

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ

9ДКРН 50/250

(MAN B&W 9G50ME - C9.6)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти

М. В. Слава

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

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

Славі Михайлу Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 9ДКРН 50/250
(MAN B&W 9G50ME - C9.6)

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Судновий двигун – MAN B&W 9G50ME - C9.6,
потужність двигуна – 15480 кВт; частота обертання колінчатого валу – 100 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 9ДКРН 50/250; Розрахунок робочого циклу
двигуна 9ДКРН 50/250; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проєкт
відцентрового насосу системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 9ДКРН
50/250; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Двигун 9ДКРН 50/250; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Відцентровий
насос системи охолодження; Схеми систем двигуна 9ДКРН 50/250

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. В. Слава/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/Б. Г. Тимошевський /
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 15480 кВт та 100 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун *9ДКРН 50/250* (MAN B&W 9G50ME - C9.6).

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

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

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

The qualification work presents the results of the calculation of a marine internal combustion engine with a power of 15480 kW and 100 min⁻¹. The *9ДКРН 50/250* engine (MAN B&W 9G50ME - C9.6) was chosen as the base engine.

In this paper, we calculated the engine duty cycle and dynamic loads, and designed a centrifugal pump for the cooling system. The main engine systems and their elements are calculated. Measures to ensure labor protection are presented.

The qualification work is written in Ukrainian on 74 pages of calculation and explanatory note. 10 sources were used. The graphic part is presented in 4 drawings of A1 format.

Keywords: internal combustion engine, fuel, centrifugal pump, cooling system.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 9ДКРН 50/250.....	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 9ДКРН 50/250.....	10
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	10
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна...	11
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	13
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	14
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	20
Розділ 4. Проект відцентрового насоса системи охолодження.....	31
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 9ДКРН 50/250.....	39
5.1 Паливна система.....	39
5.2 Система змащення.....	44
5.3 Система охолодження.....	50
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу.....	55
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	62
Висновки.....	69
Список використаної літератури.....	70
Додаток А. Двигун 9ДКРН 50/250.....	71
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	72
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження.....	73
Додаток Г. Схеми систем двигуна 9ДКРН 50/250.....	74

ВСТУП

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

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

- великому діапазону агрегатних потужностей;
- високою паливної економічності (до 154 г/кВт×год), яка визначається ефективним коефіцієнтом корисної дії;
- постійної готовності до дії, швидкому виведенню двигуна на експлуатаційний режим.

В останні 10-15 років суднове світове дизелебудування енергійно розвивалося, при цьому були повністю переглянуті тенденції його реформування і розвитку. Подолано як би «звуковий бар'єр» насамперед за величиною середнього ефективного тиску і, отже, по збільшенню циліндрових і агрегатних потужностей. Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності (збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску уприскування палива більш ніж до 100 МПа, ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і вище, поява нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше зі ступенем підвищення тиску повітря 5,0...6,0, використання силових турбін – турбокомпаундних систем, застосування мікропроцесорної техніки для управління початком уприскування палива і фазами газорозподілу, нові методи розрахунків та ін..

Згідно із завданням до кваліфікаційної роботи необхідно розрахувати сучасний 2-тактний судновий малообертовий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 9ДКРН 50/250 (MAN B&W 9G50ME - C9.6).

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 9ДКРН 50/250

9ДКРН 50/250 – двотактний малообертовий двигун фірми MAN (рис. 1.1), потужністю 15480 кВт та частотою обертання становить 100 хв^{-1} . Швидкість поршня складає 7,5 м/с, діаметр циліндра – 500 мм, хід поршня – 2500 мм.

