

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згорання,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 33/45 (DEUTZ 645 L6)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згорання

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

 В. С. Наливайко

Здобувач освіти



М. М. Білогруд

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Білогруд Максим Максимович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 6ЧН 33/45 (Deutz 645 L6)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доц. Наливайко В. С.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

(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 - Deutz 645 L6, потужність двигуна – 2550 кВт; частота обертання колінчатого валу – 600 хв^{-1} ; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Опис конструкції двигуна 6ЧН 33/45; Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 33/45; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект відцентрового насосу; Розрахунок систем двигуна 6ЧН 33/45; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки;
Охолоджуючий водяний насос. Поперечний переріз; Принципові схеми систем
двигуна 6ЧН 33/45

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/М. М. Білогруд/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/В. С. Наливайко/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 2550 кВт та 600 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 6ЧН 33/45 (Deutz 645 L6).

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 61 сторінці розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

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

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 2550 kW and 600 rpm. Engine 6ЧН 33/45 (Deutz 645 L6) was selected as a base engine.

The calculations of engine operating cycle, dynamic loads and water pump 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 61 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, pump, cooling system.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ЧН 33/45.....	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 33/45.....	11
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	20
Розділ 4. Проект відцентрового насосу.....	26
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 6ЧН 33/45.....	37
5.1 Паливна система.....	37
5.2 Система змащення.....	42
5.3 Система охолодження.....	46
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу.....	49
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	52
Висновки.....	56
Список використаної літератури.....	57
Додаток А. Поперечний переріз двигуна	58
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	59
Додаток В. Охолоджуючий водяний насос. Поперечний переріз.....	60
Додаток Г. Принципові схеми систем двигуна 6ЧН 33/45.....	61

ВСТУП

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

В сучасний час дизелі ефективно витіснили інші види судових енергетичних систем завдяки своїм вагомим перевагам:

Висока паливна економічність (до 154 г/кВт×год), яка залежить від ефективного коефіцієнта корисної дії.

Постійна готовність до роботи та швидке введення двигуна в робочий режим.

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 та підвищення тиску повітря від 5,0 до 6,0.
- Використання силових турбін – турбокомпаундних систем.
- Впровадження мікропроцесорної техніки для управління початком упорскування палива і фазами газорозподілу.
- Застосування нових методів розрахунків та інших технологій [1].

Згідно завдання, ми можемо розрахувати чотирьохтактний судовий середньообертовий дизельний двигун. Як прототип обрано двигун 6ЧН 33/45.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 33/45

Основні характеристики головного двигуна типу 6ЧН 33/45

Циліндрова потужність, кВт (максимальна тривала)	2550
Частота обертання колінчатого вала, хв ⁻¹	600
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	330/450
Середня швидкість поршня, м/с	10,2
Число циліндрів, од	6
Середній ефективний тиск, МПа	2,44
Максимальний тиск згоряння, МПа	19,0
Тиск стиску, МПа	17,0
Тиск наддувочного повітря (надлишкове), МПа	0,41
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт×год.)	176
Питома витрата масла, г/(кВт×год.)	0,6
Висота двигуна, мм	3690
Довжина двигуна, мм	5565
Ширина двигуна, мм	2110

Аналіз конструкції

Права та ліва сторона двигуна марки 6ЧН33/45, що розглянуто у даній роботі показано на рис. 1.1 та рис. 1.2, перетин двигуна на рис. 1.3.

					<i>КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

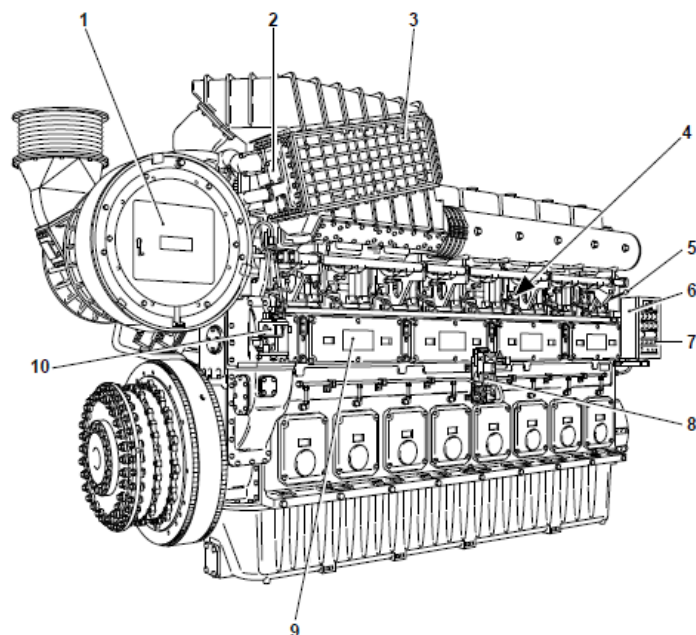


Рисунок 1.1 – Права сторона двигуна 6ЧН 33/45:

1 – турбокомпресор, 2 - підключення охолоджуючої рідини, 3 – інтеркулер, 4 – паливний насос, 5 – важіль завершення, 6 – панель управління, 7 – пускова кнопка, 8 – монітор відділення для заводних рукояток, 9 – управління відсіку валу, 10 – привід

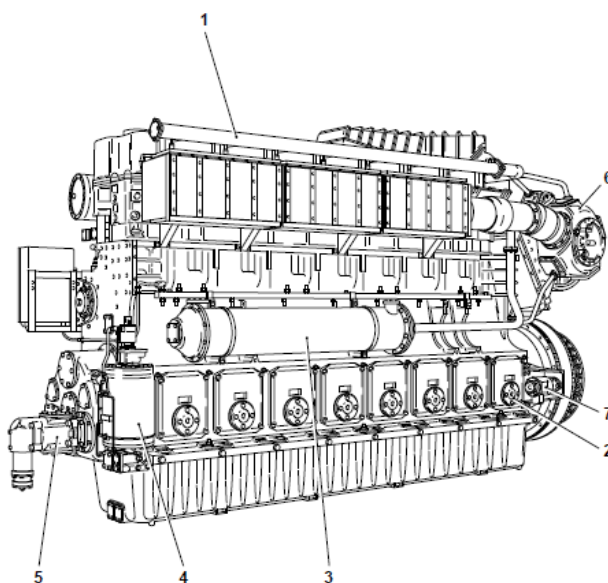


Рисунок 1.3 – Ліва сторона двигуна 6ЧН 33/45:

1 – трубабору охолоджуючої рідини, 2 – кришка огляду запобіжного клапану, 3 – маслоохолоджувач, 4 – зворотній фільтр з вбудованим регулюючим клапаном тиску масла, 5 – масляний насос, 6 – турбокомпресор, 7 – повітряний стартер

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

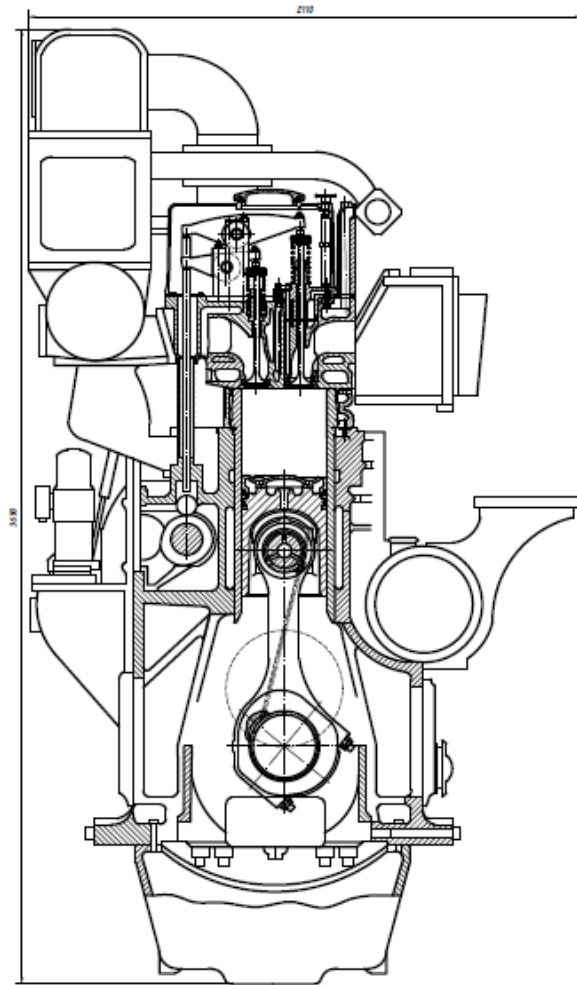


Рисунок 1.4 – Поперечний перетин двигуна 6ЧН 33/45

Конструкція і технічні особливості. Картер и масляний піддон (рис.1.4) Картер піддається силам, що відбуваються в циліндрі і в приводному механізмі. Сила газів виробляється у циліндрі і передається через поршень на шатун і колінчастий вал. Протидіюча сила між головкою блоку циліндрів і основного підшипника кришки передається в картер. Цілісна картера забезпечена вбудованою циліндричною оболонкою для кожного циліндра. Ззовні, вплив крутного моменту на вихідну потужність яка передається на фундамент за допомогою приводу. Механізм та контактні смуги, відлиті на картері. Картер володіє високою жорсткістю, завдяки поперечному натягу над основними покриттями підшипника. Низьке розташування втулки в гільзах циліндрів, з охолоджувальною рідиною протікає прямо навколо них, і

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

дозволяє інтенсивно охолоджуватися камері згоряння. Проточне мастило подається в картер двигуна, а потім подається в окремий резервуар мастила.

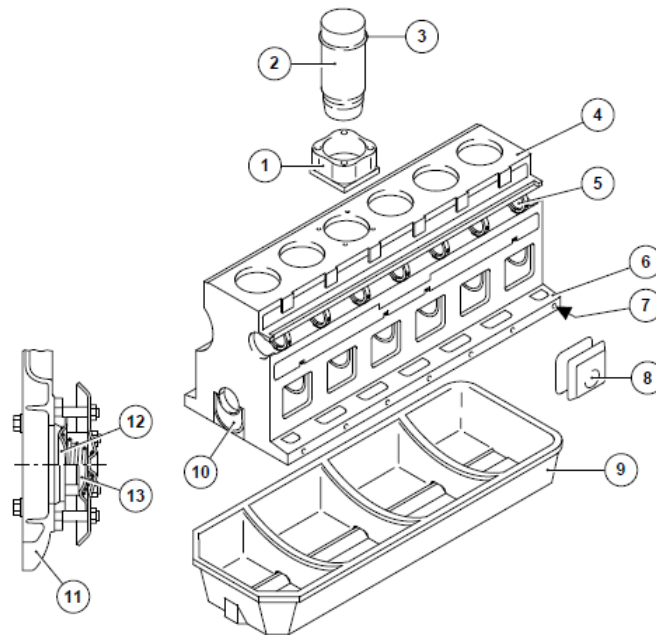


Рисунок 1.4 – Картер і масляний піддон двигуна 6ЧН 33/4:

1 – рубашка циліндра, 2 – гільзи циліндра, 3 – кільце, 4 – картер, 5 – підшипник контрольного валу, 6 – смуги зв'язку, 7 – гвинти для крос-натягу, 8 – отвір кришки огляду, 9 – масляний піддон, 10 – основна кришка підшипника, 11 – кришка для огляду отвору із запобіжним клапаном, 12 – запобіжний клапан закритий, 13 – запобіжний клапан відкритий

Головка блоку циліндрів (рис. 1.5)

Головки циліндрів прикріплені до картера вісьмома шпильками. Кожна кришка головки циліндрів оснащена двома впускними і двома випускними клапанами. Крім того, з'єднання для вимірювання тиску в балоні (індексації) передбачено. Впускні і випускні клапани (кожен з яких забезпечений пристроєм обертового клапана) приводяться в дію штовхачем клапанів встановлених на голівках циліндрів. Випускні клапани встановлені в корпусі клапана, і може бути відповідним чином видалені без демонтажу головки блоку циліндрів.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Нагнітальні клапани відділені від відсіку охолоджуючої втулкою, встановленою в голівках циліндрів. Клапан індексації знаходиться за межами головки блоку циліндрів. Між гільзою циліндра і головкою блоку циліндрів є прокладка головки блоку циліндрів, яка ізолює камеру згоряння від охолоджуючої рідини.

