знання місць збору й посадки, шляхів евакуації;
- уміння використовувати рятувальні жилети й знання місць їхнього зберігання;
- уміння оголосити тривогу й використовувати вогнегасники;

- уміння надати невідкладну медичну допомогу при нещасному випадку;
- уміння відкривати й закривати протипожежні й водонепроникні двері й закриття;

та початкова підготовка:

- способи особистого виживання;
- протипожежна безпека й боротьба з пожежею;
- надання першої медичної допомоги;
- особиста безпека й суспільні обов'язки.

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна 4ЧН22/24

Особливо небезпечним ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори:

Небезпечні:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- небезпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки;
- небезпека вибуху;
- небезпека виникнення пожежі

Шкідливі:

- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- недостатня освітленість
- порушення метеумов в машинно котельному відділені;
- підвищений рівень вібрації.

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в

приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огороджень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Електричний струм. На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів.

Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки.

За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізольованих токоведучих частин електроустаткування; поява напруги на нетоковедучих металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин, верстатів і ін.) в результаті пробою ізоляції, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції токоведучих частин, своєчасно не виявлене унаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки.

Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення;

використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції ДСТУ EN 60204-1:2015.

Небезпека вибуху. Під час роботи ДВЗ, рульової машини, гідронасосів та при проведенні ремонтних робіт можливе виділення значної кількості масляного туману, який при значній концентрації може спричинити небезпеку вибуху. Вибух представляє велику небезпеку для членів екіпажу, тому кожен з них повинен знати властивість речовин та механізм виникнення і розвиток процесу горіння та вибуху. У якості джерела ініціювання можуть бути нагріті тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій та механічної дії, іскри від удару і тертя, ударні хвилі. Компресорні установки належать до виробничого обладнання, яке при порушенні норм монтажу і експлуатації може створювати велику небезпеку. Вибух компресорної установки супроводжується, як правило, значними руйнуваннями і людськими жертвами. Тому екіпаж судна має чітко і своєчасно виконувати свої обов'язки, та притримуватись техніки безпеки. Нормативні вимоги до вибуху регулюються ДСТУ EN 1127-1:2014.

Небезпека виникнення пожежі. Утворення пожеж на суднах має свою специфіку внаслідок архітектурно-конструктивних і технологічних особливостей будівництва, та істотно відрізняється від пожеж у будівлях і спорудах. При пожежі на суднах частіше спостерігаються явища, що характеризують високу швидкість поширення небезпечних факторів пожежі та зумовлюють винятковість і складність евакуації людей. Під час пожежі на суднах спостерігається швидша теплопередача від осередку пожежі в суміжні приміщення, ніж у будівлях, унаслідок високої теплопровідності металевих конструкцій або руйнування в процесі нагрівання конструкцій із легких сплавів (пластмас). Переважно пожежа виникає в одному з приміщень (каюті, салоні, коморі) і деякий час розвивається непомітно.

Найчастіше пожежа на суднах виникає у житлових і службових приміщеннях, а також у машинних відділеннях через необережне

користування вогнем, несправність обладнання, порушення правил технічної експлуатації енергетичних установок та протипожежних вимог. Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями УкрНДІПБ МНС України нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007 **Правила пожежної безпеки для суден,** затверджений наказом МНС України від 29.03.2007 за № 191 та зареєстрований в Міністерстві юстиції України 16.04.2007 за № 373/13640. Міжнародний кодекс з систем пожежної безпеки (IMO, MSC 98 (73); Особлива потреба в таких Правилах визначена в процесі досліджень, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки [10].

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій в машино-котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСН 3.3.6.039-99 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м .

Навколо працюючих механізмів у МВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газоходів.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ. На території з підвищеним рівне шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугастого шуму на робочих місцях регламентується ДСТУ 2867-94.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК) , спричинюють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання. Вуглекислий газ в концентрації більше 1 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи.

Захист від підвищеної запиленості і загазованості – вентиляція, а також газо та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні регламентується ДСТУ-Н Б А 3.2-1:2007. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях є ДСТУ 2456–94 .

Температура повітря, вологість, швидкість повітря.

Серед шкідливих факторів, яким протидіє вентиляція можна виділити: температура, вологість та швидкість повітря і підвищена запиленість та загазованість робочої зони виробничих приміщень, які повинні оцінюватися відповідно до вимог санітарних правил і норм СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Нормативним документом, що регламентує параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99. В основу принципів нормування цих параметрів покладено диференційну оцінку оптимальних та допустимих метеорологічних умов у залежності від категорії робіт, періоду року та виду робочих місць.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 4ЧН22/24.

Розгляд двигуна полягав в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу і розрахунку динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В 4 розділі було розраховано та спроектовано агрегат наддуву. Запропонований турбокомпресор має високі показники коефіцієнтів корисної дії та спроектований за сучасним математичним моделюванням.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто його принципові схеми і конструкції основних елементів. З розглянутих схем видно, що даний двигун досить сучасний і автоматизований.

В розділі «Забезпечення вимог охорони праці» були розглянуті нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах та проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування двигуна та судна в цілому.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, турбокомпресор ТК-24, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

2. Vasa 22 Technology review. Wartsila Corporation, 2004. 20 p.

3. Vasa 22 engines : Project guide for marine applications. Wartsila, Finland Oy Marine, 2006. 115 p.

4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.

5. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.

6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.

7. Latarche M. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.

8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.

9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.

10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.