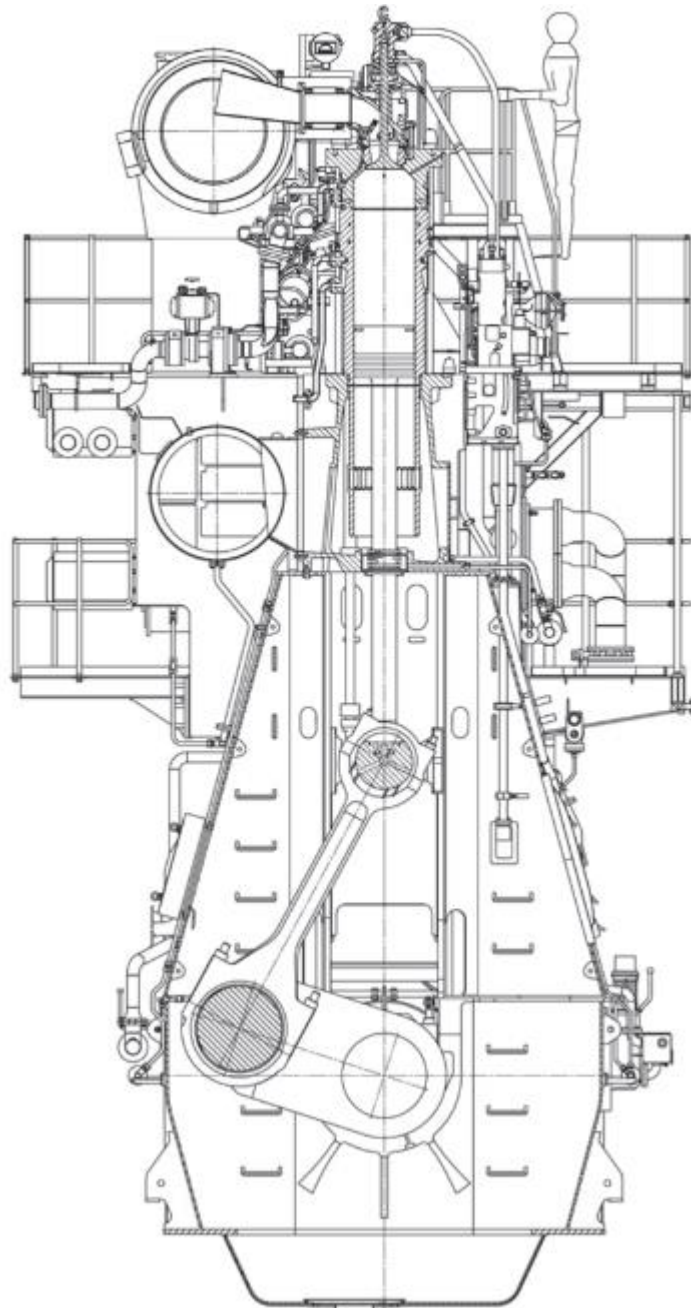


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 9ДКРН 50/250

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Поршень (рис. 1.2) складається з поршневого вінця та спідниці поршня. Коронка поршня виготовлена з жароміцної сталі. Розташоване в самій верхній частині циліндра, зчищає зайву золу і вуглецеві утворення на верхній поверхні поршня.

Поршень має чотири кільцеві канавки, які на верхню та нижню поверхні канавок нанесено тверде хромове покриття.

Найвище поршневе кільце має тип CPR (Controlled Pressure Relief), тоді як інші три поршневі кільця мають косий зріз. Найвище поршневе кільце вище інших. Усі чотири кільця мають алюмінієве покриття зовнішньої поверхні для обкатки.

Спідниця поршня виготовлена з чавуну із бронзовою стрічкою.

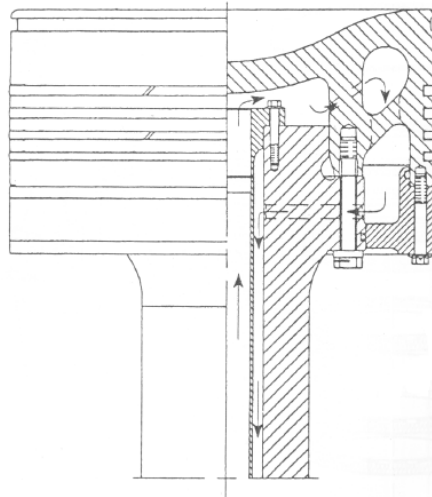


Рисунок 1.2 – Поршень

Шатун (рис. 1.3) виготовлений з кованої або литої сталі та забезпечений кришками для підшипників крейцкопфа та шатуна.

Кришки підшипників крейцкопфа і кривошипа кріпляться до шатуна за допомогою шпильок і гайок, що затягуються за допомогою гідравлічних домкратів.

Крейцкопфний підшипник складається із набору тонкостінних сталевих вкладишів, фанерованих підшипниковим металом. Кришка крейцкопфного підшипника незбирана, з кутовим вирізом під поршневий шток.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підшипник кривошипа має тонкостінні сталеві вкладиші, фанеровані підшипниковим металом. Мастило подається через канали в крейцкопфі і сполучному штоку.

Колінчастий вал (рис. 1.4) виготовляється з кованої або литої сталеві заготовки. Для двигунів з 9 циліндрами і більш колінчастий вал поставляється з двох частин.

