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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.
_____
« ___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 32/42 (МАК 6М 453С)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи В. С. Наливайко

Здобувач освіти Є. С. Кліменко

Миколаїв 2024

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

Кліменко Єгор Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок головного суднового двигуна типу 8ЧН 32/42 (МАК 6М 453С)*

2. Керівник роботи *к.т.н., проф. Наливайко В. С.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від "___"_____20___ року №_____
3. Строк подання здобувачем роботи_____
4. Вихідні дані до роботи *Двигун прототип - МАК 6М 453С, потужність двигуна – 3080 кВт; частота обертання колінчатого валу – 600 хв$^{-1}$; паливо – дизельне*

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) *Опис конструкції двигуна 8ЧН 32/42; Розрахунок робочого циклу двигуна 8ЧН 32/42; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект агрегату наддува; Розрахунок систем двигуна 8ЧН 32/42; Забезпечення вимог охорони праці*

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Турбокомпресор типу ТК-44; Схема системи змащення

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 _____ /*Є. С. Кліменко*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ /*В. С. Наливайко*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 3080 кВт та 600 хв$^{-1}$. В якості базового був обраний двигун МАК 6М 453С.

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 59 сторінці розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун, паливо, турбокомпресор, система змащення.

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 3080kW and 600 rpm. Engine MAK 6M 453C 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 59 pages of explanatory note. 10 sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

Key words: engine, fuel, turbocharger, oil system.

ЗМІСТ

Вступ..... 4

Розділ 1. Опис конструкції двигуна 8ЧН 32/42..... 5

Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 8ЧН 32/42..... 12

Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ..... 21

Розділ 4. Проект агрегату наддува..... 27

Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 8ЧН 32/42..... 34

5.1 Паливна система..... 34

5.2 Система змащення..... 38

5.3 Система охолодження..... 41

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу..... 46

Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці..... 48

Висновки..... 54

Список використаної літератури..... 55

Додаток А. Поперечний переріз двигуна 56

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки..... 57

Додаток В. Турбокомпресор типу ТК-44..... 58

Додаток Г. Схема системи змащення..... 59

ВСТУП

Суднове дизелебудування виникло у перехідний період між XIX і XX століттями, і з того часу було зроблено значний прогрес у створенні та розвитку дизельних двигунів та обладнання на їх основі. Багато країн взяли участь у цьому історичному досягненні.

В сучасній епохі дизелі ефективно витіснили інші види суднових енергетичних систем завдяки своїм вагомим перевагам, зокрема високій паливній економічності (до 154 г/кВт×год), що залежить від ефективного коефіцієнта корисної дії, постійній готовності до роботи та швидкому введенню двигуна в робочий режим.

У практиці були розроблені нові принципи та ідеї для підвищення паливної економічності, такі як збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску палива на рівень понад 100 МПа, підвищення ступеня стиснення та максимального тиску згоряння до 15 МПа і більше, інтеграція нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше, підвищення тиску повітря від 5,0 до 6,0 за допомогою силових турбін – турбокомпаундних систем, впровадження мікропроцесорної техніки для управління початком упорскування палива і фазами газорозподілу, а також застосування нових методів розрахунків та інших технологій [1].

Згідно завдання, необхідно розрахувати чотиритактний судновий середньообертовий дизельний двигун. Як прототип обрано двигун МАК 6М 453С.

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН 32/42

Загальний вигляд двигуна марки 8ЧН 32/42 що розглянуто у даній роботі показано на рис. 1.1, перетин двигуна на рис. 1.2.

При розробці двигуна особлива увага приділялася підвищенню його ефективності за наступними критеріями [2]:

- забезпечення експлуатаційної надійності, що досягається шляхом запобігання корозії, зменшення механічного зносу, обмеження кількості з'єднань та, відповідно, зменшення ризику появи дефектів;
- зниження експлуатаційних витрат, досягнення яких забезпечується через економію палива, можливість використання важкого палива, низьку витрату мастила на чад, тривалий термін служби деталей, простоту установки та невибагливість до складних штекерних з'єднань, зменшення працезатрат при обслуговуванні, а також простоту та зручність місць з'єднань;

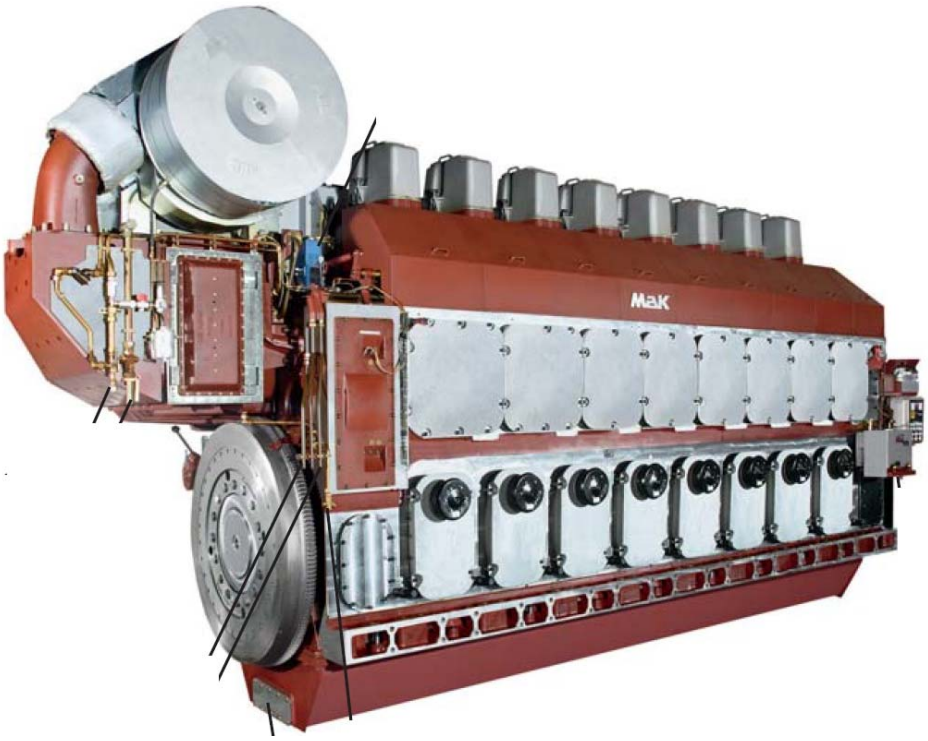


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд двигуна МАК 8М32

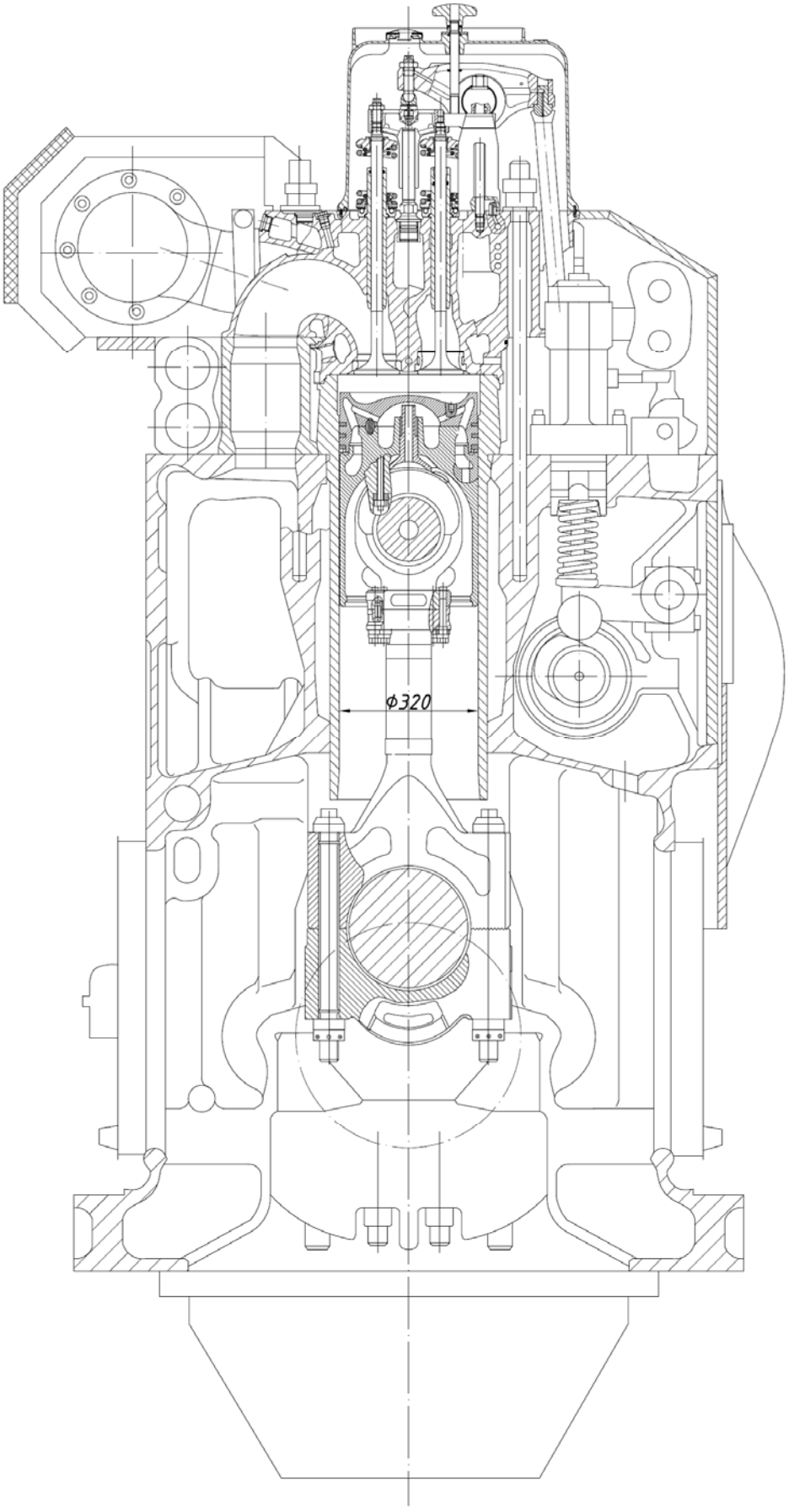


Рисунок 1.2 – Поперечний перетин двигуна

- досягнення оптимального екологічного рівня відповідно до міжнародних стандартів, за допомогою таких конструктивних рішень, як оптимізація камери згоряння, наддуву, уприскування палива та величини ходу поршня.

Основний принцип конструкції двигуна - це надійність і простота. При проектуванні двигуна було враховано можливість подальшого підвищення середнього ефективного тиску і потужності циліндрів і агрегатів без змін у розмірах підшипників, товщині стінок, діаметрах валів, шестернях тощо, використовуючи наявні технології. Принцип "інтелігентної простоти" найбільш яскраво виявляється у скороченні числа вузлів. Завдяки високій функціональній інтеграції деякі вузли об'єднуються, що призводить до зменшення кількості деталей, особливо трубопровідних частин, на приблизно 40% порівняно з традиційними двигунами. Це також означає відмінне зменшення кількості з'єднань, які потенційно можуть містити помилки, і відповідно до цього зниження трудовитрат при монтажі та обслуговуванні [3].

Блок-картер (рис. 1.3) є жорсткою конструкцією, виготовленою з чавуну з кулевидним графітом. Для забезпечення додаткової жорсткості використовуються поперечні різьбові з'єднання між блок-картером і кришками підшипників. Важливо відзначити, що блок-картер не містить охолоджуючої води, тому виключається можливість корозійних пошкоджень.