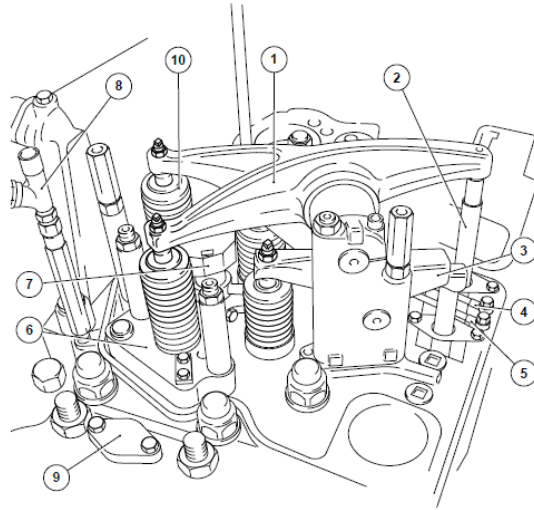


Рисунок 1.5 – Головка блоку циліндрів двигуна 6ЧН 33/45:

1 – підйомник випускного клапану, 2 – стопорний важіль, 3 – підйомник впускного клапану, 4 – маслопровід подачі охолодженого масла, 5 – витік маслопроводу, 6 – корпус випускного клапану, 7 – інжектор, 8 – клапан індексації, 9 – вставка, 10 – пристрій повороту клапана

Кривошипно-шатунний механізм складається з колінчастого валу (рис. 1.7), шатуна з поршнем (рис. 1.6) і маховика.

Колінчастий вал підвішений на підшипниках в картері.

Противаги, розташовані на колінчастому валу, розвантажують корінні підшипники від сил інерції і створюваних ними моментів. Маховик служить для забезпечення виведення поршнів з мертвих точок, більш рівномірного обертання колінчастого вала багатоциліндрового двигуна при його роботі на режимі холостого ходу, полегшення пуску двигуна. Маховик виготовляють з чавуну і динамічно балансують в зборі з колінчастим валом. На фланці маховик центрується в строго певному положенні з допомогою штифтів або

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

болтів якими він кріпиться до фланця. Колінчастий вал приводиться в дію за допомогою газових сил, що діють на поршні і шатуни. Шатуни розділити під кутом включення шатуна і поршня повинні бути видалені вгору через гільзу циліндра. Кутовий отвір у валу через шатун дозволяє мастилу проникати до підшипників поршневого пальця і у відсік охолодження поршня. Зібраний поршень складається з кованої сталі у верхній частині і кованої алюмінієвої нижній частині.

Комплект поршневих кілець складається з 3-х компресійних кілець у верхній частині в помірних канавках, і 1-го маслоз'ємного кільця в нижній частині.

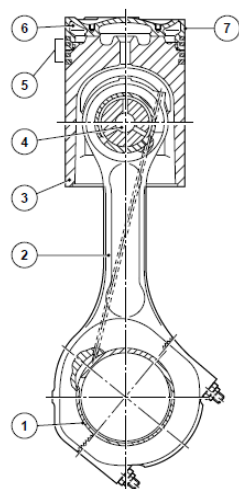


Рисунок 1.6 – Поршень і шатун:

1 – шатунні вкладиші, 2 – шатун, 3 – нижня частина поршня, 4 – поршковий палець, 5 м поршневі кільця, 6 – відсіки охолодження, 7 м верхня частина поршня

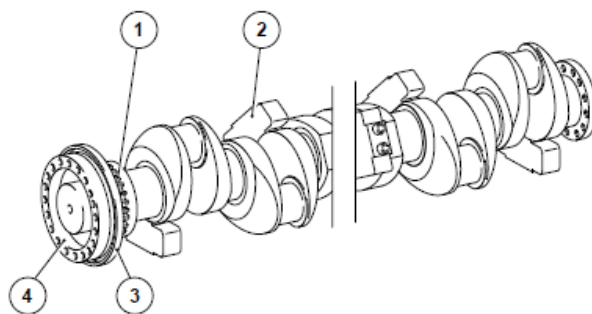


Рисунок 1.8 – Колінчастий вал:

1 – колінчастий вал, 2 – противаги, 3 – масляне кільце, 4 – фланець маховика

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ЧН 33/45

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання відрізняється від ідеальних циклів. У розрахунковому циклі змінюється кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Під час процесу розширення відбувається догорання палива та відновлення дисоційованих газів, що супроводжується 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 та аеродинамічні втрати, а також додаткові ефекти, такі як догорання та відновлення хімічної енергії, які не враховуються в ідеальних моделях. Паралельно з розрахунковим циклом важливо вивчати дійсний цикл, який здійснюється в працюючому двигуні. Через недосконалість розрахункових методик та складність процесів, дійсний цикл не може бути точно описаним. Чим більш точна та досконала методика теплового розрахунку, тим більше розрахунковий цикл наближається до дійсного. У 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 охоплює сутність теплових явищ, що відбуваються в робочому циліндрі. Він представляє собою інженерне аналітичне дослідження теплових процесів, що відбуваються у робочому двигуні

Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 11 \dots 15$. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . 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 $\alpha = 2,28$.

Показник адіабати повітря $k_\varepsilon = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,82$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_g . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД $\gamma_g = 0,02 - 0,08$. Приймаємо $\gamma_g = 0,025$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД і СОД $\xi_z = 0,75 - 0,94$; $\xi_b = 0,86 - 0,98$ [5]. Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$ [1]. Для МОД $\lambda = 1,05 - 1,35$. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на НФО (heavy fuel oil) – важкому паливі. Масовий склад пального:

Вуглець – C = 0,87 кг;

Водень – H = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – O = 0,004 кг.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Нижча теплота згоряння палива $Q_{н.д}$. Для дизельного пального приймаємо $Q_{н.д} = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z . Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{к.ад}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,38}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,81} \right] = 459,226$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 459,226 - 0,8 \times (459,226 - 293) = 326,245$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{326,245 + 15 + 0,025 \times 800}{1 + 0,025} = 352,434$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,38 - 0,004 = 0,376$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,376 = 0,365$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,365}{0,376} \times \frac{326,245}{352,434} \times \frac{1}{1 + 0,025} \times (1 - 0) = 0,939$$

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу стиску

$$n_l = 1,361$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,365 \times 15^{1,361} = 14,542$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l-1} = 352,434 \times 15^{1,361-1} = 937,154$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,28}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,128$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,128} = 1,028$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,0274$$

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

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,028 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,968 = 1,026$$

Максимальна температура згоряння, К

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

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

$$T_z = 1843,721$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 14,542 = 17,45$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,026}{1,2} \times \frac{1843,721}{937,154} = 1,683$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,683} = 8,913$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів [8]. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,282$$

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1843,721 \times \frac{1}{8,913^{1,282-1}} = 995,417$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{17,45}{8,913^{1,282}} = 1,057$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (p - 1) + \frac{\lambda \times p}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{14,542}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,683 - 1) + \frac{1,2 \times 1,683}{1,282 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,913^{1,282-1}} \right) - \frac{1}{1,361 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,361-1}} \right) \right] = 2,482$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,482 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,457$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,376 \times 0,939}{2,28 \times 0,495 \times 326,345 \times 2,482} = 0,169$$

Індикаторний ККД

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

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,482 \times 0,95 = 2,211$$

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,499 \times 0,95 = 0,449$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,169}{0,95} = 0,1877$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,33^2 \times 0,45 \times 0,5 \times 2,211 \times 600 \times 6 = 2555,252$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{2555,352 - 2550}{2555,352} = 0,209\%$$

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

Індикаторна діаграма двигуна

Побудову розрахункової індикаторної діаграми виконують на основі даних, отриманих при розрахунку робочого циклу. Ця діаграма подальше використовується як вхідні дані для динамічного та міцнісного розрахунків двигуна. Важливо відзначити, що побудова діаграми виконується аналітичним методом, оскільки графічні методи можуть призвести до значних похибок.

Ординати точок політропи стиснення та розширення розраховуються за наступними формулами:

– процес стиску:

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

– процес розширення:

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

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $v/v_c = \varepsilon_x$ – поточне значення ступеня стиснення.

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,282
Тиск кінця стиснення p_{sc} , МПа	14,542
Максимальний тиск згоряння p_{sz} , МПа	17,45
Ступінь попереднього розширення ρ	1,683
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	17,45	
1,00	14,54	17,45
1,68	7,16	17,45
2,35	4,55	11,38
3,01	3,24	8,27
3,68	2,47	6,40
4,35	1,97	5,17
5,01	1,62	4,31
5,68	1,37	3,67
6,34	1,18	3,18
7,01	1,03	2,80
7,68	0,91	2,49
8,34	0,81	2,24
9,01	0,73	2,03
9,67	0,66	1,85
10,34	0,61	1,70
11,00	0,56	1,57
11,67	0,51	1,46
12,34	0,48	1,36
13,00	0,44	1,27
13,67	0,41	1,19
14,33	0,39	1,12
15,00	0,36	1,06
15,00		0,36