На кормовому кінці колінчастий вал має хомут для упорного підшипника, фланець для встановлення зубчастого колеса підвищує передачі до гідравлічного блоку живлення (якщо він встановлений на двигуні), фланець для поворотного колеса та для болтів з'єднання з проміжним валом.

На передньому кінці колінчастий вал оснащений хомутом для гасителя осьових коливань та фланцем для встановлення настроювального колеса. За бажанням фланець можна використовувати для відбору потужності.

Стяжні болти та гайки для з'єднання колінчастого валу з проміжним валом зазвичай не поставляються.

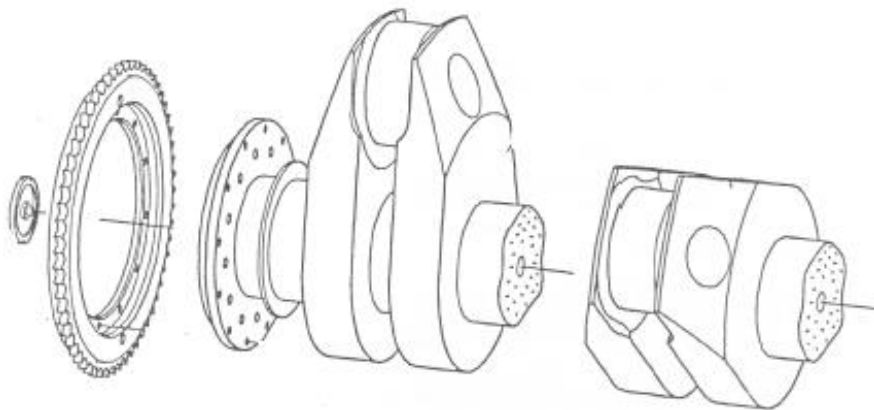


Рисунок 1.4 – Колінчастий вал

Крейцкопф (рис. 1.5) виготовлений з кованої сталі і забезпечений напрямними колодками з литої сталі з білим металом на робочій поверхні.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Направляючі колодки мають низьке тертя, а підшипники крейцкопфа – широку конструкцію.

Телескопічна труба для впуску змащення та труба для випуску змащення встановлені на направляючих колодках



Рисунок 1.5 – Крейцкопф

Втулка циліндра (рис. 1.6) виготовлена з легованого чавуну та підвішена на рамі циліндра за допомогою низько розташованого фланця. Верхня частина втулки циліндра має сорочку охолодження. У втулці циліндра є отвори видалення відпрацьованих газів і отвори для мастила циліндра.



Рисунок 1.6 – Втулка циліндра

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кришка циліндра (рис. 1.7) виготовлена з кованої сталі, виконана за одне ціле і має отвори для охолодження. Вона має центральний отвір для випускного клапана, а також отвори для паливних заслінок, пускового клапана та індикаторного клапана.

Кришка циліндра кріпиться до блоку циліндра за допомогою шпильок та гайок, затягнутих гідравлічними домкратами.



Рисунок 1.7 – Кришка циліндру

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 9ДКРН 50/250

Розрахунок номінального режиму роботи двигуна за методикою Гріневецького-Мазінга. Завдяки цьому методу ми можемо визначити реальні показники двигуна MAN 9G50ME C9.6. Розрахунок виконаний у Mathcad, а індикаторні діаграми були виконані у Microsoft Excel.

2.1. Вихідні дані

Ефективна потужність, кВт	$N_e = 15480$
Частота обертання, хв^{-1}	$n = 100$
Тиск навколишнього середовища, Мпа	$P_0 = 0,1013$
Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 298$
Тиск повітря за компресором, Мпа	$P_k = 0,425$
Коефіцієнт продування	$\phi_a = 1,4$
Коефіцієнт залишкових газів	$y_r = 0,06$
Коефіцієнт використання теплоти в точці z	$\epsilon_z = 0,94$
Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\epsilon_b = 0,97$
Ступінь стиснення	$\epsilon = 15$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,3$
Підігрів заряду від стінок циліндру, К	$\Delta T_a = 20$
Частка ходу поршня, втрачена на газообмін	$\phi_n = 0,08$
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0,99$
Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,95$
Адіабатний ККД компресора турбокомпресора	$\eta_{k.ad} = 0,84$
Втрата тиску в охолоджувачі повітря, Мпа	$\Delta P_{ox} = 0,005$
ККД системи охолодження повітря	$\eta_0 = 0,8$
Температура надлишкових газів, К	$T_r = 750$
Масовий склад палива (кг/кг):	