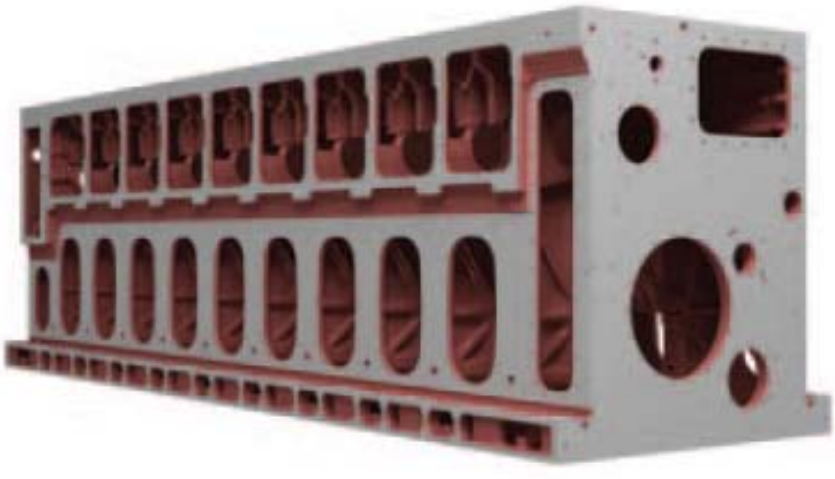


Рисунок 1.3 – Блок-картер

Циліндрова втулка (рис. 1.4) охолоджується тільки в тих місцях, де це найбільш необхідно — у верхній частині навколо камери згорання. Канали наддувочного повітря вбудовані в блок-картер. Наддувочне повітря поступає через ці канали блок-картера і кришки циліндра з водяним охолодженням до впускних клапанів. Роботи на кришці циліндра виконуються без потреби монтажу або демонтажу трубопроводу наддувочного повітря, що унеможливлює будь-які проблеми з щільністю з'єднання або пошкодженням трубопроводу.

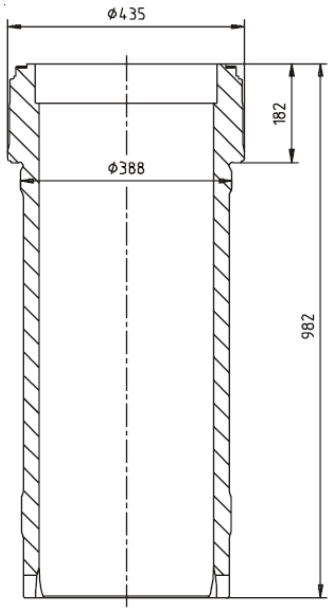


Рисунок 1.4 – Втулка циліндра

Розподільний вал (рис. 1.5) також знаходиться у блок-картері. Для зменшення тертя і зносу, штовхачі клапанів і ПНВТ активуються за допомогою проміжного важеля.

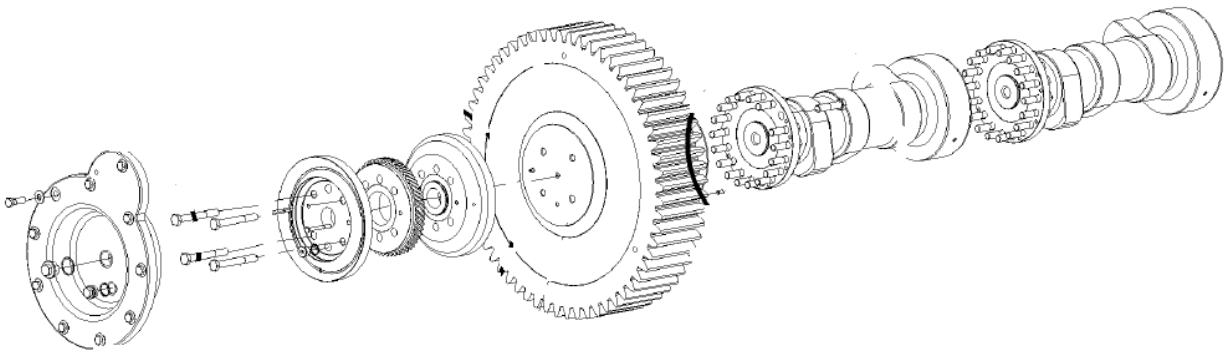


Рисунок 1.5 – Розподільний вал

Складений поршень (рис. 1.6) має стальну верхню частину і чавунну нижню частину з кулевидним графітом для надійної передачі сил і тиску газів до 19 МПа і більше (максимальний тиск згорання). Канавки в верхній частині поршня для двох ущільнювачів і одного маслозйомного кільця піддаються індукційному закалюванню. Робоча поверхня верхнього кільця покрита спеціальним шаром і має відшліфовану сферичну форму. Це забезпечує тривалий термін служби і знижує витрату масла.

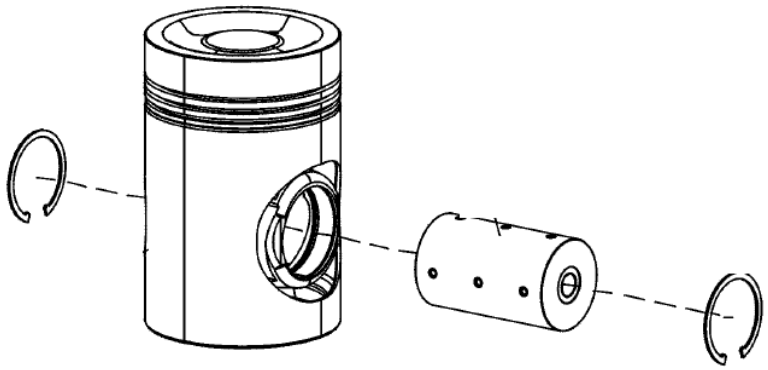


Рисунок 1.6 – Поршень

Під час розробки двигуна акцент робився не лише на спрощенні або модифікації існуючих рішень, але й на впровадженні нових ідей, оскільки інтеграція пропонує значні переваги під час монтажу та технічного обслуговування. Одним із досягнень стало спрощення конструкції кришки, що закриває порожнину зубчастої передачі, де масляний трубопровід було замінено канавками в кришці. Це усунуло проблеми з нещільністю масляних трубопроводів і їх руйнування. Насоси, які монтувалися на панель, просто вставлялися і фіксувалися болтами, що також спрощувало процес.

Двигуни славляться своєю простотою і зручністю монтажу на судні. Усі робочі середовища - паливо, змащувальне масло і вода - подаються з боку, де розташована муфта, з їх трубопроводами, що легко доступні. Паливні і масляні фільтри монтувалися безпосередньо на двигун. ПНВТ вміють точно

визначати фази чотиритактного циклу циліндра, що дозволяє ПНВТ відповідного циліндра керувати подачею пускового повітря, реалізовану з геометричною та конструктивною точністю. Впровадження золотникового розподільника в насос означало відмову від розподільника пускового повітря та повітряних трубопроводів, зменшуючи обсяг монтажних робіт.

Кришка (голівка) циліндра двигуна є його найбільш багатофункціональним вузлом (рис. 1.7). Вона також виготовлена з чавуну з кулевидним графітом і має подвійне днище, що забезпечує високу жорсткість, що обумовлено її формою.

Рисунок 1.7 – Кришка циліндра

При розробці трибологічної системи «циліндрова втулка - поршень - поршневе кільце» компанія МАК використовує метод ізотопного вимірювання зносу за допомогою тонких плівок. Поблизу ВМТ верхнього поршневого кільця, де спостерігається найбільший знос, матеріал циліндрової втулки піддається радіоактивному опроміненню для вимірювання рівня активності за допомогою детектора, що встановлений на працюючому двигуні. Цей підхід дозволяє отримати достовірні дані щодо очікуваного зносу вже через 100 годин роботи. Таким чином, весь комплекс розроблених фірмою МАК конструкторських рішень спрямований на реалізацію концепції: надійність і простота.

У визначенні основних параметрів двигуна відповідно до термодинаміки, компанія МАК вважає ключовими уприскування палива,

конфігурацію камери згорання та наддув. Під час розрахунків цих параметрів враховується досягнення оптимальних результатів з витрати палива, рівня емісії і температурного режиму. Для двигуна реалізовано інтенсивне уприскування палива з такими особливостями, як високий тиск, короткочасне уприскування та використання форсунків з високим тиском і спеціальною обробкою. Це забезпечує ефективний процес з низькою витратою палива, мінімальний знос форсунків, а також довгий термін служби поршнів і випускних клапанів. Камера згорання спроектована таким чином, щоб оптимізувати розподіл паливоповітряної суміші, мінімізуючи забруднення циліндрової втулки та кришки циліндра. Вона характеризується високим стискуванням, що сприяє низькій емісії азоту та оптимальному процесу згоряння навіть для складних сортів палива. Завдяки імпульсному наддуву досягнуті низькі температури вузлів, мінімальне димоутворення і зменшення термічного навантаження при частковому навантаженні.

РОЗДІЛ 2
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ЧН 32/42

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння відрізняється від ідеальних циклів через зміну кількості робочого тіла, його складу і фізичних властивостей. Під час процесу розширення відбувається догоряння палива і відновлення дисоційованих газів, супроводжуване виділенням тепла. Робоче тіло у розрахунковому циклі не можна розглядати як ідеальний газ з постійними теплоємностями, оскільки температура та склад газів у циліндрі значно змінюються. Важливими аспектами розрахункового циклу є теплові й аеродинамічні втрати, а також додаткові ефекти, такі як догоряння та відновлення хімічної енергії, які не враховуються в ідеальних моделях. Паралельно з розрахунковим циклом важливо вивчати дійсний цикл, який відбувається в працюючому двигуні. Заради недосконалості розрахункових методик і складності процесів, дійсний цикл не може бути точно описаним. Чим більш точна і досконала методика теплового розрахунку, тим більше розрахунковий цикл наближається до дійсного. В роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і подальше вдосконалена Є. К. Мазінгом. Цей метод теплового розрахунку базується на загальновідомих принципах термодинаміки та термохімії і в достатній мірі відображає сутність теплових явищ у робочому циліндрі, представляючи інженерне аналітичне дослідження цих процесів.

Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря $\boldsymbol{T_0}$**.** Приймаємо $T_0 = 303$ К (стандартні умови застосування).

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

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

Коефіцієнт надлишку повітря **α.** Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2{,}386$.

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

Механічний ККД турбіни $\boldsymbol{\eta_{t.m}} = 0{,}93$.

Адіабатний ККД турбіни $\boldsymbol{\eta_{т.ад}} = 0{,}85$.

Коефіцієнт залишкових газів $\boldsymbol{\gamma_r}$**.** Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0{,}02$.

Приймаємо $\xi_z = 0{,}92$; $\xi_b = 0{,}95$.

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

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 $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми **ζ.** Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0{,}99$.

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

Приймаємо $\eta_м = 0{,}93$.

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 $\Delta P_{ox} = 0{,}004$ МПа.

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

Приймаємо $T_r = 700$ К [7].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [7]: C = 0,87 кг − кількість вуглецю; H = 0,126 кг − кількість водню; S = 0 кг − кількість сірки; O = 0,004 кг − кількість кисню.

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 $Q_н$. Приймаємо $Q_н = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі $П_k$. Для даного типу компресора приймаємо $П_k = 4,0$.

Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}}\right] = 303 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,4}{0,101}\right)^{0,286} - 1}{0,78}\right] = 489,9$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 489,9 - 0,9 \times (489,9 - 303) = 321,7$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{321,7 + 10 + 0,02 \times 700}{1 + 0,02} = 338,9$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,4 - 0,004 = 0,396$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,975 \times P_s = 0,975 \times 0,396 = 0,386$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0{,}386}{0{,}396} \times \frac{321{,}7}{338{,}9} \times \frac{1}{1 + 0{,}02} \times (1 - 0) = 0{,}972$$

Розрахунок процесу стиску

$$n_1 = 1{,}363$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0{,}386 \times 15^{1{,}363} = 15{,}481$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 338{,}9 \times 15^{1{,}363 - 1} = 905{,}9$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0{,}21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2{,}529}{0{,}21} \times \left(\frac{0{,}87}{12} + \frac{0{,}126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0{,}004}{32} \right) = 1{,}251$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0{,}126 + 0{,}004}{32 \times 1{,}251} = 1{,}0253$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1{,}0253 + 0{,}02}{1 + 0{,}02} = 1{,}0248$$

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

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1{,}0253 - 1}{1 + 0{,}02} \right) \times 0{,}968 = 1{,}024$$

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо T_z = 1800 К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1727$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1{,}1 \times 15{,}481 = 17{,}029$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1{,}024}{1{,}1} \times \frac{1727}{905{,}9} = 1{,}775$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta - \frac{\varepsilon}{\rho} - \frac{15}{1{,}775} = 8{,}452$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2. Для дизелів n_2 = 1,18…1,31. 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. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1{,}289$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1727 \times \frac{1}{8{,}452^{1{,}289-1}} = 932{,}0$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{17{,}029}{8{,}452^{1{,}289}} = 1{,}087$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{15{,}481}{15 - 1} \times \left[1{,}1 \times (1{,}775 - 1) + \frac{1{,}1 \times 1{,}775}{1{,}289 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8{,}452^{1{,}289-1}} \right) - \frac{1}{1{,}363 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1{,}363-1}} \right) \right] = 2{,}474$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i' \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2{,}474 \times 0{,}99 \times (1 - 0) = 2{,}45$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_н}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0{,}396 \times 0{,}972}{2{,}529 \times 0{,}495 \times 321{,}7 \times 2{,}45} = 0{,}169$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_н} = \frac{3600}{0{,}169 \times 42700} = 0{,}499$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2{,}45 \times 0{,}93 = 2{,}278$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0{,}499 \times 0{,}93 = 0{,}464$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0{,}169}{0{,}93} = 0{,}182$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13{,}1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i$$
$$= 13{,}1 \times 0{,}32^2 \times 0{,}42 \times 0{,}5 \times 2{,}278 \times 600 \times 8 = 3080{,}6$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e^{'}}{N_e} \times 100\% = \frac{3080{,}6 - 3080}{3080{,}6} \times 100\% = 0{,}018\%$$

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

Індикаторна діаграма двигуна

Розрахункову індикаторну діаграму формують на основі даних, отриманих під час розрахунку робочого циклу. Ця діаграма використовується як вхідні дані для проведення динамічних і міцнісних розрахунків двигуна. Важливо зазначити, що побудова діаграми виконується аналітичним методом, оскільки графічні методи можуть призвести до значних неточностей.