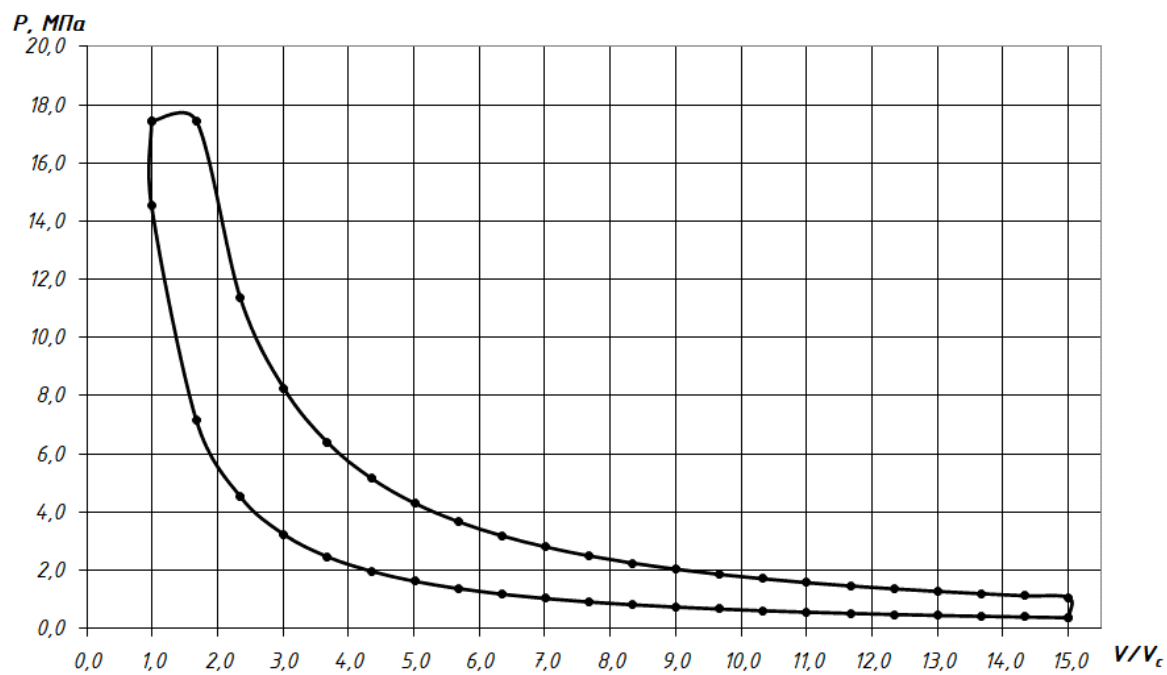


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Діаграми динаміки будуються з метою визначення сил, які діють на КШМ на будь-якому куті його обертання. Ці діаграми використовуються для розрахунків міцності основних деталей КШМ та для визначення врівноваженості. Побудова діаграм базується на розрахунках робочого циклу та враховує зміну сил під час руху колінчастого валу. Сили, що враховуються в діаграмах, включають: P_T – 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).

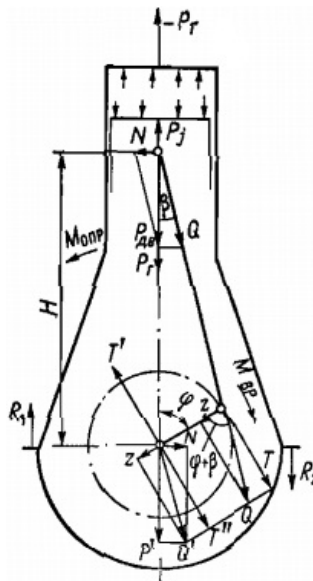


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

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.

					<i>КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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	0,33
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	600
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	17,45
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,365
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,38
Тиск залишкових газів	МПа	P_Γ	0,5
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,236
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	250
Радіус кривошипа	м	r	0,225
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,282
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,683
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3800	-3,2075	-2,8275	0,0000	-2,8275	0,0000
10	0,3800	-3,1311	-2,7511	-0,1128	-2,6897	-0,5888
20	0,3800	-2,9077	-2,5277	-0,2045	-2,3053	-1,0567
30	0,3800	-2,5536	-2,1736	-0,2577	-1,7535	-1,3100
40	0,3800	-2,0943	-1,7143	-0,2621	-1,1448	-1,3027
50	0,3800	-1,5617	-1,1817	-0,2160	-0,5941	-1,0441
60	0,3800	-0,9913	-0,6113	-0,1267	-0,1959	-0,5928

70	0,3800	-0,4184	-0,0384	-0,0087	-0,0050	-0,0391
80	0,3800	0,1249	0,5049	0,1195	-0,0300	0,5180
90	0,3800	0,6124	0,9924	0,2387	-0,2387	0,9924
100	0,3800	1,0261	1,4061	0,3328	-0,5719	1,3270
110	0,3800	1,3567	1,7367	0,3916	-0,9620	1,4980
120	0,3800	1,6037	1,9837	0,4112	-1,3480	1,5124
130	0,3800	1,7744	2,1544	0,3938	-1,6865	1,3973
140	0,3800	1,8816	2,2616	0,3457	-1,9547	1,1889
150	0,3800	1,9412	2,3212	0,2752	-2,1478	0,9223
160	0,3800	1,9694	2,3494	0,1900	-2,2727	0,6250
170	0,3800	1,9801	2,3601	0,0968	-2,3411	0,3145
180	0,3650	1,9826	2,3476	0,0000	-2,3476	0,0000
190	0,3677	1,9801	2,3478	-0,0963	-2,3289	-0,3129
200	0,3761	1,9694	2,3455	-0,1897	-2,2689	-0,6239
210	0,3907	1,9412	2,3319	-0,2764	-2,1577	-0,9265
220	0,4128	1,8816	2,2944	-0,3507	-1,9830	-1,2061
230	0,4442	1,7744	2,2186	-0,4055	-1,7368	-1,4389
240	0,4879	1,6037	2,0916	-0,4335	-1,4213	-1,5946
250	0,5483	1,3567	1,9050	-0,4295	-1,0552	-1,6432
260	0,6324	1,0261	1,6585	-0,3926	-0,6746	-1,5651
270	0,7512	0,6124	1,3637	-0,3279	-0,3279	-1,3637
280	0,9232	0,1249	1,0481	-0,2481	-0,0623	-1,0752
290	1,1797	-0,4184	0,7612	-0,1716	0,0991	-0,7740
300	1,5765	-0,9913	0,5852	-0,1213	0,1876	-0,5674
310	2,2169	-1,5617	0,6552	-0,1198	0,3294	-0,5789
320	3,2942	-2,0943	1,1999	-0,1834	0,8013	-0,9118
330	5,1531	-2,5536	2,5995	-0,3082	2,0971	-1,5666
340	8,2402	-2,9077	5,3326	-0,4314	4,8634	-2,2292
350	12,3043	-3,1311	9,1732	-0,3761	8,9686	-1,9633
360	14,5530	-3,2075	11,3455	0,0000	11,3455	0,0000
370	17,4500	-3,1311	14,3189	0,5871	13,9994	3,0647
380	17,4500	-2,9077	14,5423	1,1764	13,2630	6,0792
390	12,7915	-2,5536	10,2379	1,2137	8,2594	6,1701
400	8,3923	-2,0943	6,2981	0,9628	4,2057	4,7859
410	5,7791	-1,5617	4,2174	0,7709	2,1204	3,7262
420	4,1918	-0,9913	3,2005	0,6634	1,0258	3,1034
430	3,1899	-0,4184	2,7715	0,6249	0,3607	2,8181
440	2,5322	0,1249	2,6570	0,6289	-0,1580	2,7259
450	2,0853	0,6124	2,6977	0,6488	-0,6488	2,6977
460	1,7730	1,0261	2,7991	0,6625	-1,1385	2,6416
470	1,5501	1,3567	2,9068	0,6554	-1,6101	2,5073

480	1,3887	1,6037	2,9924	0,6203	-2,0334	2,2814
490	1,2713	1,7744	3,0457	0,5567	-2,3842	1,9753
500	1,1864	1,8816	3,0679	0,4690	-2,6516	1,6127
510	1,1265	1,9412	3,0676	0,3637	-2,8385	1,2189
520	1,0867	1,9694	3,0561	0,2472	-2,9563	0,8129
530	1,0639	1,9801	3,0441	0,1248	-3,0195	0,4057
540	1,0565	1,9826	3,0392	0,0000	-3,0392	0,0000
550	0,5000	1,9801	2,4801	-0,1017	-2,4601	-0,3305
560	0,5000	1,9694	2,4694	-0,1998	-2,3888	-0,6569
570	0,5000	1,9412	2,4412	-0,2894	-2,2588	-0,9699
580	0,5000	1,8816	2,3816	-0,3641	-2,0584	-1,2519
590	0,5000	1,7744	2,2744	-0,4157	-1,7804	-1,4751
600	0,5000	1,6037	2,1037	-0,4361	-1,4295	-1,6039
610	0,5000	1,3567	1,8567	-0,4186	-1,0284	-1,6015
620	0,5000	1,0261	1,5261	-0,3612	-0,6207	-1,4402
630	0,5000	0,6124	1,1124	-0,2675	-0,2675	-1,1124
640	0,5000	0,1249	0,6249	-0,1479	-0,0371	-0,6411
650	0,5000	-0,4184	0,0816	-0,0184	0,0106	-0,0830
660	0,5000	-0,9913	-0,4913	0,1018	-0,1575	0,4764
670	0,5000	-1,5617	-1,0617	0,1941	-0,5338	0,9381
680	0,5000	-2,0943	-1,5943	0,2437	-1,0646	1,2115
690	0,5000	-2,5536	-2,0536	0,2435	-1,6567	1,2376
700	0,5000	-2,9077	-2,4077	0,1948	-2,1959	1,0065
710	0,5000	-3,1311	-2,6311	0,1079	-2,5724	0,5631
720	0,3800	-3,2075	-2,8275	0,0000	-2,8275	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклинки		φ_3°	120		
φ°	T_E						T_E	$T_{ср}$
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,0000	1,5124	-1,5946	0,0000	2,2814	-1,6039	0,5953	2,2428
10	-0,5888	1,3973	-1,6432	3,0647	1,9753	-1,6015	2,6036	2,2428
20	-1,0567	1,1889	-1,5651	6,0792	1,6127	-1,4402	4,8188	2,2428
30	-1,3100	0,9223	-1,3637	6,1701	1,2189	-1,1124	4,5252	2,2428
40	-1,3027	0,6250	-1,0752	4,7859	0,8129	-0,6411	3,2048	2,2428
50	-1,0441	0,3145	-0,7740	3,7262	0,4057	-0,0830	2,5453	2,2428
60	-0,5928	0,0000	-0,5674	3,1034	0,0000	0,4764	2,4196	2,2428
70	-0,0391	-0,3129	-0,5789	2,8181	-0,3305	0,9381	2,4948	2,2428
80	0,5180	-0,6239	-0,9118	2,7259	-0,6569	1,2115	2,2627	2,2428
90	0,9924	-0,9265	-1,5666	2,6977	-0,9699	1,2376	1,4647	2,2428
100	1,3270	-1,2061	-2,2292	2,6416	-1,2519	1,0065	0,2878	2,2428
110	1,4980	-1,4389	-1,9633	2,5073	-1,4751	0,5631	-0,3088	2,2428
120	1,5124	-1,5946	0,0000	2,2814	-1,6039	0,0000	0,5953	2,2428