$$C = 0,87$$

$$H = 0,126$$

$$S = 0$$

$$O = 0,004$$

Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг

$$Q_H = 42700$$

Число циліндрів

$$i = 9$$

Діаметр циліндра, м

$$D_c = 0,5$$

Хід поршня, м

$$S_c = 2,5$$

Коефіцієнт тактності

$$z = 1$$

Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні

$$\alpha = 2,45$$

Показник адіабати для повітря

$$k_e = 1,4$$

Механічний ККД турбокомпресора

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

Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора

$$\eta_{t.ad} = 0,81$$

Коефіцієнт втрат тиску на впускі

$$\varepsilon_{ga} = 0,96$$

Відношення тиску перед турбиною к тиску за компресором

$$\psi_t = 0,807$$

2.2 Розрахунок робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Температура повітря за компресором	T_k	К	478,032
Температура повітря в ресивері	T_s	К	334,006
Температура заряду до кінця процесу наповнення	T_a	К	376,421
Тиск повітря перед двигуном	P_s	МПа	0,42
Тиск заряду до кінця процесу наповнення	P_a	МПа	0,404
Коефіцієнт наповнення	η_H		0,792
Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	C'_u	кДж/(моль*К)	19,26
Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння	C''_u	кДж/(моль*К)	20,47

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення	b_c a_{vs}	кДж/(моль*К)	0,002525 19,288
Середній показник політропи стиснення	n_1		1,365
Тиск в кінці стиснення	P_c	МПа	16,26
Температура в кінці стиснення	T_c	К	10011
Справжня кількість повітря для згоряння кмоль	L	кг	1,212
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0261
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0246
Частка палива, що згоріла в точці z	x_z		0,969
Коефіцієнт молекулярної змін в точці z	β_z		1,024
Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z	ΔM m a_{vz} b_z	кДж/(моль*К)	0,0316 1,064 19,756 0,00295
Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b	a_{vb} b_b	кДж/(моль*К)	19,771 0,00296
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1870
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	21,138
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,457
Ступінь подальшого розширення	δ		10,296
Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення	n_2 T_b	К К	1,285 961,867
Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,056
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	2,438
Індикаторна питома витрата палива	b_i	кг / (кВт · год)	2,221
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	0,16
Індикаторний ККД	η_i		0,526

Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	2,438
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,11
Ефективний ККД двигуна	η_e		0,5
Питома ефективна витрата палива	b_e	кг/(кВт · год)	0,1688
Ефективна потужність двигуна	N_e		$1,555 \cdot 10^4$
Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна	ΔN	%	0,422
Витрата повітря через компресор	G	Дж/(кг·К)	35,816
Витрата газів через турбіну	G_t	кг / с	36,545
Тиск газу перед турбіною	P_r	МПа	0,343
Температура газу перед турбіною	T_t	К	749,66
Загальна кількість продуктів згоряння	M_s	к·моль	1,244
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	Дж/(кг·К)	287,483
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,378
Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k		4,206
Дійсне тиск наддуву	P_{kd}	МПа	0,4261
Порівнення заданого і отриманого тиску наддуву	ΔP_k	%	0,148

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Згодом ця діаграма буде вихідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконано аналітичним способом, за допомогою програми Excel.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

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

де $v/v_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для $T - V$ обчислюють за такими формулами:

– для процесу стиснення:

$$T = \frac{T_c}{(V/V_c)^{n_1-1}}$$

– для процесу розширення:

$$T = \frac{T_z * \rho^{n_2-1}}{(V/V_c)^{n_2-1}}$$

Для $T - S$ діаграми ентропія S обчислюється наступним чином:

$$S = C_{vm} + R * \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R * \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

Де C_{vm} – Питома ізохорна мольна теплоємність робочого тіла. В нашому випадку вона не є постійною, оскільки ця величина отримується з теплоємностей робочого тіла та температури кожної окремої точки роботи.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Таблиця 2.2 – Вхідні дані для побудови індикаторних діаграм

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ступінь стиснення	ε	-	15
Показник політропи стиснення	n_1	-	1,35
Показник політропи розширення	n_2	-	1,285
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	-	1,3
Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,457
Тиск в кінці наповнення	p_a	Мпа	0,404

Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	376,421
Коефіцієнт молекулярної зміни	β_z	-	1,024
коефіцієнти газу в кінці стиснення	a_{vc}	-	19,288
	b_c	-	0,002525
коефіцієнти газу у точці z	a_{vz}	-	19,756
	b_z	-	0,00296
коефіцієнти газу в точці b	a_{vb}	-	19,771
	b_b	-	0,00296
Тиск навколишнього середовища	p_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	273
Газова стала	R	кДж/(кмоль·К)	8,3144