Ординати точок політропи стиснення та розширення розраховуються за наступними формулами:

– процес стиску:

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

– процес розширення:

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

де v/vc = ε_x – поточне значення ступеня стиснення.

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,289
Тиск кінця стиснення p_c, МПа	15,481
Максимальний тиск згоряння p_z, МПа	17,029
Ступінь попереднього розширення ρ	1,775
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	17,03	
1,00	15,48	17,03
1,78	7,08	17,03
2,44	4,60	11,32
3,10	3,32	8,31
3,76	2,55	6,47
4,42	2,04	5,25
5,08	1,69	4,39
5,74	1,43	3,75
6,40	1,23	3,26
7,07	1,08	2,87
7,73	0,95	2,56
8,39	0,85	2,30
9,05	0,77	2,09
9,71	0,70	1,90
10,37	0,64	1,75
11,03	0,59	1,62
11,69	0,54	1,50
12,36	0,50	1,40
13,02	0,47	1,31
13,68	0,44	1,22
14,34	0,41	1,15
15,00	0,39	1,09
15,00		0,39

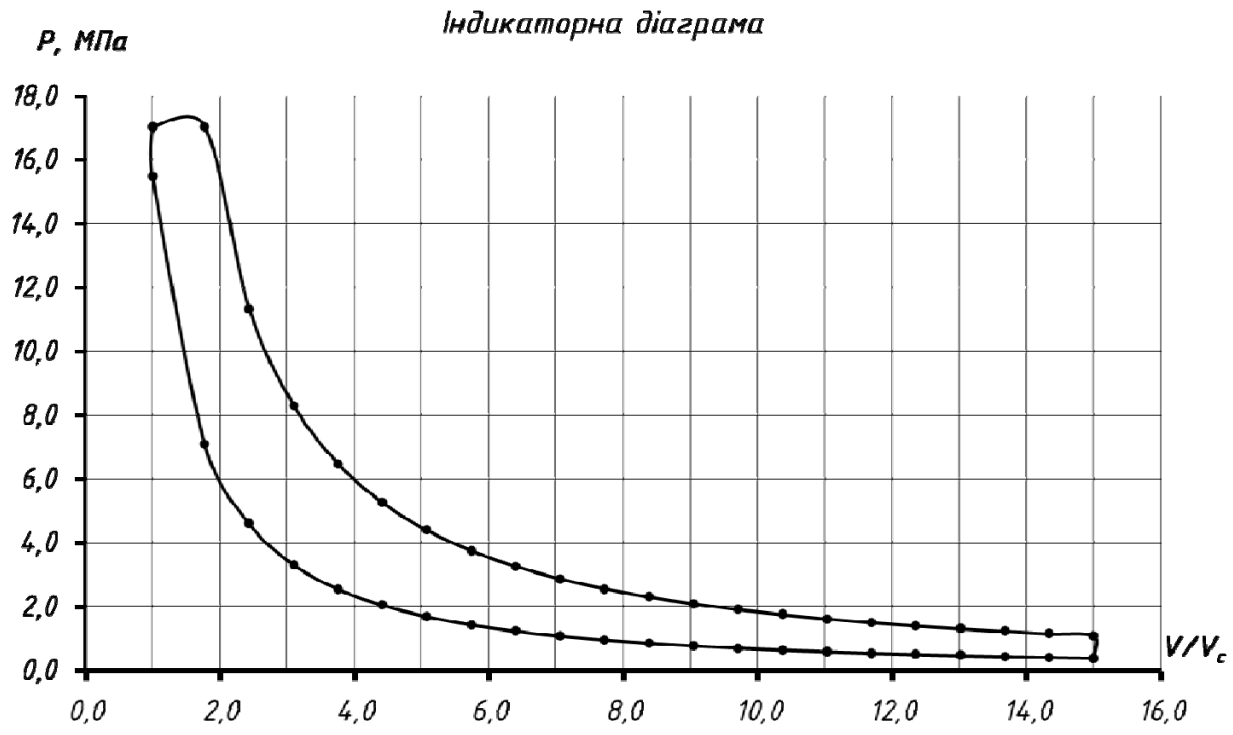


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3
РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Діаграми динаміки створюються для аналізу сил, що діють на колінчастий вал на будь-якому куті його обертання. Ці діаграми використовуються для оцінки міцності основних компонентів колінчастого валу і для визначення його врівноваженості. Побудова діаграм ґрунтується на розрахунках робочого циклу і враховує зміну сил протягом руху колінчастого валу. Сили, що враховуються в діаграмах, включають: $P_г$ – 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).

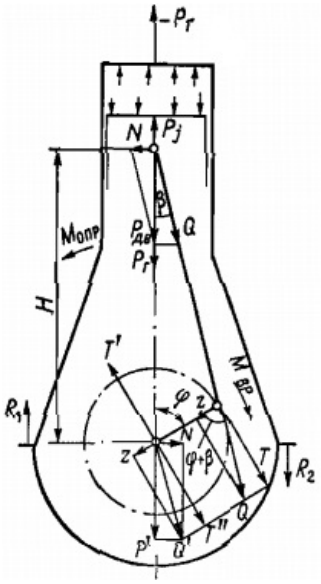


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

У таблиці 3.1. представлені вихідні дані для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок 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^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,32
Частота обертання КВ	хв$^{-1}$	n	600
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	17,029
Тиск на початку стиску	МПа	Pa	0,386
Тиск наддуву	МПа	Pk	0,4
Тиск залишкових газів	МПа	Pг	0,5
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,235
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	200
Радіус кривошипа	м	r	0,21
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,363
Показник політропи розширення		n_2	1,289
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,775
Кількість циліндрів		i	8

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4000	-2,5449	-2,1449	0,0000	-2,1449	0,0000
10	0,4000	-2,4844	-2,0844	-0,0851	-2,0379	-0,4458
20	0,4000	-2,3073	-1,9073	-0,1536	-1,7397	-0,7967
30	0,4000	-2,0267	-1,6267	-0,1920	-1,3127	-0,9796
40	0,4000	-1,6626	-1,2626	-0,1922	-0,8437	-0,9588
50	0,4000	-1,2405	-0,8405	-0,1530	-0,4231	-0,7421
60	0,4000	-0,7882	-0,3882	-0,0801	-0,1247	-0,3762

70	0,4000	-0,3338	0,0662	0,0149	0,0087	0,0673
80	0,4000	0,0972	0,4972	0,1172	-0,0290	0,5100
90	0,4000	0,4842	0,8842	0,2117	-0,2117	0,8842
100	0,4000	0,8129	1,2129	0,2858	-0,4921	1,1448
110	0,4000	1,0757	1,4757	0,3313	-0,8160	1,2734
120	0,4000	1,2724	1,6724	0,3451	-1,1351	1,2758
130	0,4000	1,4086	1,8086	0,3292	-1,4147	1,1739
140	0,4000	1,4944	1,8944	0,2884	-1,6366	0,9968
150	0,4000	1,5424	1,9424	0,2293	-1,7968	0,7726
160	0,4000	1,5654	1,9654	0,1583	-1,9010	0,5234
170	0,4000	1,5743	1,9743	0,0806	-1,9583	0,2634
180	0,3860	1,5764	1,9624	0,0000	-1,9624	0,0000
190	0,3889	1,5743	1,9632	-0,0802	-1,9472	-0,2620
200	0,3977	1,5654	1,9631	-0,1581	-1,8988	-0,5228
210	0,4132	1,5424	1,9557	-0,2309	-1,8091	-0,7779
220	0,4367	1,4944	1,9311	-0,2939	-1,6683	-1,0161
230	0,4700	1,4086	1,8786	-0,3419	-1,4695	-1,2194
240	0,5163	1,2724	1,7888	-0,3692	-1,2141	-1,3646
250	0,5804	1,0757	1,6561	-0,3718	-0,9158	-1,4291
260	0,6696	0,8129	1,4825	-0,3493	-0,6015	-1,3993
270	0,7957	0,4842	1,2800	-0,3065	-0,3065	-1,2800
280	0,9782	0,0972	1,0755	-0,2534	-0,0628	-1,1031
290	1,2505	-0,3338	0,9167	-0,2058	0,1201	-0,9318
300	1,6720	-0,7882	0,8838	-0,1824	0,2839	-0,8566
310	2,3523	-1,2405	1,1118	-0,2023	0,5597	-0,9818
320	3,4973	-1,6626	1,8347	-0,2793	1,2259	-1,3932
330	5,4739	-2,0267	3,4472	-0,4069	2,7819	-2,0760
340	8,7576	-2,3073	6,4503	-0,5196	5,8836	-2,6943
350	13,0814	-2,4844	10,5970	-0,4327	10,3609	-2,2663
360	15,4739	-2,5449	12,9290	0,0000	12,9290	0,0000
370	17,0290	-2,4844	14,5446	0,5939	14,2205	3,1105
380	17,0290	-2,3073	14,7217	1,1858	13,4283	6,1494
390	13,3537	-2,0267	11,3270	1,3371	9,1409	6,8215
400	8,7419	-1,6626	7,0793	1,0776	4,7304	5,3759
410	6,0078	-1,2405	4,7673	0,8676	2,3997	4,2097
420	4,3501	-0,7882	3,5619	0,7351	1,1444	3,4522
430	3,3053	-0,3338	2,9714	0,6671	0,3895	3,0204
440	2,6203	0,0972	2,7175	0,6404	-0,1588	2,7874
450	2,1555	0,4842	2,6397	0,6320	-0,6320	2,6397
460	1,8309	0,8129	2,6438	0,6230	-1,0726	2,4954
470	1,5994	1,0757	2,6751	0,6005	-1,4793	2,3084
480	1,4319	1,2724	2,7043	0,5581	-1,8355	2,0630
490	1,3101	1,4086	2,7187	0,4948	-2,1266	1,7646
500	1,2220	1,4944	2,7165	0,4135	-2,3467	1,4294
510	1,1600	1,5424	2,7024	0,3190	-2,4998	1,0749
520	1,1187	1,5654	2,6841	0,2162	-2,5962	0,7149
530	1,0952	1,5743	2,6694	0,1090	-2,6478	0,3562
540	1,0875	1,5764	2,6639	0,0000	-2,6639	0,0000