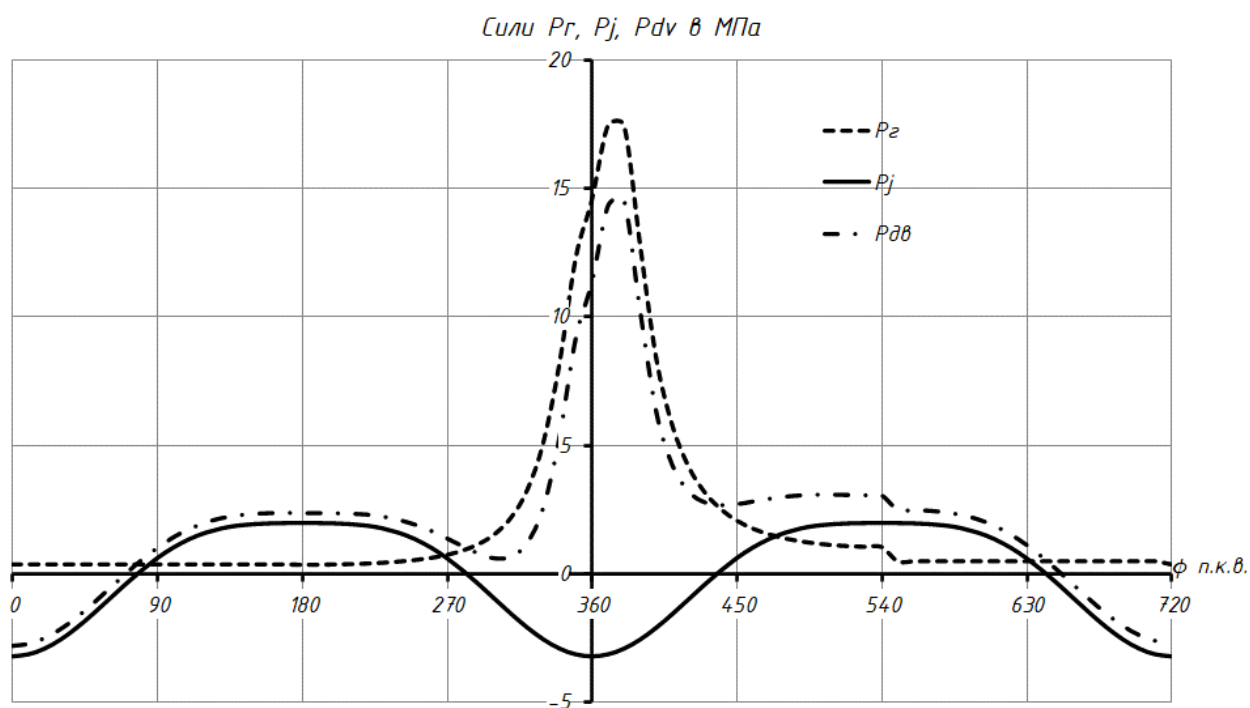


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

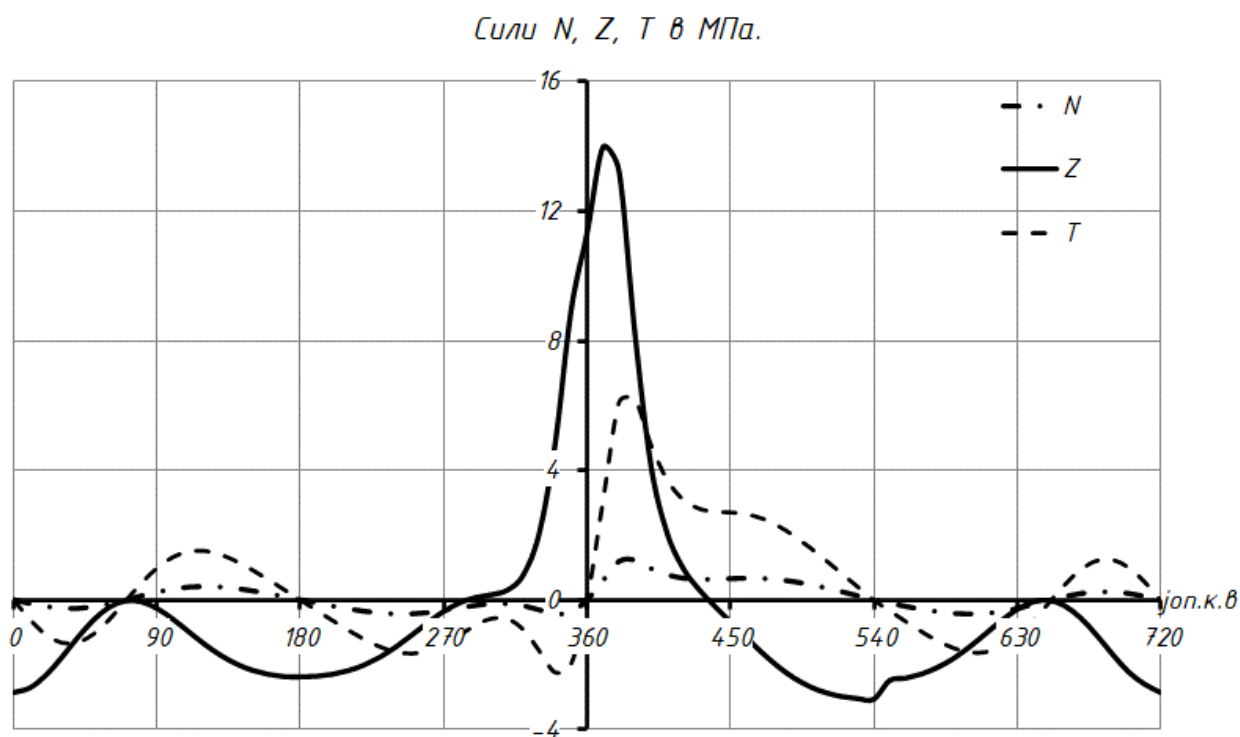


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

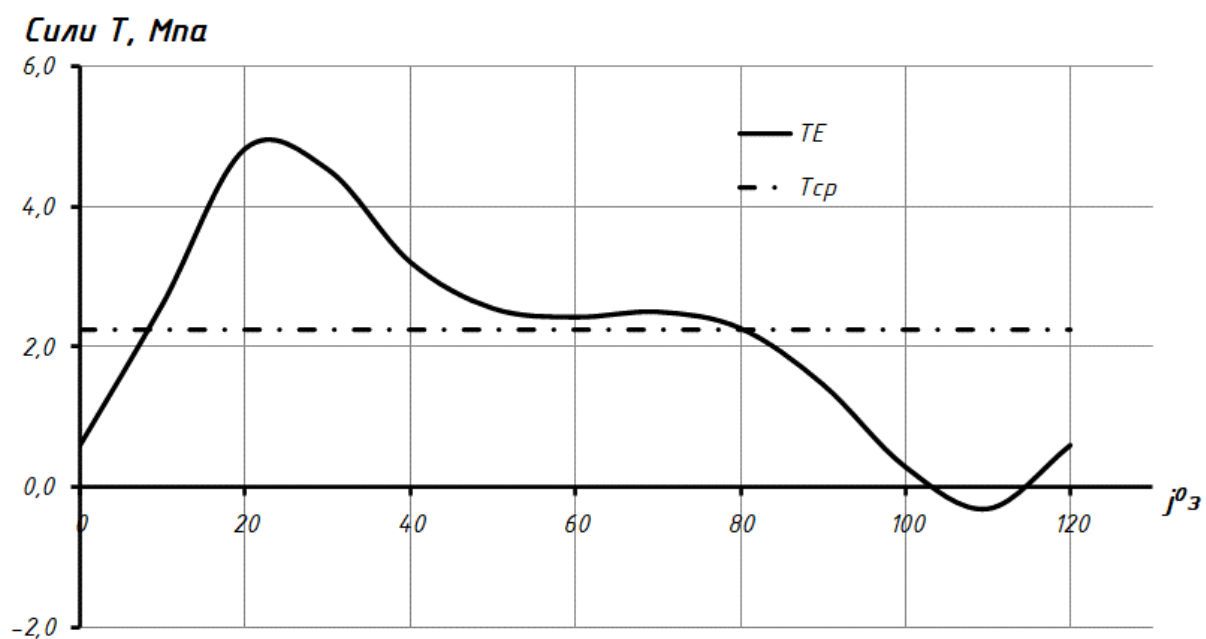


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

Проектування насосу виконується при заданих значеннях розходу Q (105 м³/год) та питомої роботи L (390 Дж/кг) на відміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються.

Визначення критичного кавітаційного запасу енергії $\Delta L_{кр}$, коефіцієнту кавітаційної швидкохідності C , кутової швидкості обертання ротору насоса ω та коефіцієнту швидкохідності n_s

Маючи значення Q та L необхідно встановити значення n_s та C з урахуванням призначення насосу.

Параметр n_s впливає на кутову швидкість ротору і для насоса того типу, що проектується має лежати у межах 50...100. Кутова ж швидкість має бути у межах тих значень, які притаманні електродвигунам, що випускаються серійно, або ж мають відповідати можливостям шестерневого приводу від колінчастого валу поршневого двигуна, для якого проектується насос. Спрощено ця частота має дорівнювати значенню $k \times 500$, де $k = 1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12$. Попереднє значення n_s обирається довільно з вказаного діапазону, причому найбільші значення забезпечують більші ККД. Проте на практиці обирають і значно менші значення, бо зазвичай враховують можливості приводу насосу, зокрема враховується значення частоти обертання.

Параметр C для ДВЗ може лежати у межах 800...1500 з урахуванням температури та призначення насосу. Зміна обраного значення цієї величини у програмі розрахунку частоти обертання ротору при обраному значенні n_s не впливає на частоту обертання ротору, але впливає на кавітаційний запас енергії $\Delta L_{кр}$ і відповідно впливає на максимальне значення висоти

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

всмоктування, яке обчислюється у кінці розрахунку насосу. Значення C у даному завданні спочатку довільно обирається у зазначених межах і може потім коригуватися, якщо розрахункова висота всмоктування буде менше вказаної у завданні.

Частота обертання ротору n (і кутова швидкість його обертання ω) є функцією значень C та n_s . Для її визначення спочатку знаходиться

$$\Delta l_{кр} = L(1,54 \frac{n_s}{C})^{\frac{4}{3}} = 31,56 \text{ Дж/кг},$$

а далі

$$\omega = \frac{C \Delta l_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}} = 216,67.$$

Визначення основних розмірів робочого колеса

Исходные данные	
$L, \text{ Дж/кг}$	390
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	105
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,0292
n_s	98,53463
C	1000
$\omega, \text{ с}^{-1}$	261,66667
Расчёты основных параметров	
$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,97
$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2}$	0,856
$D_{1пр} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$	0,1015

$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_o}}}$	4,47
$k_{c_o} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$	0,064
D_{1np}^*	0,0757
$\eta_{MBH} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0,923
$\eta_{сп} = 0,95 \dots 0,98$	0,95
$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\circ} \eta_{\text{м}} = \eta_{\Gamma} \eta_{\circ} \eta_{MBH} \eta_{сп}$	0,729
$d_B = 3 \sqrt[3]{\frac{16M_K}{\pi[\tau]}}$	0,0217
$M_K = \frac{N_B}{\omega}$	59,71
$N_{\hat{a}} = \frac{\rho QL}{\eta}$	15622
$d_{ст} = (1,2 \dots 1,8) d_B$	0,038
$B_K = (0,2 \dots 0,4) D_2$	0,05
$c_o = k_{c_o} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	3,64
$D_o = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi c_o} + d_{cm}^2}$	0,1095
$D_1 = (0,9 \dots 1,0) D_o$	0,1
$D_{1np}^{**} = \sqrt{0,5(d_{ст}^2 + D_1^2)}$	0,0757