Таблиця та індикаторна діаграма для спрощення побудови були зроблені в середовищі Excel. Результати розрахунків представлені в табл. 2.3 та на рис. 2.1 – 2.3.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграм (P-V, T-V, T-S)

V/V_c	P	T	C_{vm} , кДж/(кмоль·К)	S, кДж/(кмоль·К)
1	20,32581	1262,552	23,48100722	4,612772
1	19,54405	1213,992	23,33775618	3,478071
1	18,76229	1165,432	23,19450513	2,317466
1	17,98053	1116,873	23,05125408	1,128503
1	17,19876	1068,313	22,90800304	-0,09161
1	16,417	1019,753	22,76475199	-1,34608
1	15,63524	971,1935	22,62150094	-2,63857
1,285714	11,13678	889,4166	21,53377686	-3,82353
1,571429	8,493893	829,0919	21,38145698	-3,8367
1,857143	6,778965	782,0057	21,26256442	-3,82302
2,142857	5,588094	743,8034	21,16610358	-3,79484
2,428571	4,719336	711,9229	21,08560538	-3,75857
2,714286	4,061342	684,741	21,01697105	-3,71775
3	3,548059	661,1703	20,95745504	-3,67447
3,285714	3,13801	640,4502	20,90513672	-3,62999
3,571429	2,803935	622,0297	20,8586249	-3,58511
3,857143	2,527236	605,4981	20,81688269	-3,54034

4,142857	2,294825	590,542	20,77911858	-3,49598
4,428571	2,097242	576,9172	20,74471599	-3,45225
4,714286	1,927494	564,4302	20,71318618	-3,40927
5	1,780308	552,9251	20,68413581	-3,36712
5,285714	1,651637	542,2749	20,6572441	-3,32584
5,571429	1,538331	532,3748	20,63224636	-3,28545
5,857143	1,4379	523,1374	20,60892187	-3,24595
6,142857	1,348356	514,4891	20,58708486	-3,20734
6,428571	1,26809	506,3674	20,56657763	-3,16959
6,714286	1,19579	498,7189	20,54726528	-3,1327
7	1,130374	491,4977	20,52903164	-3,09662
7,285714	1,070945	484,6637	20,51177597	-3,06135
7,571429	1,016751	478,1824	20,49541044	-3,02686
7,857143	0,967158	472,023	20,47985807	-2,99311
8,142857	0,921628	466,1588	20,465051	-2,96008
8,428571	0,879704	460,566	20,4509292	-2,92775
8,714286	0,840992	455,2235	20,43743929	-2,89609
9	0,805151	450,1123	20,42453362	-2,86508
9,285714	0,771887	445,2157	20,41216952	-2,83469
9,571429	0,740945	440,5183	20,40030861	-2,80491
9,857143	0,712099	436,0065	20,38891629	-2,7757
10,14286	0,685154	431,6678	20,37796125	-2,74705
10,42857	0,659935	427,4911	20,36741508	-2,71894
10,71429	0,636289	423,4661	20,35725192	-2,69136
11	0,614079	419,5834	20,3474482	-2,66427
11,28571	0,593185	415,8346	20,33798235	-2,63767
11,57143	0,573498	412,2117	20,32883461	-2,61153
11,85714	0,554921	408,7076	20,31998682	-2,58585
12,14286	0,537367	405,3157	20,31142226	-2,5606
12,42857	0,520758	402,0299	20,30312551	-2,53578
12,71429	0,505022	398,8445	20,29508234	-2,51137
13	0,490096	395,7543	20,28727954	-2,48735
13,28571	0,475921	392,7544	20,27970488	-2,46371
13,57143	0,462445	389,8404	20,27234699	-2,44045
13,85714	0,449619	387,008	20,26519531	-2,41755
14,14286	0,437401	384,2535	20,25823997	-2,395
14,42857	0,425748	381,573	20,25147178	-2,37278
14,71429	0,414626	378,9632	20,24488215	-2,35089
15	0,404	376,421	20,89242816	-2,11925
15	0,526364	485,995	21,21884907	3,331258
15	0,648727	595,569	21,54526998	7,852671
15	0,771091	705,143	21,87169089	11,76854