550	0,5000	1,5743	2,0743	-0,0847	-2,0575	-0,2768
560	0,5000	1,5654	2,0654	-0,1664	-1,9977	-0,5501
570	0,5000	1,5424	2,0424	-0,2411	-1,8893	-0,8124
580	0,5000	1,4944	1,9944	-0,3036	-1,7230	-1,0494
590	0,5000	1,4086	1,9086	-0,3474	-1,4929	-1,2388
600	0,5000	1,2724	1,7724	-0,3658	-1,2030	-1,3521
610	0,5000	1,0757	1,5757	-0,3537	-0,8713	-1,3597
620	0,5000	0,8129	1,3129	-0,3094	-0,5327	-1,2392
630	0,5000	0,4842	0,9842	-0,2357	-0,2357	-0,9842
640	0,5000	0,0972	0,5972	-0,1407	-0,0349	-0,6126
650	0,5000	-0,3338	0,1662	-0,0373	0,0218	-0,1689
660	0,5000	-0,7882	-0,2882	0,0595	-0,0926	0,2793
670	0,5000	-1,2405	-0,7405	0,1348	-0,3727	0,6538
680	0,5000	-1,6626	-1,1626	0,1770	-0,7769	0,8829
690	0,5000	-2,0267	-1,5267	0,1802	-1,2320	0,9194
700	0,5000	-2,3073	-1,8073	0,1456	-1,6485	0,7549
710	0,5000	-2,4844	-1,9844	0,0810	-1,9401	0,4244
720	0,4000	-2,5449	-2,1449	0,0000	-2,1449	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	T_E Номер циліндра								T_E	Tср
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,0000	0,8842	0,0000	-1,2800	0,0000	2,6397	0,0000	-0,9842	1,2597	3,0063
10	-0,4458	1,1448	-0,2620	-1,1031	3,1105	2,4954	-0,2768	-0,6126	4,0505	3,0063
20	-0,7967	1,2734	-0,5228	-0,9318	6,1494	2,3084	-0,5501	-0,1689	6,7609	3,0063
30	-0,9796	1,2758	-0,7779	-0,8566	6,8215	2,0630	-0,8124	0,2793	7,0130	3,0063
40	-0,9588	1,1739	-1,0161	-0,9818	5,3759	1,7646	-1,0494	0,6538	4,9622	3,0063
50	-0,7421	0,9968	-1,2194	-1,3932	4,2097	1,4294	-1,2388	0,8829	2,9252	3,0063
60	-0,3762	0,7726	-1,3646	-2,0760	3,4522	1,0749	-1,3521	0,9194	1,0504	3,0063
70	0,0673	0,5234	-1,4291	-2,6943	3,0204	0,7149	-1,3597	0,7549	-0,4023	3,0063
80	0,5100	0,2634	-1,3993	-2,2663	2,7874	0,3562	-1,2392	0,4244	-0,5633	3,0063
90	0,8842	0,0000	-1,2800	0,0000	2,6397	0,0000	-0,9842	0,0000	1,2597	3,0063
									27,0563	

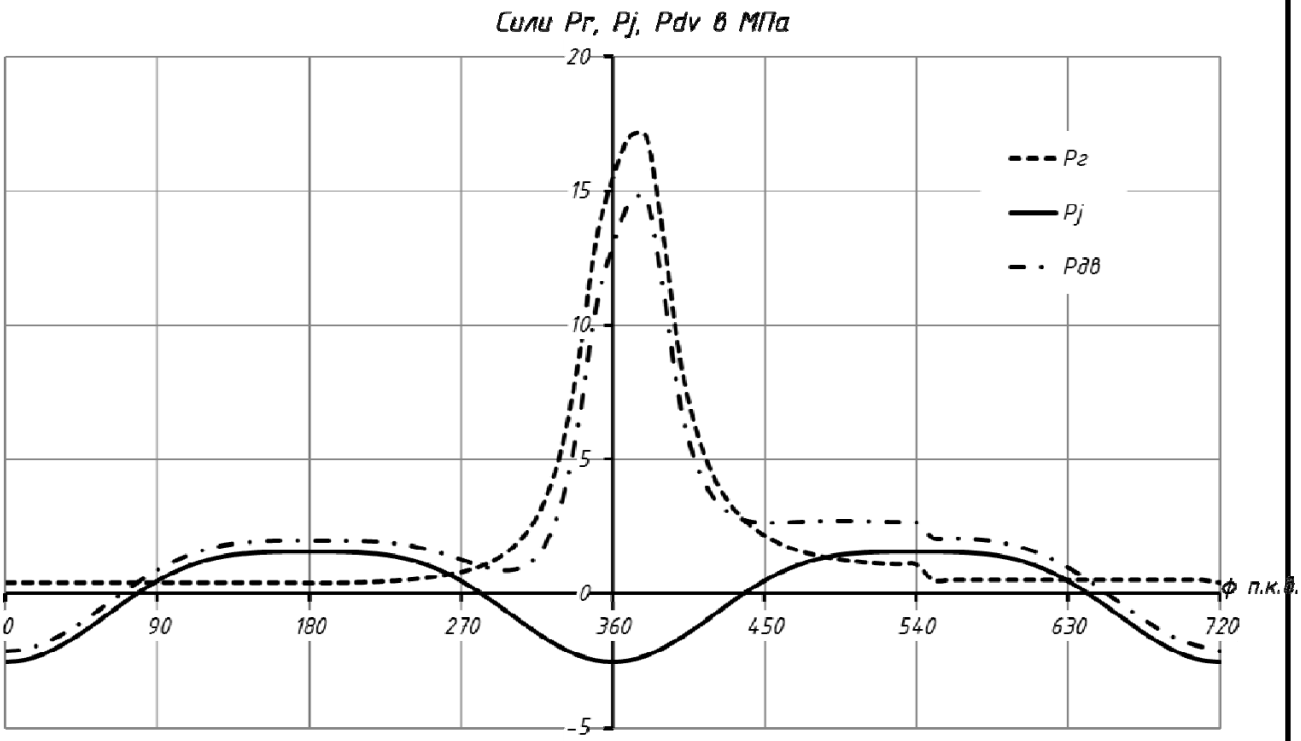


Рисунок 3.2 – Зміна сил Pr, Pj, Pdv від кута повороту колінчастого валу

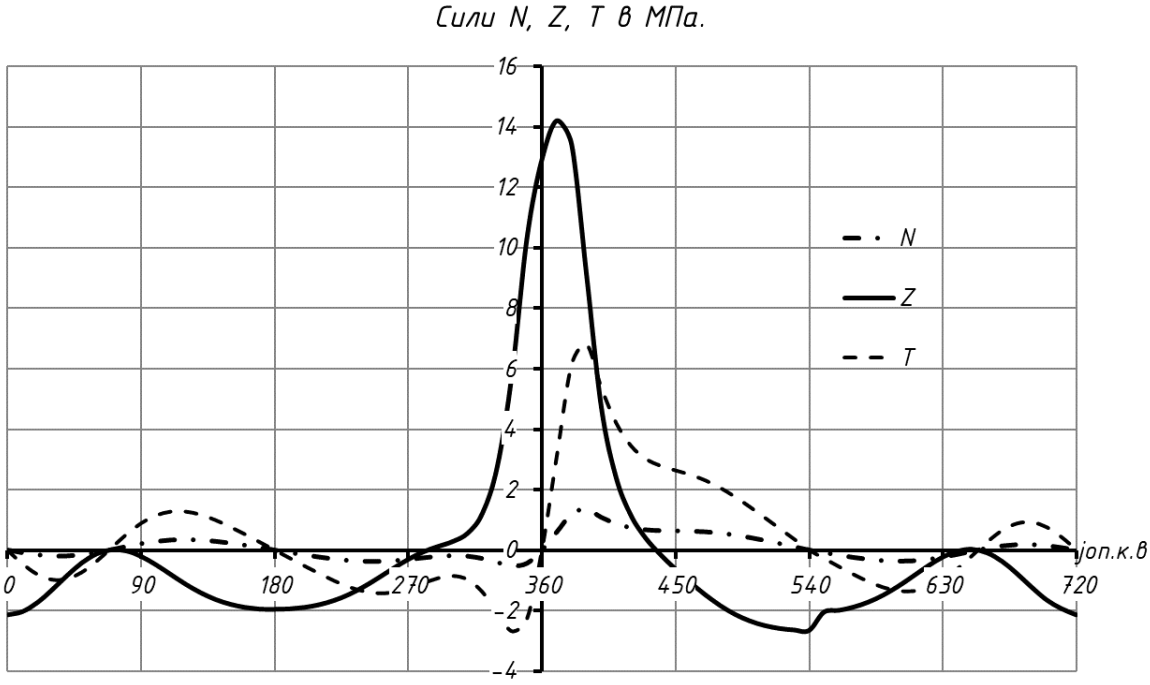


Рисунок 3.3 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

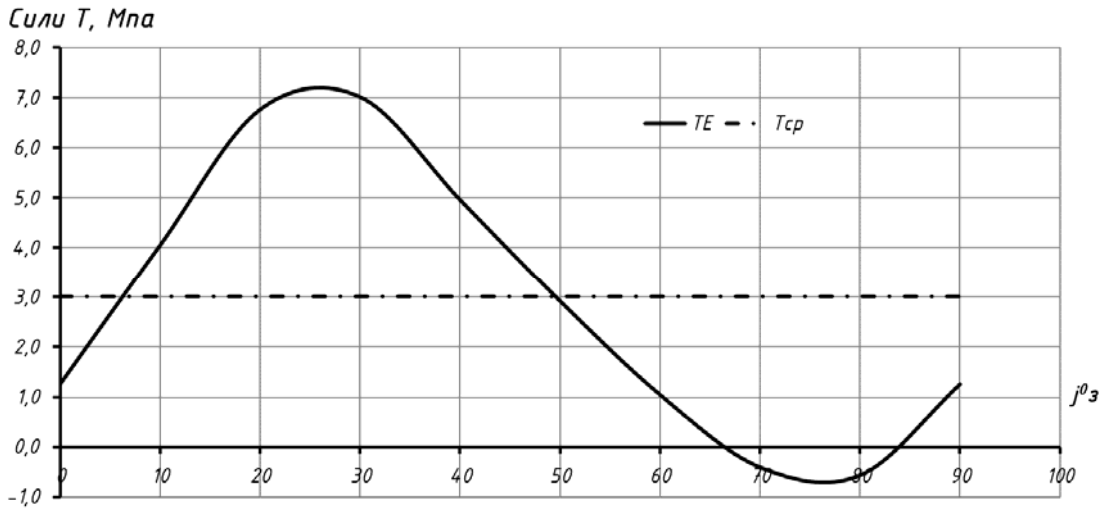


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил Т від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4
ПРОЕКТ АГРЕГАТУ НАДДУВА

Вибір типорозміру турбокомпресора

На основі значень розходу повітря та підвищення тиску вивчається можливість вибору оптимального турбокомпресора шляхом аналізу характеристик різних типів і розмірів турбокомпресорів. Цей аналіз базується на полях, які включають розходи повітря і зони ефективного застосування різних типорозмірних рядів турбокомпресорів. Ось ці поля можуть відображати абсцисну вісь як за масовим, так і за об'ємним розходом повітря.

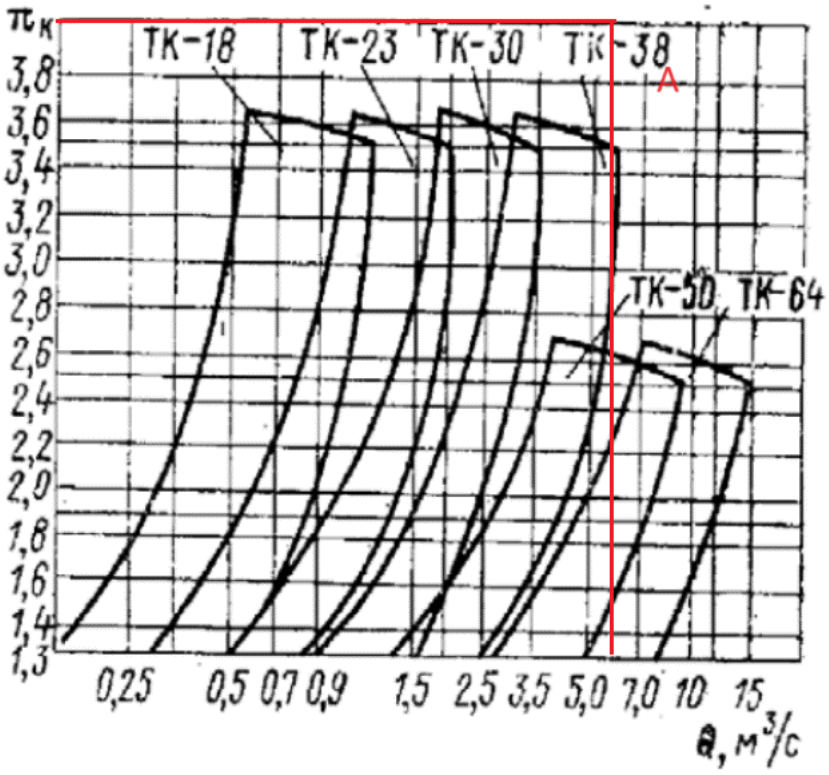


Рисунок 4.1 – Області застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів, таких як ТК, визначаються в залежності від значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску.