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	13,09
$c'_1 = c_o$	3,64
$c'_1 = c'_{1m}$	3,64
$k_1 = 1, 1 \dots 1, 25.$	1,134
$c_{1m} = c'_{1m} k_1$	4,13
$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$	17,52
$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	19
$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	1,48
$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$	13,72
$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	12,7
$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) c_{1m}$	3,1
$k = 6,5 \dots 10$	6,5
$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8,12
Округлить D40 до целого, но принимать не менее 6 и не $\boxed{Z}$ более 12	12
$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 n_s + 0.276}$	0,2315
D_2^{**}	0,1993869

$L_{\infty} = (1 + p)L_{\dot{o}}$	542,91
$L_{\dot{o}} = \frac{L}{\eta_{\tilde{a}}}$	455,61
$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + L_{\infty}} \right]$	0,1993869
$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_1}{\pi D_1}}$	1,134
$\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004) \text{ м}$	0,001
$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin\beta_1}$	0,0031
$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	26,09
$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2}$	2,96
$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_2}{\pi D_2}}$	1,050
$\Delta_2 = (0,001 \dots 0,003) \text{ м}$	0,001
$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin\beta_2}$	0,0021

$c_{2u} = \frac{L_T}{u_2};$	17,47
$c_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	17,72
$c_{2u\infty} = \frac{L_T(1+p)}{u_2}$	20,81
$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	9,17
w_1/w_2	1,385
$w_1/w_2 = 3,166E-11n_s^6 - 1,812E-08n_s^5 + 4,228E-06n_s^4 - 5,150E-04n_s^3 + 3,464E-02n_s^2 - 1,231E+00n_s + 1,982E+01$	1,383
$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin\beta_2}$	6,21

Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для виконання за функцією призначення

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопастневий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступенів (послідовно включених коліс) – одноступінчастий;

– за призначенням – циркуляційний насос для рідини, відмінної за хімічними властивостями від звичайної води;

– по роду приводу – автономний електронасос;

– по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

Насос складається з системи рухомих (ротор в зборі) і нерухомих елементів (корпусні деталі).

Ротор складається з робочого колеса, яке закріплене на валу за допомогою шпонки та болта.

Колесо відкритого типу, виготовлене зі сплаву титану. 12 робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку. З боку заднього диска на колесі виконано 12 напіввідкритих лопатей імпелеру, також загнутих назад.

На валу є втулка, яка запобігає витирання ротора об сальникове набивання. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо, захисна втулка і підшипники. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпоночний паз, призначений для фіксації муфти, яка сполучає насос з приводом.

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу насоса, корпусу ущільнення і корпусу підшипників. Корпус насоса об'єднує такі елементи, як: вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, в якій обертається робоче колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. З переднього боку колеса в корпусі сформована вставка, яка охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ передньої частини колеса. У корпусі виконані отвори в стінці вхідного патрубка і в стінці відповідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу рідини з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус з боку заднього диска колеса з'єднується з корпусом ущільнення, який

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр корпусу ущільнення проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується лабіринтне ущільнення і сальникове набивання.

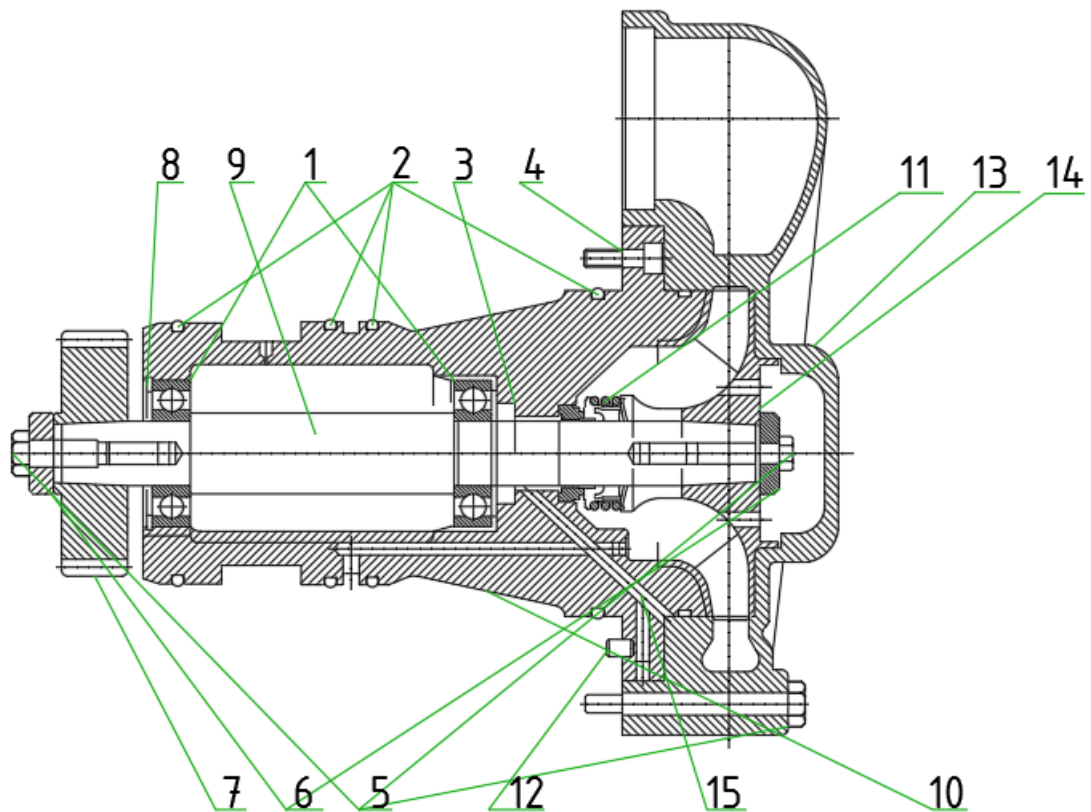


Рисунок 4.1 – Відцентровий насос, виконаний зі сплаву титану:

1 – підшипник; 2 – ущільнювальне кільце; 3 – сальник; 4 – болт з голівкою;
5 – болт; 6 – шайба; 7 – циліндричне прямозубе колесо; 8 – стопорне кільце;
9 – вал; 10 – корпус насосу; 11 – торцевий ущільнювач; 12 – паралельний
штифт; 13 – кришка насосу; 14 – крильчатка; 15 – установочний гвинт

Лабіринтне ущільнення складається з двох частин, самого ущільнення і розподільчого кільця. До цього кільця через отвір в стінці каналу кришки ущільнення, підводиться вода з порожнини відводу по свердленню в ребрі кришки. Сальникова набивка підтискається за допомогою натискної втулки.

Корпус ущільнення є частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса з корпусом підшипників. Деталі строго центруються по посадках їх циліндрових виступів в розточках деталей, які сполучаються, відносно вісі обертання валу ротора.

У корпусі підшипників розміщуються два підшипника кочення. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку затиснений на валу, але може переміщатися уздовж вісі розточки корпусу для компенсації теплового подовження валу. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла в кришках підшипників встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню рідини в підшипники з боку колеса встановлений відбійник.

При роботі насосу рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через лопатки робочого колеса. Рідина, яка вилітає з колеса, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені рідиною. При обертанні колеса рідина, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатевих каналів ко-леса порцій рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубку переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній області колеса. Цей процес відбувається безперервно. Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщаються від менших поперечних перетинів каналів до

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості. Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну. В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

Імпелер, розміщений на задньому диску колеса, забезпечує пониження тиску в області за колесом, прилеглий до валу насоса. Це зниження виникає абсолютно аналогічно тому, як це відбувається в самому робочому колесі, але з тією різницею, що імпелер практично не переміщає рідину, оскільки не сполучений зі всмоктуючим патрубком. Якщо тиск в цій області не знижувати, то на колесі виникає осьове зусилля, направ-лене у бік всмоктування насоса. Це зусилля навантажує підшипники і сприяє прискоренню їх зносу. У напіввідкритого імпелера зовнішній діаметр колеса виконаний меншим, ніж діаметр колеса насоса. Зовнішній діаметр імпелера вибирають таким, щоб тиск перед вузлом ущільнення завжди залишався більше атмосферного при тому, щоб осьове зусилля було понижене до необхідних меж.

У даному насосі внутрішні витоки пов'язані тільки з паразитними токами в передньому зазорі між вставкою і робочим колесом. Наявність імпелера дозволяє відмовитися від розвантажувальних осьових каналів і установки щільного ущільнення з боку заднього диска. Це підвищує об'ємний ККД насоса при деякому збільшенні механічних втрат, пов'язаних із забезпеченням роботи імпелера. Зазвичай такий перерозподіл втрат приводить до підвищення

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

загального ККД насоса, про що свідчить розповсюдження аналогічних конструктивних рішень.

Оскільки тиск за заднім диском колеса поблизу валу ротора знижений, сальникове ущільнення не може прокачуватися водою з цієї області. Нормальна робота сальникового ущільнення у такому разі забезпечується подачею до сальника води через спеціальний канал в корпусі, що підводить воду з відводу, в якому тиск близький до максимального у водяному тракті насоса. Вода підводиться приблизно в середню частину ущільнення, де встановлене водорозподільне кільце, яке запобігає запиранню сальниковою набивкою рідинопрокачуючого каналу. При цьому частина води що подається, йтиме в насос, а частина буде виходити на-зовні через зазор у втулці. При нормальній роботі сальникового ущільнення рідина буде капати зовні тільки при працюючому насосі, в кількості 5...10 крапель за хвилину.

					<i>КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 33/45

5.1 Паливна система

Паливна система призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі палива, призначеного для двигуна.

Паливна система двигуна 6ЧН 33/45 дає можливість використовувати як мазут, так і дизельне паливо. Але слід звернути увагу, що спочатку систему необхідно промити дизельним паливом.

Основні елементи паливної системи включають в себе: ПНВТ, паливоперекачуючі та паливопідкачуючі насоси, фільтри тонкої та грубої очистки, паливні сепаратори, підігрівачі палива, форсунки.

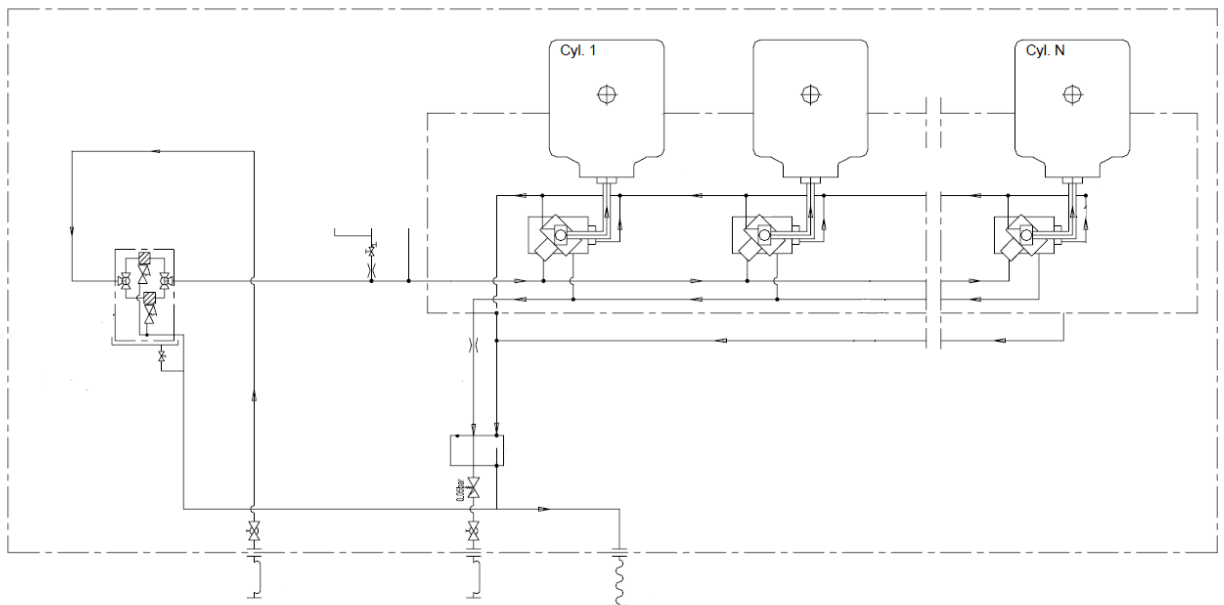


Рисунок 5.1.1 – Паливна система двигуна

Паливний насос високого тиску (ПНВТ)

Паливний насос високого тиску призначений для подачі палива в паливну рампу (акумулятор), та забезпечення постійного тиску перед нею.