15	0,893455	814,717	22,1981118	15,26091
15	1,015819	924,2909	22,52453271	18,44206
14,72914	1,039885	929,1036	22,53886966	18,42509
14,45828	1,064985	934,0314	22,55354946	18,40805
14,18742	1,091183	939,0792	22,56858698	18,39095
13,91656	1,118549	944,2524	22,58399801	18,37379
13,6457	1,14716	949,5567	22,59979937	18,35658
13,37484	1,177098	954,998	22,61600899	18,33931
13,10398	1,208454	960,5828	22,63264603	18,32201
12,83312	1,241328	966,3179	22,64973094	18,30467
12,56226	1,275826	972,2107	22,66728562	18,2873
12,2914	1,312066	978,2691	22,68533354	18,26992
12,02054	1,350178	984,5015	22,70389989	18,25253
11,74968	1,390305	990,917	22,72301177	18,23515
11,47882	1,432602	997,5255	22,74269835	18,21779
11,20796	1,477243	1004,337	22,76299109	18,20045
10,9371	1,524418	1011,364	22,78392399	18,18317
10,66624	1,574341	1018,618	22,80553388	18,16596
10,39538	1,627247	1026,113	22,82786069	18,14885
10,12452	1,6834	1033,863	22,85094784	18,13184
9,85366	1,743093	1041,884	22,87484263	18,11498
9,5828	1,806657	1050,194	22,89959671	18,0983
9,31194	1,874463	1058,811	22,9252666	18,08183
9,04108	1,94693	1067,756	22,95191435	18,0656
8,77022	2,024533	1077,052	22,97960823	18,04968
8,49936	2,107813	1086,725	23,00842357	18,03411
8,2285	2,197386	1096,802	23,03844375	18,01896
7,95764	2,293959	1107,315	23,06976138	18,00429
7,68678	2,398346	1118,298	23,10247965	17,99018
7,41592	2,51149	1129,79	23,13671397	17,97674
7,14506	2,634486	1141,834	23,17259394	17,96407
6,8742	2,768618	1154,48	23,21026572	17,95229
6,60334	2,915393	1167,783	23,24989486	17,94157
6,33248	3,0766	1181,806	23,29166986	17,93208
6,06162	3,25437	1196,622	23,33580644	17,92403
5,79076	3,451264	1212,314	23,38255297	17,91766
5,5199	3,670387	1228,979	23,43219716	17,91329
5,24904	3,915532	1246,729	23,48507463	17,91128
4,97818	4,191387	1265,697	23,54157992	17,91206
4,70732	4,503801	1286,039	23,60218066	17,91619
4,43646	4,86017	1307,944	23,66743636	17,92433
4,1656	5,269965	1331,639	23,73802343	17,93734

3,89474	5,74551	1357,402	23,81476921	17,95628
3,62388	6,303113	1385,575	23,89869916	17,98253
3,35302	6,96479	1416,594	23,99110358	18,0179
3,08216	7,760944	1451,012	24,09363449	18,06478
2,8113	8,734694	1489,554	24,20845037	18,12643
2,54044	9,949138	1533,189	24,33843962	18,20739
2,26958	11,50015	1583,253	24,4875798	18,31419
1,99872	13,54027	1641,649	24,66154338	18,45656
1,72786	16,32657	1711,216	24,8687817	18,64969
1,457	20,32581	1796,424	25,05592938	18,79312
1,380833	20,32581	1707,445	24,79344235	16,6167
1,304667	20,32581	1618,466	24,53095533	14,37763
1,2285	20,32581	1529,488	24,2684683	12,06803
1,152333	20,32581	1440,509	24,00598128	9,678547
1,076167	20,32581	1351,53	23,74349425	7,197979
1	20,32581	1262,552	23,48100722	4,612772