На основі значень ПК та G (Q) визначається положення точки у полі розходів (точка А на рис. 4.1). Типорозмір турбокомпресора визначається згідно з позначенням на цій діаграмі (косокутний чотирикутник на рис. 4.1), в

межах якого знаходиться вказана точка. Позначення "ТК" вказує на те, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри показують значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D2) у сантиметрах з приблизною точністю 6%. Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Отже, вибравши типорозмір, наприклад, ТК-44, ми отримуємо оптимальне значення зовнішнього діаметру колеса компресора для подальших розрахунків розходу повітря та ступеня підвищення тиску.

Попереднє визначення колової швидкості

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
		1,25	Коефіцієнт напору компресора
$L_{ад}$, Дж/кг		150138,7	Адіабатна робота компресорної ступені
u_2, м/с		490,12	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
		0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
$C_а$, м/с		40	Швидкість повітря на вході
$C_р$, Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
C_1, м/с		147,0	Швидкість повітря перед колесом компресора
Tа, К		318	Температура після глушника
T_1, К		308,0	Температура повітря перед колесом
Pа, Па		98000	Тиск після глушника
n_1		1,37	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
P_1, Па		87107,1	Тиск повітря перед колесом

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
D_2, м		0,44	Зовнішній діаметра колеса компресора
D_o, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,097	Діаметр втулки колеса компресора
$\alpha_{тв}$		0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
φ_{2r}		0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
$z_к$		12	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1		0,9853	Густина повітря перед входом в колесо
f_1		0,0389	Площа на вході в колесо
$D_н$		0,2427	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a		0,552	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
D_1		0,1848	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
μ		0,8251	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
T_2, К		429,58	Температура повітря за колесом компресора
η_2		0,9	Політропний ККД на дільниці 2 (робоче колесо)
		3,10	Комплекс
P_2, Па		243831,48	Тиск повітря за колесом компресора
β_{11}		35,5	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1		5	Кут атаки вхідної кромки ОСА
$\beta_{1л}$		40,5	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
δ_1, м		0,001	Товщина лопаті на входів колесо
τ_1		0,984	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
, м/с		149,41	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β^1_{11}		36,0	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}		28,9	Кут входу потоку на діаметрі $D_н$
β_{10}		54,1	Кут входу потоку на діаметрі D_0
$w^1_н$, м/с		308,9	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі $D_н$

w^1_1, м/с		254,4	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{Hw}		0,95	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
C_{2u}, м/с		404,41	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
C_{2r}, м/с		171,54	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
C_2, м/с		439,29	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2		22,99	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}		1,054	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
ρ_2, кг/м^3		1,978	Густина повітря на виході з колеса
b_2, м		0,012	Ширина колеса на виході
w_2, м/с		191,76	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\hat{w}$		0,75	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

D_3, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,5	Діаметр на виході з БЛД
y		0,75	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
b_3, м		0,009	Ширина БЛД на виході
η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
k_{n3}		2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на діляниці 3 (БЛД)
n_3		1,57	Показник політропи стиску повітря на дільниці 3 (БЛД)
, м/с	320	240,12	Швидкість потоку повітря на виході з безлопатнього дифузора в першому наближенні
T_3, К		382,81	Температура потоку повітря за БЛД
P_3, Па		170423,36	Тиск повітря за БЛД
ρ_3, кг/м^3		1,551	Густина повітря на виході з колеса
$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3		30,43	Кут виходу потоку повітря з БЛД
C_3, м/с		240,12	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{C3}		0,61	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
D_4, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,79	Діаметр на виході з ЛД
b_4, м		0,024	Ширина дифузору на виході
i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
$\alpha_{3л}$		30,43	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta\alpha$		15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
$\alpha_{4л}$		45,43	Кут установки лопатки ЛД на виході
k_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4		36,71	Кут виходу потоку з ЛД
η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
		2,92	Комплекс
		1,92	Комплекс
, К	420	409,49	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
C_4, м/с		63,50	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
T_4, К		409,49	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
$z_д$	13,17,19,23,29,31,35	31	Число лопаток дифузору
$z_к/z_д$		0,39	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
δ_3, м		0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
δ_4, м		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
τ_3		0,550	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД
		0,923	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД
f		3,22	Дифузорність ЛД
α_{CP}		37,93	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ		7,24	Кут розкриття еквівалентного дифузору
P_4, Па		207517,81	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
		0,038	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
$R_Л$, м		0,272	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
$R_Ц$, м		0,219	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх лінії лопаток ЛД
ρ_4, кг/м^3		1,766	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
C_5, м/с		62,23	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
		0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
	Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці		
η_5		0,000	ККД завитки
		0,000	Комплекс показника політропи у завитці
P_5, Па		206806,97	Тиск повітря за завиткою
		0,034	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
T_5, К		409,56	Температура потоку повітря на виході з завитки
f_5, м^2		0,0018	Площа завитки на виході
D_5, м		0,0477	Діаметр виходу завитки

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

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
$\eta_{ад}$		0,842	Адіабатний ККД компресора
$\eta_м$	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
N_K, кВт		1211,17	Потужність приводу компресора
$n_{тк}$, об/хв		21274	Частота обертів ротора турбокомпресора

Опис турбокомпресора

Турбокомпресор працює таким чином: вихлопні гази дизельного двигуна протікають через газовий впускний патрубок і соплове кільце до колеса турбіни. Колесо турбіни використовує теплову енергію, що міститься у вихлопних газах, для приводу колеса компресора. Компресор втягує свіже повітря, стискає його і подає в циліндри двигуна. Вихлопні гази виводяться в навколишнє середовище через випускний колектор, який з'єднаний з газовим випускним патрубком. Повітря, необхідне для роботи дизельного двигуна і стискається в турбокомпресорі, проходить через фільтр-глушник у компресорне колесо. Потім це повітря пройде через дифузор і вийде з турбокомпресора через корпус компресора. Ротор знаходиться на двох радіальних підшипниках ковзання: один у підшипниковій втулці, а інший у осьовому упорному підшипнику в кінці компресора. Ці підшипники ковзання з'єднані з центральним каналом для масла, яке подається з системи змащення двигуна. Злив масла завжди знаходиться в найнижчій точці корпусу підшипника.

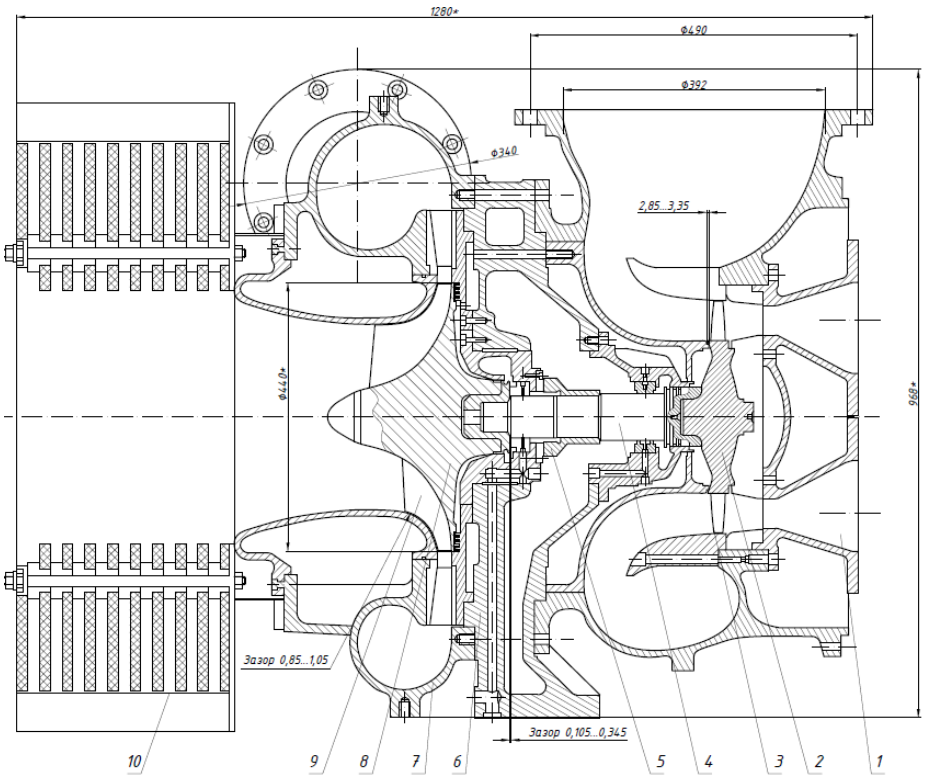


Рисунок 4.2 – Турбокомпресор ТК-44

РОЗДІЛ 5
РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 32/42

5.1 Паливна система

Паливна система судового дизеля призначена для зберігання, очищення, розпилення палива та його рівномірного подачі в циліндри згідно з робочим циклом двигуна.

Схема паливної системи двигуна показана на рисунку 5.1.1.

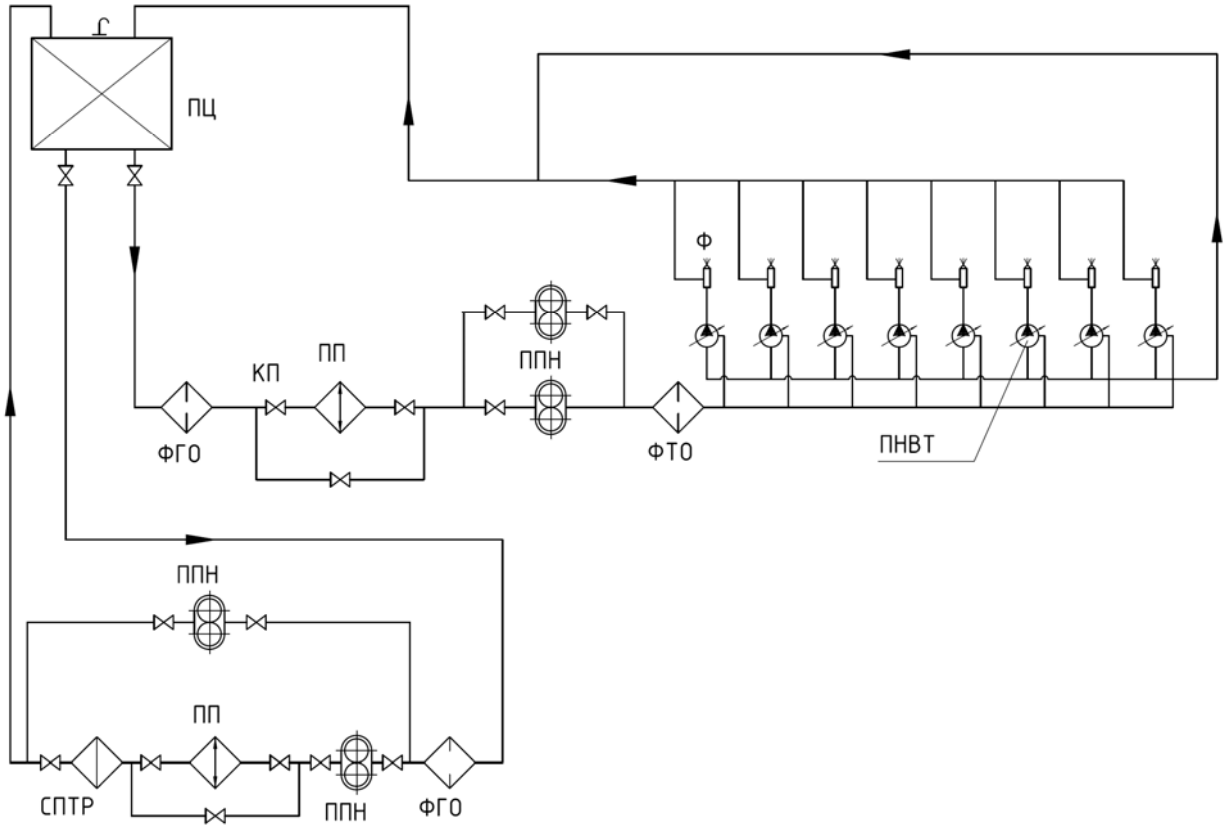


Рисунок 5.1.1 – Схема паливної системи дизеля

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.