В акумуляторній системі двигуна подача насоса не зв'язана із моментом вприску.

ПНВТ має роликовий штовхач із вмонтованим роликом. Кожен паливний насос має пневматичний циліндр для аварійної зупинки.

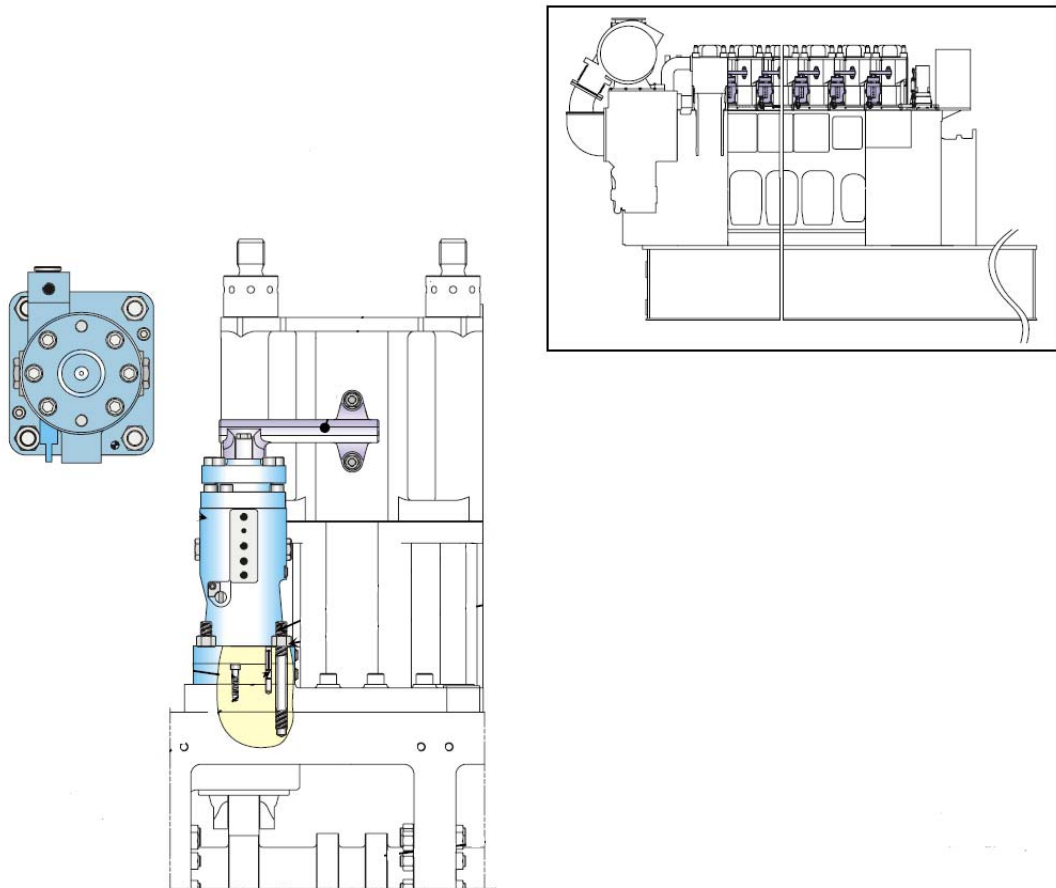


Рисунок 5.1.2 – Паливний насос згідно двигуна

Для керування продуктивності насосів застосовують дросельне регулювання палива на вході. Такий спосіб не відмінюється високою точністю, але в даному випадку в цьому немає необхідності, так як циклову порцію відміряє не сам насос, а керуючий клапан, отримуючий сигнали с електро-магнітного контролера.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

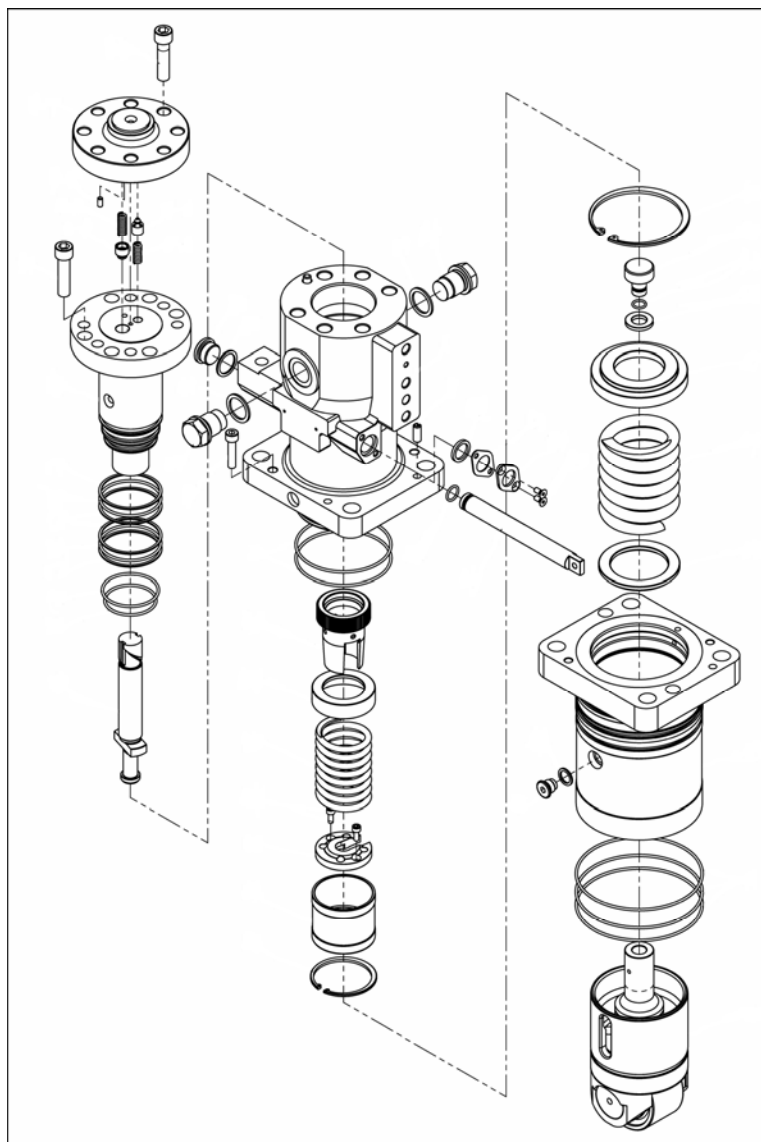


Рисунок 5.1.3 – ПНВТ в розібраному вигляді

Для забезпечення двигуна паливом під високим тиском установлюються декілька насосних секцій, які приводяться від кулачкового валу із встановленими на ньому 3-х кулачковими шайбами. Привід кулачкового вала здійснюється через зубчасту передачу від колінчатого валу двигуна.

Форсунка

Форсунка призначена для впорскування в циліндр двигуна, забезпечення необхідного розпилу палива і обмеження початку і кінця подачі. Вона повинна забезпечити оптимальні умови сумішоутворення, основними з яких є дрібність розпилу і рівномірність розподілу палива в камері згоряння..

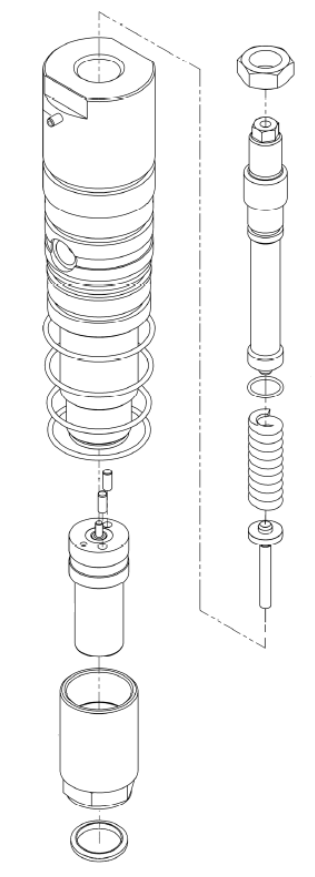


Рисунок 5.1.4 – Форсунка в розібраному вигляді

Розрахункова частина:

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	12656,16
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,188
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	2550
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	15,95
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захащення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливопідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	1,13
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливопідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,29
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70

5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{tm}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жсн}}$	0,03
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жсн} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доо}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,68
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доо} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	11505,60
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{tm} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	2,08
	Теплосмість палива, кДж/кг·К	C_m	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	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	72,63
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	42,00
		приймаємо	42,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	28,40
		приймаємо	30,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	
	Максимальна шиклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	5,55
	Кількість циліндрів	i	6,00
	Частота обертання, об/хв	n	600,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	z	0,50
		2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм 3 + 0,218(d_r -20) при $d_r > 20$ мм приймаємо	5,18 6,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + 0,0012(D -250) при $D > 250$ мм	0,50
		приймаємо	0,50
	Діаметр циліндра, мм	D	330,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	3,00

5.2 Система змащення

Система змащення призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі масла для змащення і охолодження деталей механізмів що труться, а також для перекачки його на інші судна та берег.

Термін слугування двигуна в значній мірі залежить від вибору раціональної системи змащення, якості і ефективності використовуваних масел і присадок, своєчасного і достатнього змащення окремих конструктивних вузлів, охолодження і якості очищення масла, циркулюючого в системі.

Змащення циліндрів у двигуні забезпечується лубрикаторами по відводах, які виходять на поверхню циліндра у зоні між першим та другим компресійними кільцями при положенні поршня у НМТ.

Охолодження поршня здійснюється маслом, яке по стрижню шатуна подається до верхньої головки, а потім в охолоджуваний простір поршня.

Двигун має циркуляційну систему змащення із «сухим» картером. Цю систему мають всі мало- і середньообертові двигуни, що використовують на судах в якості головних.

На двох кінцях масляного піддона двигуна розташовані і з'єднані з ним дві труби для зливу масла. Під двигуном знаходиться бак для зливу масла. Дренажні труби повинні бути короткими. Наклонні кінці труб повинні бути загружені в масло таким чином, щоб створити рідині ущільнення між картером и баком.