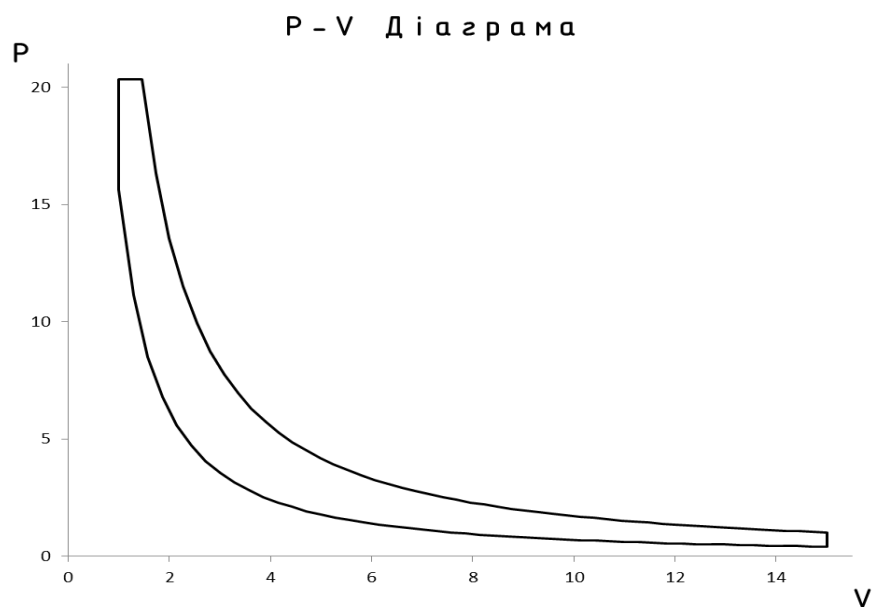


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма в P-V координатах

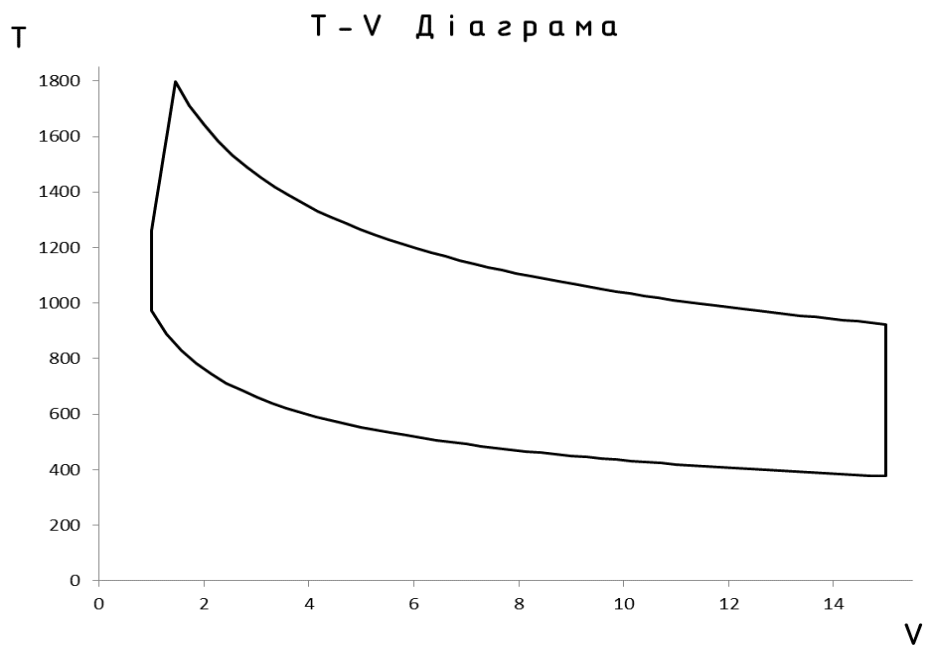


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма в T-V діаграма

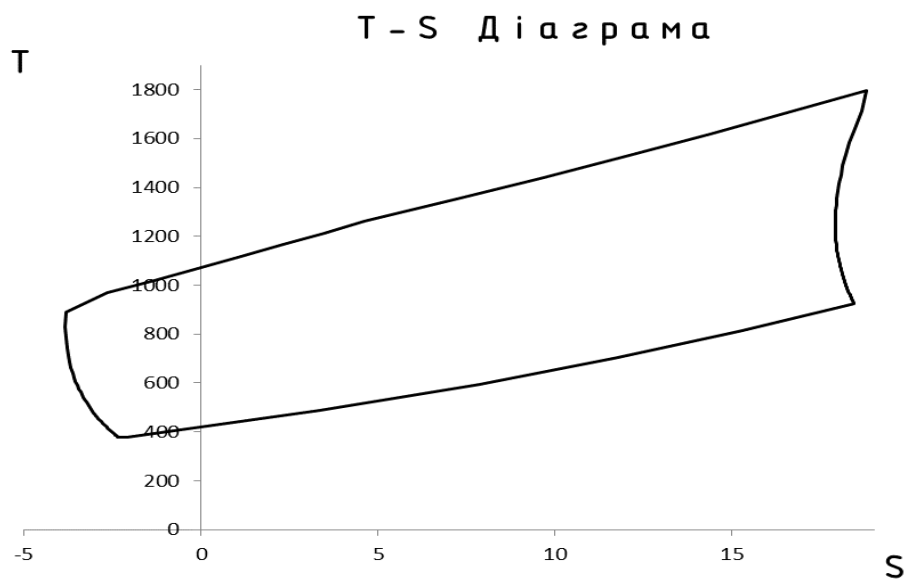


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма в T-S діаграма

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

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

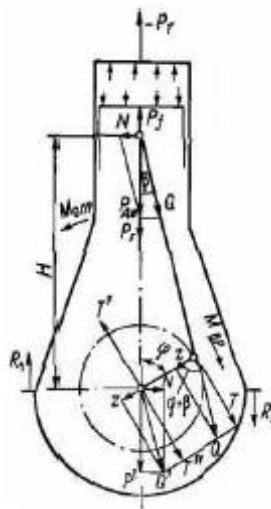


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

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

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

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	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.