На судновому двигуні встановлено вісім індивідуальних ПНВТ, кожен з яких представляє собою модуль, кріпиться збоку блоку циліндрів. Ця конструкція має наступні переваги:

не вимагає конструктивних змін в головці блоку циліндрів;

збільшує жорсткість приводу, оскільки виключає коромисла з конструкції;

спрощує процес демонтажу елементів системи впорскування.

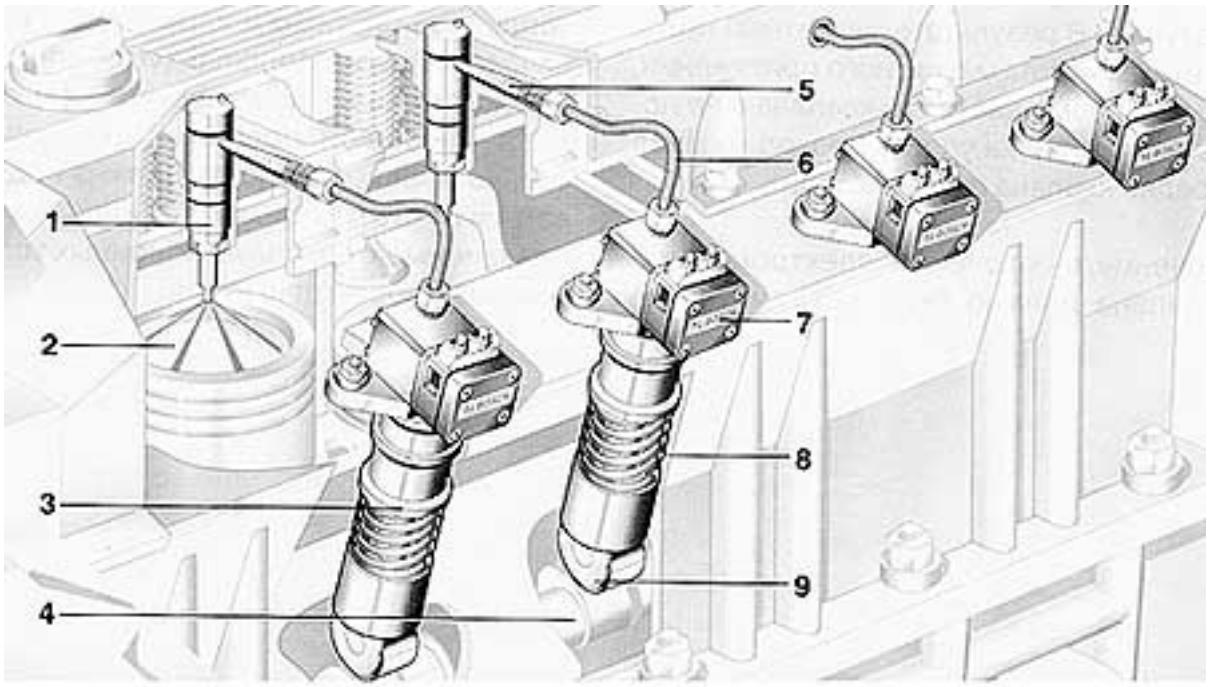


Рисунок 5.1.2 – Розміщення індивідуальних ПНВД

Трубопроводи високого тиску мають однакову дуже коротку довжину для всієї насосної групи і здатні витримувати максимальний тиск, що створюється ПНВТ без перерв. Основні параметри цих трубок, зазвичай

використовуваних у системах ППВТ, такі: зовнішній діаметр - 6 мм, внутрішній діаметр - 1,8 мм.

Кожен ППВТ, що входить до складу насосної групи, приводиться в рух окремим кулачком распредвала двигуна. Передачу руху від распредвала до плунжера забезпечують поворотна пружина і роликовий штовхач.

Основна функція цієї системи полягає в точному керуванні процесом вприскування дизельного палива в необхідний момент і в потрібній кількості, з необхідним тиском уприскування. Це забезпечує плавну і ефективну роботу дизеля.

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

Форсунка призначена для вприскування палива в циліндр дизеля. Вона забезпечує потрібний розпил палива і регулює початок і закінчення подачі палива.

Електромагнітний клапан ПНВТ забезпечує необхідний момент початку вприскування і обсяг подачі палива. Час початку вприскування налаштовується системою електронного управління роботою дизеля.

Електронний блок формує сигнали управління на основі "читання" сигналів, що формуються датчиками обертання колінчастого вала.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_м \cdot g_e \cdot N_e$	14798,78
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,182
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3080
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_м = 1,1…1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м^3	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	18,65
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м^3	$\rho_п$	850,00
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01…1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03…1,05$	1,04

3	Продуктивність паливопідкачувального насоса, м^3/год	$W_{пн} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	1,32
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1{,}5\ldots2{,}0$	2,00
4	Потужність привода паливопідкачувального насоса, кВт	$N_{пн} = \frac{W_{пн} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{пн}}$	0,34
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1{,}1\ldots1{,}5$	1,30
	ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	$\eta = 0{,}6\ldots0{,}7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м^2	$F_ф = \frac{W_{пн}}{3600 \cdot \upsilon_m \cdot K_{жп}}$	0,03
	Швидкість фільтрації, м/с	$\nu_m = 0{,}02\ldots0{,}05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0{,}2\ldots0{,}3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м^3/год	$W_{сеп} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,79
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	13453,44
	Кількість сепараторів	$n = 1\ldots4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8\ldots12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м^2	$F_{пп} = \frac{W_{сеп} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_з}$	2,43
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, ºС	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, ºС	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, ºС	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, ºС	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{пп} = \frac{W_{сеп} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_з}$	84,92
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1\ldots1{,}5 \cdot d_r$	39,20
		приймаємо	40,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16{,}9 \cdot g_{ц\max}^{0{,}303}$	27,30
		приймаємо	28,00
		$d_r = 35 + 0{,}04 \cdot (g_{ц\max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{ц\max} = 1{,}25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	4,87
	Кількість циліндрів	i	8,00
	Частота обертання, об/хв	n	600,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50

11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при d_r < 10 мм 2,5-2,6 при d_r = 11…14 мм 3 при d_r = 15…20 мм 3 + 0,218(d_r-20) при dr > 20 мм	4,74
		приймаємо	5,00
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	0,60
		приймаємо	0,60
	Діаметр циліндра, мм	D	420,00
13	Кількість соплових отворів	i_c = 4…8	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	l_c = (3...4)·d_c	3,60

5.2 Система змащення

Система змащення двигуна повинна забезпечувати безперебійну подачу масла до тертьових поверхонь для зниження втрат потужності через тертя, мінімізації зносу деталей, захисту їх від корозії, відведення тепла та продуктів зносу. Від ефективності системи змащення, регулярного технічного обслуговування і вчасного усунення несправностей значно залежить надійність роботи двигуна.

Опис масляної системи:

Масло подається до тертьових поверхонь за допомогою трьох основних методів: розбризкування, під тиском і комбіноване змащення. В методі розбризкування масло з картера або спеціальних літаків розсіюється ложечками, розташованими на кришках шатунів. При цьому масло дробиться на дрібні краплинки, які осідають на всіх тертьових і нетертьових поверхнях деталей всередині двигуна, забезпечуючи їх змащення.

Система змащення дизеля є комбінованою: деякі деталі змащуються під тиском, а інші - за допомогою розбризкування.

Підшипники колінчастого і розподільного валів, втулка проміжної шестерні, підшипник стрижня колінчастого вала компресора, механізм приводу клапанів (коромисла) і підшипник валу турбокомпресора отримують

змащення під тиском від масляного насоса. Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного вала і привід паливного насоса змащуються методом розбризкування.

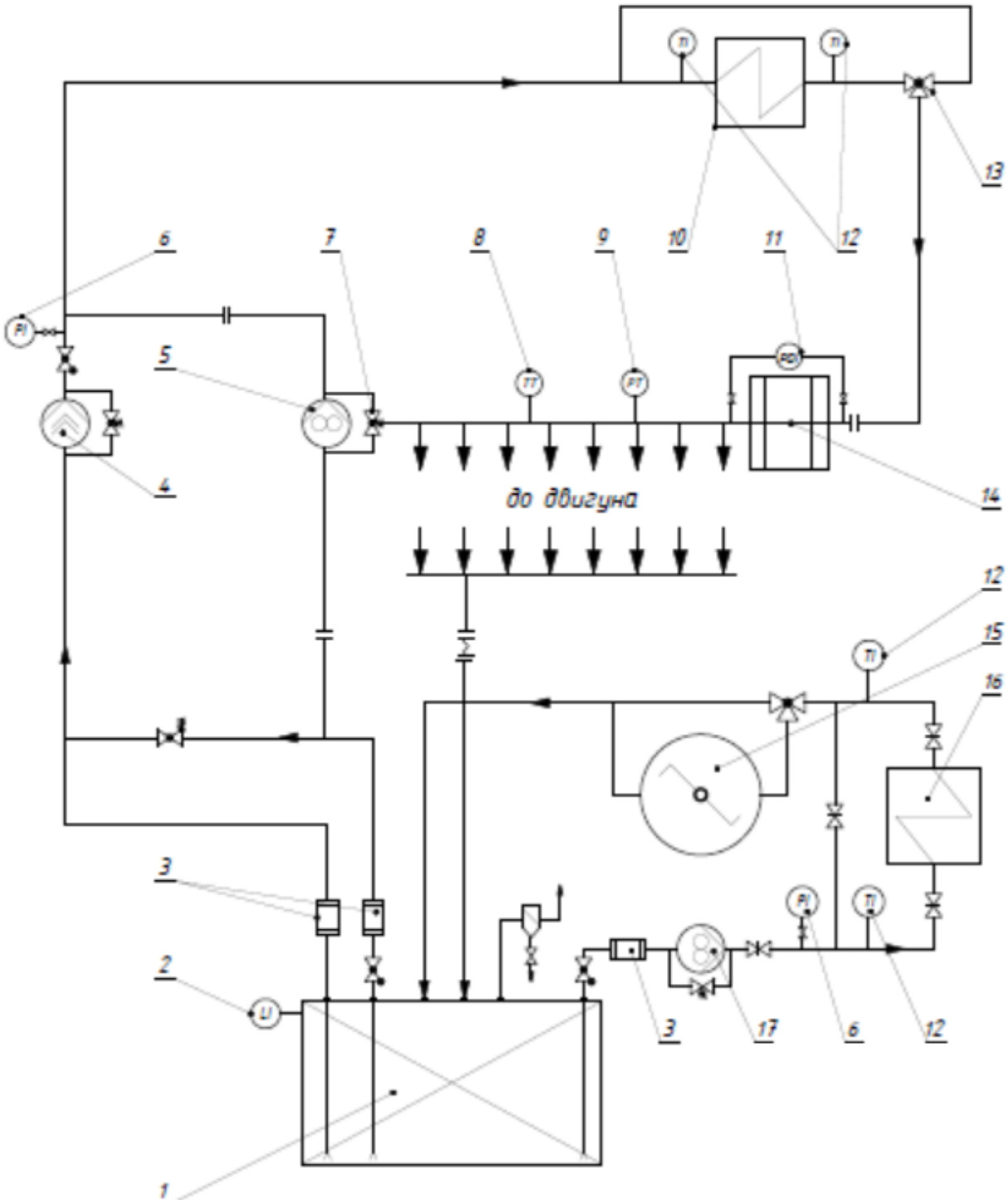
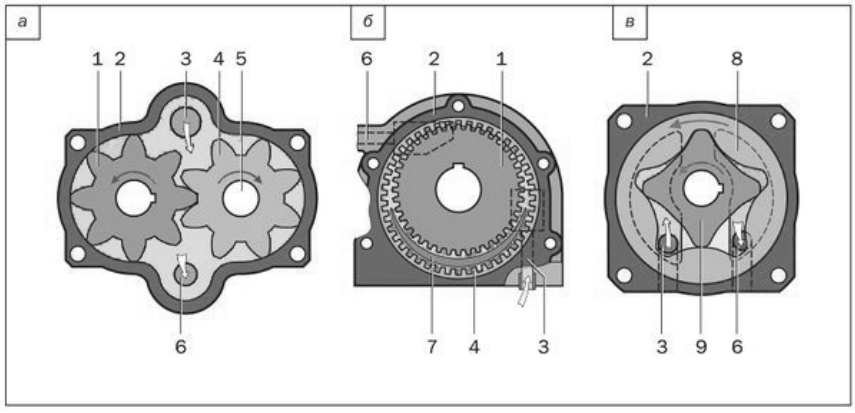


Рисунок 5.2.1 – Система змащення

Масляний насос призначений для створення тиску у системі змащення для забезпечення мастила рухомих частин внутрішнього згоряння двигуна. Він приводиться в дію або від колінчастого вала, або від розподільного вала за допомогою приводного механізму. За способом управління масляні насоси бувають нерегульовані і регульовані. Нерегульовані насоси підтримують постійний тиск у системі мастила за допомогою редукційного клапана. У регульованих насосах постійний тиск досягається шляхом зміни продуктивності насоса.