Класифікація системи

1) За способом виконання та розташуванням основної ємності для циркуляційного масла:

- система із сухим картером;

2) За способом дії:

- циркуляційна;

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

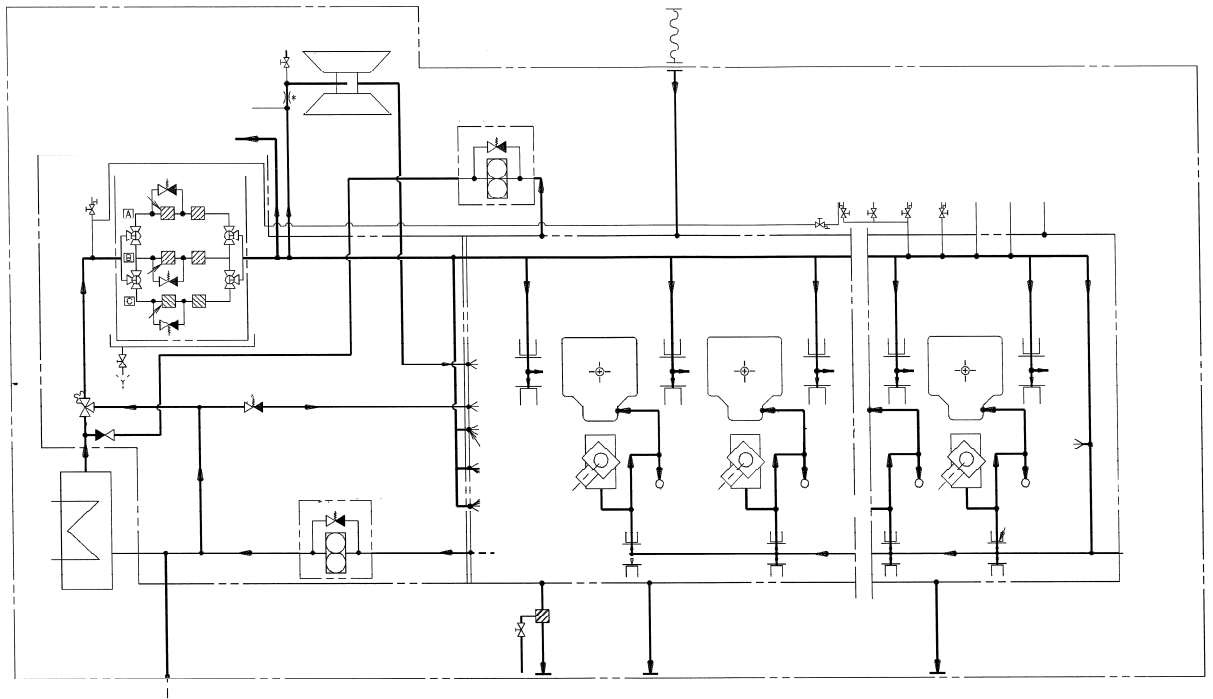


Рисунок 5.2.1 – Система змащення

3) За способом змащення циліндро-поршневої групи:

- лубрикаторне примусове змащення під високим тиском.

4) За способом охолодження:

- з охолодженням циркуляційного мала;

5) За типом маслоохолоджувача:

- з кожухотрубним маслоохолоджувачем.

Складові системи

Масляний насос

Масляний насос призначений для переміщення масла, в якій механічна енергія приводу перетворюється на потенціальну енергію перекачувального масла.

В данній масляній системі використовується шестеренний насос. Робочі органи таких насосів виконані у вигляді шестерень, що передають обертальний момент.

Масляні фільтри

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

Фільтри призначені для очищення масла що циркулює у системі.

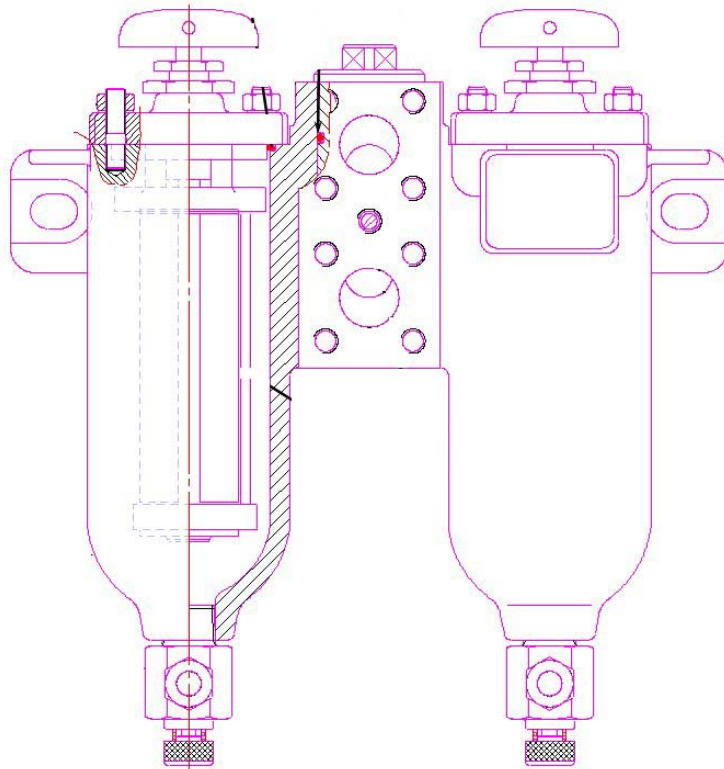


Рисунок 5.2.3 – Двосекційний сітковий фільтр грубого очищення

Масляний охолоджувач

Масло що охолоджує двигун потребує охолодження. Тому в системі встановлюються маслоохолодники, призначені для відводу тепла від масла. Їх виконують найчастіше кожухотрубними. Основними елементами таких апаратів є циліндричний корпус (кожух), усередині якого розміщені найчастіше гладкі, іноді ребристі труби, що утворюють поверхню теплообміну. Труби можуть бути прямими, закріпленими у двох трубних дошках, або змійовиковими, петлеподібними, спіральними із закріпленням обох кінців у одній трубній дошці.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

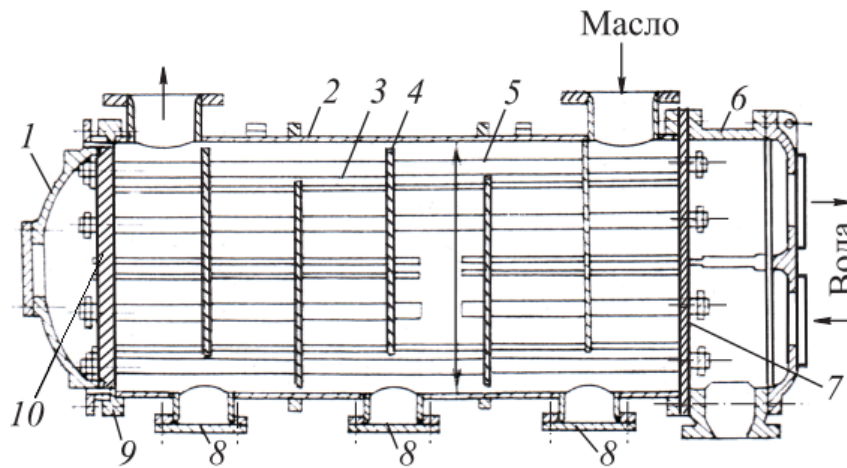


Рисунок 5.2.4 – Кожухотрубний маслоохолоджувач:

1, 6 – кришки; 2 – корпус; 3 – труби; 4 – сегментні перебірки;
5 – дистанційні труби; 7, 10 – трубні дошки; 8 – горловини із заглушками; 9 –
сальникове ущільнення.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \cdot \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	47,058
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	1023519,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,188
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	2550,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насосу, м ³ /год	$W_{MG} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	58,823
3	Ємність маслосбірної цистерни, м ³	$V_{Mq} = K_c \cdot \frac{W_{MG}}{z}$	2,55
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $= 40 \dots 60$ - ВОД	30

4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{мц}$	1,529
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{\phi} = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{мц}$	3,059
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_{\mathcal{M}} = \frac{Q_{\mathcal{M}}}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	40,455
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{\mathcal{M}c} = \frac{m \cdot V_{мц}}{t_c}$	0,96
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

5.3 Система охолодження

Система охолодження представляє собою групу систем, призначених для подачі робочої рідини на охолодження деталей механізмів, приборів, приладів і робочих середовищ (води, масла, повітря, пару, газа, палива) в теплообмінних апаратах. В якості охолоджуючого середовища використовуються забортна і прісна вода, масло, легкі сорти палива і в деяких випадках повітря.

Система охолодження слугує для відводу тепла від деталей двигуна, нагріваючихся в зв'язку доторкання с гарячими газами і від тертя, наприклад стінки циліндрової втулки, кришки поршня.

Основна *ціль охолодження* деталей двигуна – підтримання в них допустимого рівня температури, визначаємих жароміцністю використовуваних матеріалів (наприклад, дно поршня), термостабільністю змащуючих масел (наприклад, змащення втулки), оптимальними умовами протікання робочого процесу, надійністю роботі окремих узлів і деталей, а також другими факторами.

В судовій установці використовують два типа системи охолодження – проточна і замкнута. Замкнута система використовується для відводу теплоти

від деталей двигуна, а проточна – для охолодження робочих середовищ в теплообмінниках.

При охолодженні механізмів забортною водою, її температура на виході не повинна перевищувати 50 – 55° С.

Система охолодження двигуна показана на рисунку 5.3.1.

Класифікація системи

- 1). За числом водяних контурів:
 - двухконтурна (замкнена);
- 2). За температурним рівнем охолоджуючої води:
 - з низькотемпературним та високотемпературним контурами;
- 3). За напрямленням руху охолоджуючої води в двигуні:
 - з природною циркуляцією.

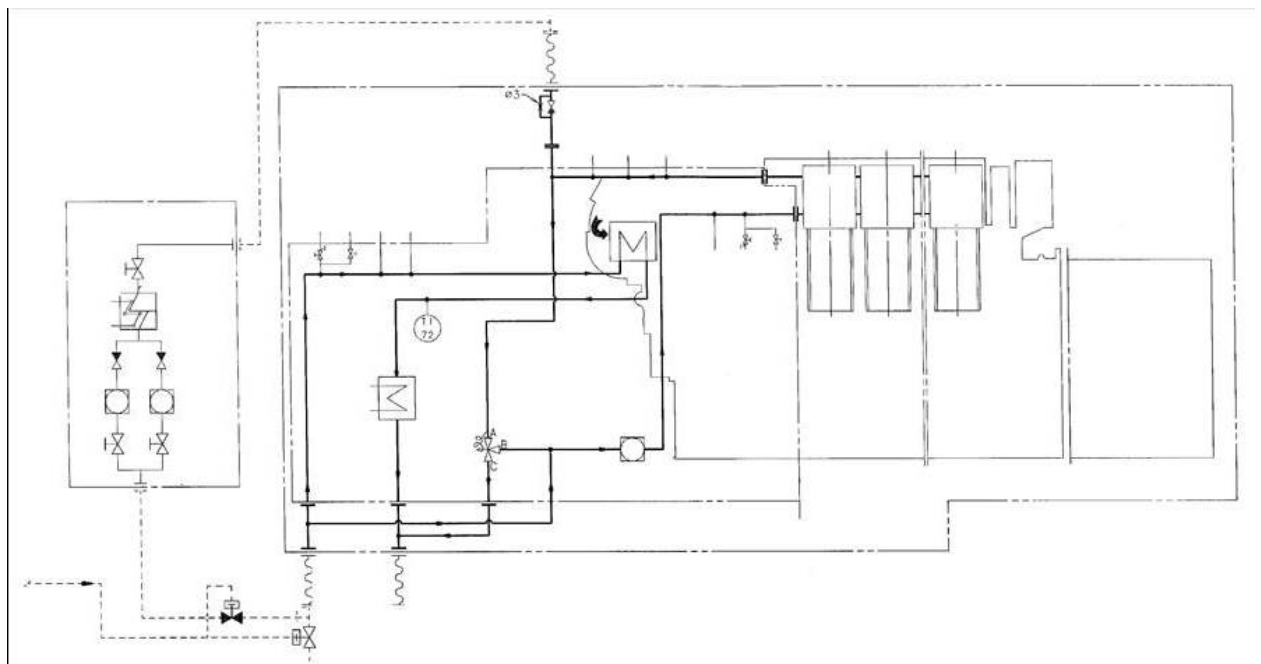


Рис. 5.3.1 – Система охолодження двигуна

Складові системи

Система охолодження складається із водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, розхідних цистерн, фільтрів, клапанів, кранів, манометрів, термометрів, терморегуляторів та трубопроводів.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{ек} = K_3 \frac{Q_e}{c_{не} \cdot \rho_{не} \cdot \Delta t_e}$	73,283
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{не}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{не}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_e = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{ек} = \alpha_e \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	3070557,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,188
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	2550,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_e = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{ек} = 0,272 \frac{W_{ек} \cdot H \cdot \rho_{не}}{\eta}$	10,631
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{ек}}{k \cdot \Delta t}$	15,35
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_3 \frac{Q_{ек}}{c_{зе} \cdot \rho_e \cdot \Delta t_{зе}}$	90,764
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність забортоної води, кДж/(кг·К)	$c_{зе}$	3,980
	Щільність забортоної води, кг/м ³	$\rho_{не}$	1020,0
	Різниця температур забортоної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зе} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,3825

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива і продувки циліндра; в певній кількості та заданими параметрами.

Система газовідводу (газовипускна) забезпечує найбільш раціональний відвід відпрацьованих в циліндрі газів. Під раціональним відводом розуміють таку організацію газовипускна, яка забезпечує максимальне використання енергії робочого тіла як в циліндрі двигуна, так і ззовні, а також якісного очищення і наповнення циліндрів. Крім цього потрібно забезпечити мінімальний за шкідливістю вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів.

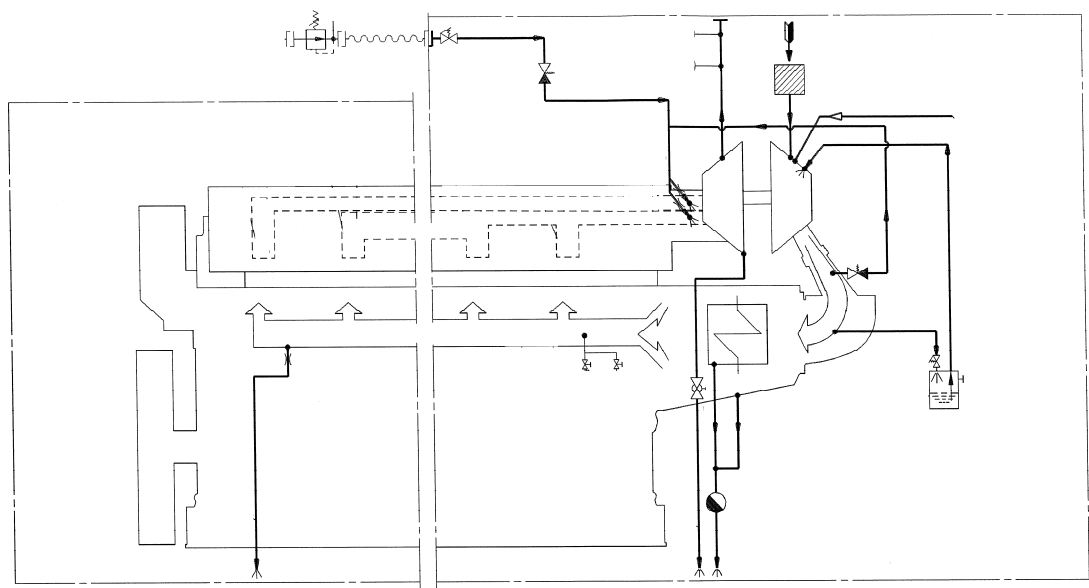


Рис. 5.4.1 – Система повітропостачання та газовипускна двигуна

Складові системи

Система повітропостачання складається із компресора, теплообмінників, ресиверів, повітроводів та глушників шуму.

Турбокомпресор

Турбокомпресор є основним елементом для повітропостачання на судових двигунах. Він призначений для підвищення тиску на впускі в циліндр (наддуву), а також для використання енергії відпрацьованих газів.

Турбокомпресор складається із двох основних частин, це компресор і турбіна. Колесо компресора з'єднується із колесом турбіни через вал (ротор) турбокомпресора.

Охолоджувач надувного повітря

На двигуні встановлено один двохступінчастий ОНП. Турбокомпресор і два ОНП об'єднані в єдиний модуль.

ОНП призначений для охолодження надувного повітря після компресора та підтримання його постійної температури.

В охолодниках надувного повітря двигуна застосовують труби, оребрені зовні, всередині труб протікає прісна вода. Охолоджене повітря поперечно обтікає трубний оребрений пучок зовні.

Глушники шуму

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

Глушники встановлені в корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтра.

Фільтр

Фільтр призначений для очищення повітря перед компресором. Фільтр очищення повітря встановлено на корпусі компресора.

Система газовідводу складається із випускного колектора, турбіни, глушників шуму, газовідводів (трубопроводів).

Двигун обладнаний системою наддуву при постійному тиску (ізобарна система). Має один великий випускний колектор, який на з'єднанні із кожним циліндром має компенсатор.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{e2}}{3600 \cdot c_{e2} \cdot p_2}$	0,409
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,280
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{e2} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{e2} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{e2} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,188
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	2550,000
	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	$d_{e2} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	0,722

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

СОЛАС-74, що означає Міжнародна конвенція з безпеки життя на морі 1974 року (International Convention for the Safety of Life at Sea, 1974), є однією з найважливіших міжнародних конвенцій, що регулює стандарти безпеки на морі. Ця конвенція була прийнята Міжнародною морською організацією (ММО, англ. ІМО) з метою забезпечення безпеки життя на морі, запобігання аваріям та зменшення ризиків для життя людей, які перебувають на судах.

Основні положення СОЛАС-74 включають:

Безпека суден: Конвенція встановлює стандарти щодо конструкції, обладнання і експлуатації суден, щоб забезпечити їхню безпеку під час всіх етапів морських перевезень.

Обладнання на випадок аварій: Вона вимагає наявності і підтримки в справному стані обладнання для надання допомоги в разі аварій і лих, таке як спасальні шлюпки, спасальні жилети, плавучі сигнальні засоби та інше.

Навігаційна безпека: Конвенція встановлює стандарти для забезпечення безпеки навігації, включаючи правила для запобігання зіткнень та управління рухом суден.

Стандарти експлуатації: Вона встановлює вимоги до професійної підготовки екіпажів і стандарти управління суднами з метою забезпечення безпеки і запобігання забрудненню морського середовища.

Система моніторингу і звітності: Конвенція передбачає впровадження системи моніторингу дотримання стандартів безпеки та обов'язкової звітності про інциденти і аварії.

СОЛАС-74 є основою для багатьох міжнародних стандартів безпеки на морі і є обов'язковою для всіх держав-членів ММО. Вона регулюється і поповнюється через прийняття додаткових поправок і розділів з метою

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

адаптації до змін у технологіях, підходах до безпеки та вимог до морських перевезень.

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.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ПДМНВ-78/95 є основоположним документом для регулювання морського господарства в Україні і використовується для забезпечення відповідності українських суден міжнародним стандартам безпеки, а також для здійснення контролю за судноплавством на території України та в її ексклюзивній економічній зоні.

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів при обслуговуванні суднових двигунів є критично важливим для забезпечення безпеки праці і попередження можливих аварій. Основні фактори, які потрібно враховувати, включають:

Токсичні викиди: Виділення шкідливих газів під час роботи двигуна, таких як оксиди азоту (NOx), оксиди сірки (SOx), вуглеводні та інші. Ці речовини можуть бути токсичними для здоров'я людини і сприяти забрудненню навколишнього середовища.

Пожежна безпека: Робота з паливними системами, оливою, турбокомпресорами та іншими компонентами двигуна може створювати ризик пожежі через високі температури, потенційні витіки палива або мастила, а також електричні іскри.

Шум і вібрація: Робота суднового двигуна супроводжується значним рівнем шуму і вібрації, що може призводити до порушень слуху, втоми, а також до механічного зносу інструментів та обладнання.

Ризики при взаємодії з рухомими частинами: Велика кількість рухомих деталей і механізмів може створювати загрози травм і контузій при обслуговуванні та ремонті двигуна.

Вплив на середовище: Розливи палива або оливи, викиди шкідливих речовин у воду або повітря можуть призводити до серйозного забруднення морського середовища і порушувати екологічну стійкість.

Ергономічні проблеми: Неправильна організація робочих місць і процесів обслуговування може спричиняти стрес, м'язові напруги та інші фізичні проблеми у персоналу.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для мінімізації цих ризиків важливо дотримуватися відповідних стандартів безпеки, використовувати захисне обладнання, проводити систематичні інструктажі з безпеки, впроваджувати профілактичні заходи і використовувати сучасні технології для моніторингу та контролю за робочими умовами.

					<i>КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 6ЧН33/45.

В першому розділі детально розглянуто конструкцію двигуна, включаючи опис його складових частин та проведення розрахунків термодинамічного циклу і динаміки. Це підкреслило високу ефективність, збалансованість і перспективність даного двигуна.

В четвертому розділі проведено розрахунок та проектування насосної системи охолодження. Запропонований насос відзначився високими показниками коефіцієнтів корисної дії, які були розраховані з використанням сучасних математичних моделей.

У п'ятому розділі розглянуто основні системи двигуна, детально проаналізовані принципові схеми та конструкції основних елементів. З аналізу схем видно, що дана конструкція є сучасною і автоматизованою.

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

На основі всіх цих даних та розрахунків розроблено креслення: поперечний розріз двигуна, водяний насос, індикаторна діаграма, а також діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна.

					КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. Sulzer ZL40. Technology review. Wartsila Corporation, 2007. 21 p.
3. Sulzer ZL40 engines : Project guide for marine applications. Wartsila, Finland Oy Marine, 2008. 120 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 : посіб. 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. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					<i>КРБ.142.4221.24.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		