Масляний насос шестерневого типу складається з двох шестерень - провідної і відомої, які розміщені в корпусі насоса. Масло в насос поступає через всмоктуючий канал, захоплюється шестернями і нагнітається в систему через нагнітальний канал. Продуктивність шестерневого насоса пропорційна частоті обертання колінчастого валу. При перевищенні тиску встановлений редукційний клапан, який перепускає частину масла у всмоктувальну порожнину або безпосередньо в картер двигуна.

Масляний насос системи змащення шестерневого типу є односекційним і кріпиться болтами до кришки першого корінного підшипника.



.

Рисунок 5.2.2 – Схеми шестеренних масляних насосів

а – шестеренний з зовнішнім зачепленням; б – шестеренний з внутрішнім зачепленням; в – роторний. 1 – ведуча шестерня; 2 – корпус насоса; 3 – всмоктувальний канал; 4 – ведена шестерня; 5 – вісь; 6 – нагнітальний канал; 7 – роздільний сектор; 8 – ведений ротор; 9 – ведучий ротор.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м³/год	$W_{мн} = K_v \frac{Q_м}{c_м \cdot \rho_м \cdot \Delta t_м}$	55,025
	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/м³	$\rho_м$	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	$Q_м = \alpha_п \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	1196795,60
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,182
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3080,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_п$ = 10…15	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_п$ = 0,05…0,1	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700
2	Продуктивність відкачуючого насосу, м³/год	$W_{мв} = (1{,}25...1{,}3)W_{мн}$	68,781
3	Ємність маслозбірної цистерни, м³	$V_{мц} = K_c \frac{W_{мв}}{z}$	2,98
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м³	K_c = 1,2…1,3	1,3
	Кратність циркуляції	z = 10…30 - МОД, СОД z = 40…60 - ВОД	30
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м³	$V_{ст} = 0{,}6 \cdot V_{мц}$	1,788
5	Об'єм витратної цистерни, м³	$V_в = (1{,}1...1{,}5) \cdot V_{мц}$	3,577
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м²	$F_м = \frac{Q_м}{3{,}6 \cdot k \cdot \Delta t}$	47,304
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2·К)	k = 290…460	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м³/год	$W_{мс} = \frac{m \cdot V_{мц}}{t_c}$	1,12
	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 забезпечення оптимального теплового режиму двигуна, регулювання видалення тепла від найбільш

гарячих деталей, які нагріваються в результаті тертя або контакту з гарячими газами.

Ідеальний тепловий стан двигуна в межах 85-95 °С підтримується системою охолодження, яка відводить надлишкове тепло від деталей і передає його навколишньому повітрю.

Система охолодження двигуна регулює тепловий режим роботи, що є оптимальним. Перегрівання двигуна призводить до збільшення втрат на тертя, зменшення потужності, конденсації парів бензину на холодних деталях і швидкого зносу деталей, що вимагає частішої заміни масла.

Сучасні автомобільні двигуни використовують рідинне або повітряне охолодження. На більшості вітчизняних автомобільних двигунів застосовується закрита рідинна система охолодження з примусовою циркуляцією, керована водяним насосом. В такій системі тиск утримується, що підвищує температуру кипіння рідини і знижує її витрати на випаровування. Нормальний тепловий режим для сучасних двигунів визначається температурою рідини 85-95 °С.

У двигунах МаК зазвичай використовуються два закритих контури водяного охолодження. Контур високої температури використовується для охолодження двигуна, а контур низької температури - для охолодження наддувного повітря та може застосовуватись для охолодження додаткового обладнання.

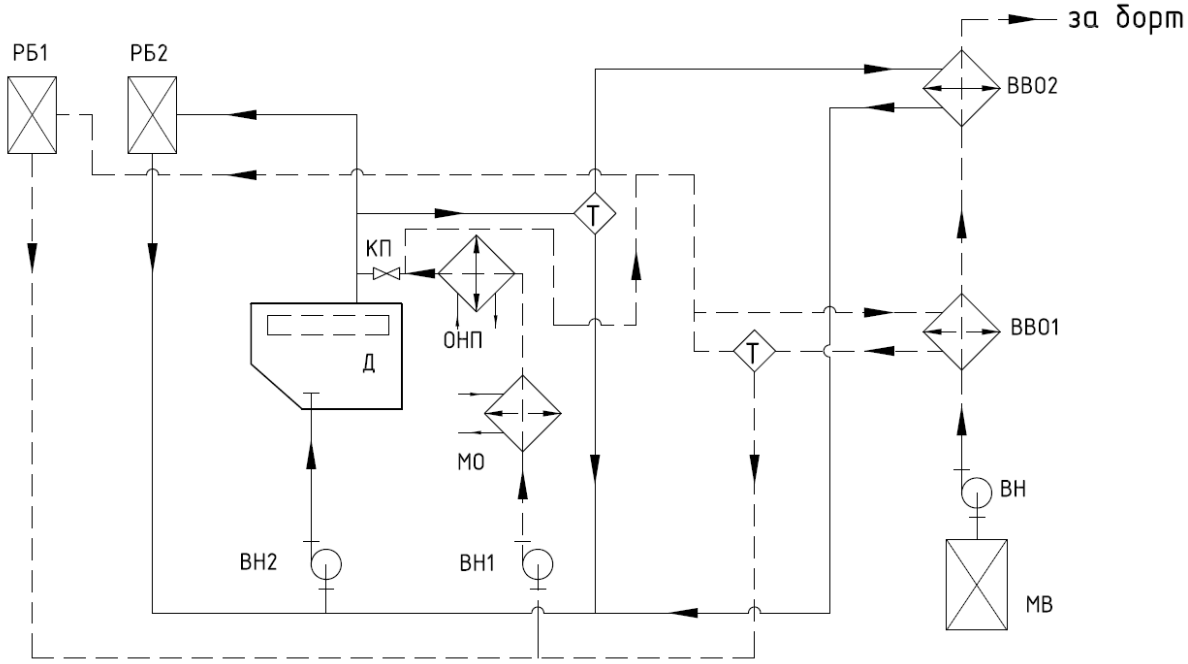


Рисунок 5.3.1 – Двухконтурна система охолодження

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 є замкнутою.

За способом здійснення циркуляції рідини, системи охолодження можуть бути наступними:

Примусовими, де циркуляцію забезпечує спеціальний насос, розташований на двигуні (або в силовій установці).

Під тиском, коли рідина підводиться в силову установку з зовнішнього середовища під певним тиском. Термосифонними, де циркуляція рідини відбувається за рахунок різниці гравітаційних сил, що виникають в результаті

різної щільності нагрітої рідини біля поверхонь деталей двигуна і холодильника.

Комбінованими, в яких найбільш нагріті деталі, такі як головки блоків циліндрів і поршні, охолоджуються за допомогою примусової циркуляції, а блоки циліндрів охолоджуються за термосифонним принципом.

Водяний насос

У системі охолодження зазвичай використовується водяний насос типу відцентрового. Валик насоса, який з'єднаний з валиком вентилятора, приводиться в рух клиноподібним ременем з шківа на передньому кінці колінчастого вала. Радіальні зазори між крильчаткою насоса і його корпусом повинні бути не більше 1 мм, осьові зазори не перевищують 0,2 мм. Передаткове число для приводу насоса знаходиться в діапазоні від 0,98 до 1,95. Швидкість руху рідини у всмоктуючих патрубках одноступінчатих водяних насосів не перевищує 2,5-3 м/с. Найбільший напір, який створюється водяним насосом, залежить від опору системи охолодження. Для нормальної роботи системи охолодження тиск у будь-якій точці рідинного тракту не повинен бути менше тиску пароутворення рідини. Напір, який створює водяний насос в автомобільному двигуні, коливається від 35 до 150 кН/м² (3,5-15 м водного стовпа). Потужність, яка витрачається на приведення в дію насоса, складає від 0,2% до 0,5% ефективної потужності двигуна.

Для підвищення надійності роботи системи охолодження у корпусі насоса на вході перед крильчаткою розташовано гвинтовий направляючий апарат для створення обертального руху вхідної рідини. Швидкість руху рідини у впускних каналах не перевищує 2,5-3 м/с.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м^3/год	$W_{вк} = K_з \frac{Q_в}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_в}$	85,689
	Коефіцієнт запасу подачі води	$Кз$ = 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	$Q_{вк} = \alpha_в \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	3590386,80
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,182
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3080,0
	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	$N_{вк} = 0{,}272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	12,431
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м^2	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	17,95
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2·к)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса забортної води, м^3/год	$W_{нз} = K_з \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_в \cdot \Delta t_{зв}}$	106,130
	Коефіцієнт запасу подачі води	$Кз$ = 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	$V_{рб} = (0{,}1...0{,}15) \frac{N_e}{1000}$	0,462

5.4 Система газообміну

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

Компресор призначений для підвищення густини повітря шляхом його стискування і переміщення.

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

Колектор служить для рівномірної подачі повітря у всі циліндри двигуна.

Повітроводи призначені для транспортування повітря.

Функціональна система газовідводу складається з наступних підсистем: випускних колекторів, утилізаційних газових турбін, утилізаційних котлів (у великих двигунах, де встановлення їх є доцільним), глушників шуму і газоходів.

Випускні колектори призначені для відведення відпрацьованих газів з циліндрів з максимальною збереженням їх енергії і очищенням циліндрів від залишкових газів.

Газові турбіни перетворюють механічну енергію відпрацьованих газів у крутний момент.

Глушники шуму призначені для зниження шкідливих звукових впливів відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Газоходи служать для транспортування відпрацьованих газів.

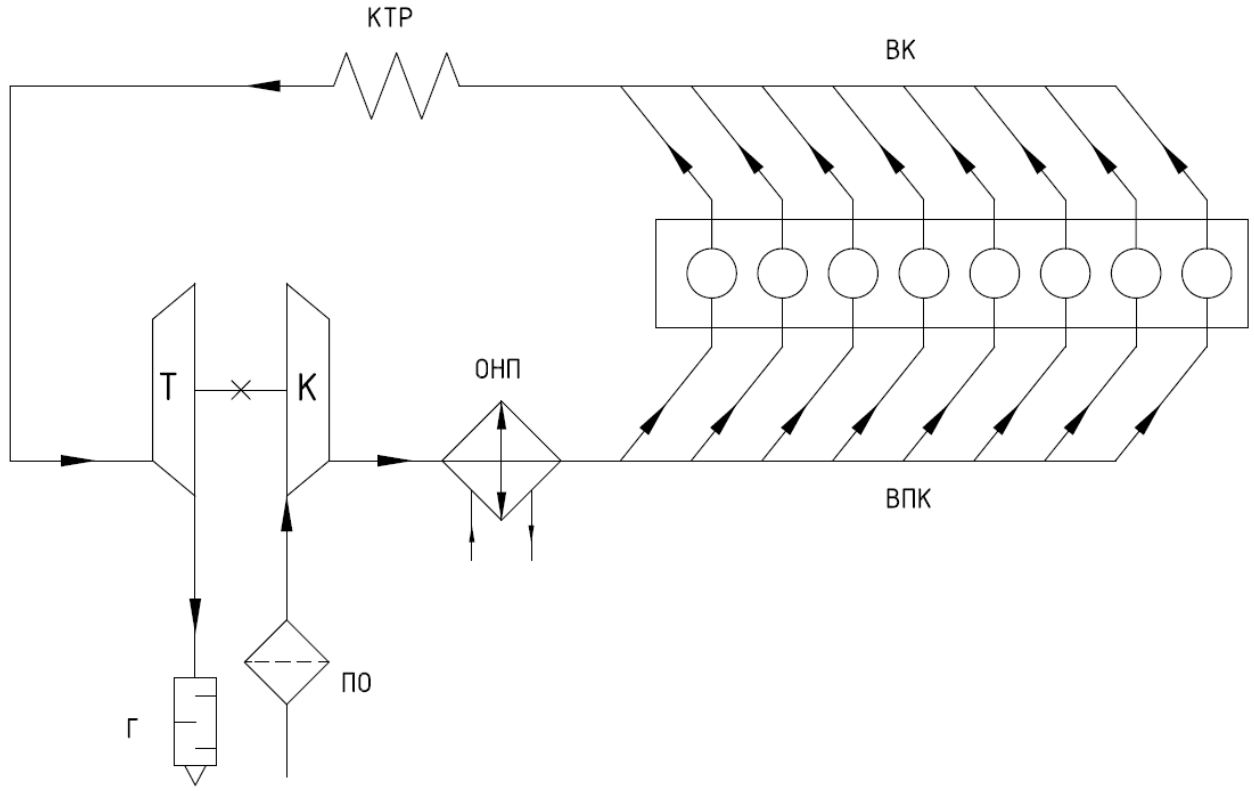


Рисунок 5.4.1– Система повітропостачання і газовідводу

ПО – повітроочисник; Т – газова турбіна; К – компресор відцентровий; ОНП – охолоджувач наддувочного повітря; ВПК – впускний колектор; ВК – випускний колектор; КТР – компенсатор теплового розширення; Г – глушник.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м^2	$F_{вп} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{вг}}{3600 \cdot c_{вг} \cdot p_2}$	0,529
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,529
	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	0,182
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3080,000
	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	$d_{вг} = \sqrt{\frac{4F_{вп}}{\pi}}$	0,820

РОЗДІЛ 6
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Міжнародна конвенція з безпеки життя на морі 1974 року (СОЛАС-74) є однією з найважливіших міжнародних конвенцій, яка регулює безпеку мореплавства. Ключові аспекти і відомості про СОЛАС-74.

Історія та прийняття

Причина створення: Конвенція була прийнята відповідно до міжнародних обговорень, спрямованих на покращення безпеки мореплавства після ряду серйозних морських катастроф, що сталися в 20 столітті.

Прийняття: СОЛАС-74 була прийнята Міжнародною морською організацією (ІМО) в 1974 році. Вона набула чинності в 1980 році після достатнього числа ратифікацій держав-учасниць.

Основні положення

Безпека суден: СОЛАС-74 встановлює стандарти безпеки для всіх аспектів судноплавства, включаючи конструкцію суден, обладнання, експлуатацію та управління суднами.

Обов'язки держав-учасниць: Держави-учасниці зобов'язані забезпечувати виконання стандартів безпеки, а також контроль за виконанням цих стандартів на своїх судах.

Класифікація суден: Конвенція визначає різні класи суден залежно від їх розміру, призначення та типу, і встановлює відповідні вимоги безпеки для кожного класу.

Міжнародні стандарти: СОЛАС-74 включає в себе ряд міжнародних стандартів і рекомендацій щодо безпеки на морі, які стали основою для розробки і впровадження національних та міжнародних законодавчих актів.

Важливі поправки

Ампліфікації і зміни: Протягом років до СОЛАС-74 були внесені різні поправки та додатки, які оновлювали та адаптували конвенцію до нових технологій, викликів та інновацій у мореплавстві.

Актуалізація: Останні значущі поправки до СОЛАС-74 були прийняті в 2020 році, зокрема відносно енергоефективності суден та зменшення викидів парникових газів.

Значення СОЛАС-74

Глобальний стандарт: СОЛАС-74 є глобальним стандартом безпеки мореплавства, який має захищати життя моряків і пасажирів, забезпечувати безпеку судноплавства та запобігати забрудненню морського середовища.

Універсальність: Вона застосовується до всіх морських суден, що плавають під прапорами держав-учасниць ІМО, включаючи великі торговельні судна, пасажирські лайнери, вантажні судна та інші.

Забезпечення сталого розвитку: СОЛАС-74 сприяє сталому розвитку морського транспорту шляхом зменшення ризиків надзвичайних ситуацій та забезпечення безпеки мореплавства у всьому світі.

В цілому, СОЛАС-74 є важливим документом, який стандартизує безпеку мореплавства на міжнародному рівні, забезпечуючи безпеку людей, суден і навколишнього середовища на морі.

ПДМНВ-78/95 — це скорочення, що означає "Правила державного морського нагляду України в інтересах безпеки судноплавства на внутрішніх водних шляхах, використовуваних у судноплавстві, та при портовому контролі судів" і стосується нормативного документа, що регулює безпеку судноплавства в Україні.

Історія та прийняття

Призначення: ПДМНВ-78/95 встановлює вимоги та норми щодо безпеки судноплавства на внутрішніх водних шляхах України та при портовому контролі. Вони спрямовані на забезпечення безпечних умов плавання суден,

захисту життя людей на борту, а також запобігання забрудненню водних ресурсів.

Підстави: ПДМНВ-78/95 базуються на міжнародних стандартах безпеки мореплавства, адаптованих до специфіки внутрішніх водних шляхів України та вимог національного законодавства.

Прийняття: Документ прийнятий відповідно до внутрішньодержавної процедури і зобов'язань України перед міжнародними морськими організаціями щодо безпеки мореплавства.

Основні положення

Структура документа: ПДМНВ-78/95 включає в себе ряд розділів і підрозділів, які охоплюють такі аспекти:

Обов'язки суб'єктів судноплавства та органів державного морського нагляду.

Вимоги до конструкції, обладнання та експлуатації суден.

Процедури портового контролю та аудиту безпеки судноплавства.

Вимоги до організації та проведення навчань і перевірок з безпеки.

Класифікація суден: Документ визначає різні класи суден залежно від їх розміру, типу та призначення, і встановлює відповідні вимоги безпеки для кожного класу.

Міжнародні стандарти: ПДМНВ-78/95 відповідає інтернаціональним стандартам безпеки, адаптованим до специфічних умов українських водойм.

Значення ПДМНВ-78/95

Забезпечення безпеки судноплавства: Документ є ключовим для забезпечення безпеки судноплавства на внутрішніх водних шляхах України, що є важливим компонентом транспортної системи країни.

Правова основа: Він встановлює юридичну основу для проведення портового контролю та нагляду за судноплавством, що сприяє зменшенню аварійності та забезпеченню відповідності міжнародним стандартам.

Адаптація до змін: ПДМНВ-78/95 періодично оновлюється та адаптується до змін в технологіях та вимогах безпеки, що дозволяє підтримувати актуальність і ефективність нормативного регулювання.

ПДМНВ-78/95 є важливим регуляторним документом для забезпечення безпеки судноплавства на внутрішніх водних шляхах України, що встановлює вимоги до суден і процедури контролю, сприяючи безпеці та ефективності морського транспорту в країні.

ПДМНВ-78/95 (Правила державного морського нагляду України) - це система правил і нормативних вимог, які регулюють безпеку судноплавства, захист морського середовища і контроль за морськими ресурсами на території України. Вони базуються на міжнародних стандартах та враховують національні особливості і потреби України.

Основні аспекти ПДМНВ-78/95 включають:

Безпека судноплавства: Встановлення стандартів безпеки для суден, що плавають під прапором України або здійснюють діяльність в українських водах. Це включає в себе вимоги до конструкції, обладнання, експлуатації і технічного стану суден.

Захист морського середовища: Установлення вимог щодо запобігання забрудненню морського середовища, включаючи викиди сміття і вод, організацію сортування відходів та використання суднових санітарних засобів.

Морський нагляд і контроль: Регулювання системи морського нагляду, включаючи надання права контролю за дотриманням міжнародних і національних стандартів безпеки судноплавства, документального забезпечення суден і їх екіпажів.

Управління ризиками: Визначення процедур управління ризиками в морській сфері, спрямованих на запобігання аваріям, рятувальні операції та захист людей на морі.

Права і обов'язки суб'єктів морського нагляду: Визначення прав і обов'язків власників суден, операторів портів, судновласників і екіпажів у контексті забезпечення безпеки судноплавства і охорони морського середовища.

Робота з судновими двигунами включає в себе ряд потенційних небезпек, які стосуються як технічних аспектів самих двигунів, так і безпеки персоналу, що займається їх обслуговуванням. Ось основні аспекти небезпеки при роботі з судновими двигунами:

1. Високі температури і тиск

Нагрівання двигуна: Суднові двигуни працюють за умов високих температур і тиску. Взаємодія з гарячими деталями може призвести до опіків або травм.

Система охолодження: Правильна експлуатація системи охолодження важлива для запобігання перегріву двигуна, що може призвести до серйозного пошкодження або навіть виходу з ладу.

2. Небезпека електричного струму

Електричні системи: Суднові двигуни мають складні електричні системи, які потребують уважного ставлення. Неправильна робота з електричними компонентами може призвести до короткого замикання, ураження електричним струмом або пожежі.

3. Рухомі механічні частини

Поворотні частини: Частини двигуна, такі як колінчасті вали, поршні, клапани та інші рухомі механічні компоненти, можуть бути небезпечними при неправильному обслуговуванні або ремонті.

Потенційна травма: Недотримання правил безпеки може призвести до травм, які виникають в результаті взаємодії з рухомими частинами двигуна.

4. Взаємодія з шкідливими речовинами

Токсичні викиди: Деякі суднові двигуни працюють на паливі, яке містить токсичні речовини. Вдихання або контакт з цими речовинами може призвести до отруєння.

5. Пожежна безпека

Високий ризик пожежі: Внаслідок високої температури і роботи з паливом і мастилом існує значний ризик пожежі. Потрібні спеціальні заходи щодо запобігання пожежі та швидкого її гасіння в разі потреби.

6. Вимоги до кваліфікації персоналу

Професійна підготовка: Робота з судновими двигунами вимагає високої кваліфікації та знань. Недостатня підготовка може призвести до небезпечних ситуацій та аварій.

Робота з судновими двигунами вимагає дотримання строгих правил безпеки і знань з технічного обслуговування. Персонал, що працює з цим обладнанням, повинен мати належну підготовку, регулярно проходити навчання з пожежної та електробезпеки, а також дотримуватися всіх інструкцій виробника і нормативних вимог. Тільки таким чином можна забезпечити безпеку усіх учасників процесу і запобігти аваріям та негативним наслідкам для здоров'я та навколишнього середовища.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 8ЧН32/42.

У першому розділі детально описана конструкція двигуна, включаючи всі його складові частини, а також проведені розрахунки термодинамічного циклу і динаміки. Це підкреслило високу ефективність, гармонійність і перспективність даного двигуна.

Четвертий розділ присвячено розрахунку та проектуванню турбокомпресора. Запропонований агрегат продемонстрував високі значення коефіцієнтів корисної дії, які були розраховані з використанням сучасних математичних моделей.

У п'ятому розділі детально проаналізовані основні системи двигуна, включаючи розгляд принципових схем і конструкцій основних елементів. З аналізу схем видно, що дана конструкція є сучасною і автоматизованою.

В розділі "Забезпечення вимог охорони праці" досліджено нормативно-правову базу охорони праці на суднах. Також проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що виникають під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування двигуна і судна в цілому.

На основі всіх цих даних та розрахунків розроблено креслення: поперечний переріз двигуна; індикаторна діаграма та діаграми динаміки; турбокомпресор типу ТК-44; схема системи змащення.

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. МАК 6М 453С. Technology review. МАК, 2003. 25 p.

3. МАК 6М 453С engines : Project guide for marine applications. МАК, Marine, 2004. 210 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 підвищення кваліфікації суднових механіків : 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.