Рушійна сила прикладена в центрі поршневого пальця і діє вздовж осп циліндра. Сила P_{dv} розкладається на такі, що залишають: нормальну силу, яка діє перпендикулярно до осі циліндра і притискає поршень до втулки і силу,

$$N = P_{dv} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

що діє по осі шатуна Q

$$Q = \frac{P_{dv}}{\cos \beta}$$

Силу Q переносимо за ліпниною її дії в центр шатунної шийки і розкладаємо на дві складові: радіальну силу, що діє по кривошипу,

$$Z = Q \cos(\varphi + \beta) = \frac{P_{dv} \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

і дотичну (тангенціальну) силу

$$T = Q \sin(\varphi + \beta) = \frac{P_{dv} \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

Сили, що діють на КШМ, змінні за величиною і напрямком, тому для зручності аналізу їх представляють у вигляді графічних залежностей, що показують зміну сил за кутом повороту кривошипа. Ці результати записані у таблиці 3.4 – 3.5. Криві періодичні, з періодом 360° у двотактних двигунах і 720° у чотиритактних.

Крім сили Q враховується дія на шатунну шийку відцентрової сила інерції ВМ P_r , яка визначається залежністю:

$$P_r = m_r r \omega^2$$

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,5
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	100
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	21
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,34
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,4
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,343
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,49368
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	2500
Радіус кривошипа	м	r	1,25
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,365
Показник політропи розширення		n_2	1,29
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,285
Кількість циліндрів		i	9
Угловая скорость кривошипа	с	ω	10,4667
Приведена маса шатуна	кг	mgш	55

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T	Q
0	180	0,340	0,883	1,223	0,000	-1,223	0,000	1,2232
10	190	0,342	0,909	1,250	-0,107	-1,250	-0,111	1,2550
20	200	0,347	0,980	1,326	-0,226	-1,324	-0,241	1,3456
30	210	0,356	1,080	1,436	-0,362	-1,425	-0,405	1,4813
40	220	0,371	1,187	1,558	-0,512	-1,522	-0,609	1,6394
50	230	0,392	1,271	1,663	-0,661	-1,575	-0,849	1,7893
60	240	0,422	1,303	1,725	-0,786	-1,543	-1,101	1,8958
70	250	0,465	1,256	1,722	-0,861	-1,398	-1,323	1,9251
80	260	0,526	1,112	1,638	-0,866	-1,137	-1,463	1,8532
90	270	0,614	0,861	1,475	-0,794	-0,794	-1,475	1,6753

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ		Аркуш
							22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			

100	280	0,743	0,506	1,249	-0,660	-0,433	-1,345	1,4130
110	290	0,938	0,063	1,001	-0,501	-0,128	-1,112	1,1195
120	300	1,245	-0,442	0,803	-0,366	0,085	-0,879	0,8829
130	310	1,751	-0,972	0,779	-0,310	0,264	-0,796	0,8386
140	320	2,629	-1,486	1,144	-0,376	0,635	-1,023	1,2037
150	330	4,220	-1,941	2,279	-0,574	1,687	-1,637	2,3504
160	340	7,068	-2,299	4,769	-0,813	4,203	-2,395	4,8378
170	350	11,211	-2,527	8,684	-0,746	8,422	-2,243	8,7160
180	360	21,000	-2,606	18,394	0,000	18,394	0,000	18,394
190	370	21,000	-2,527	18,473	1,588	17,916	4,771	18,541
200	380	15,522	-2,299	13,223	2,254	11,655	6,641	13,414
210	390	9,535	-1,941	7,594	1,913	5,620	5,454	7,8312
220	400	6,097	-1,486	4,611	1,514	2,559	4,124	4,8536
230	410	4,152	-0,972	3,180	1,264	1,076	3,248	3,4221
240	420	3,008	-0,442	2,566	1,169	0,270	2,807	2,8202
250	430	2,302	0,063	2,365	1,183	-0,303	2,627	2,6445
260	440	1,847	0,506	2,353	1,244	-0,816	2,533	2,6614
270	450	1,542	0,861	2,403	1,293	-1,293	2,403	2,7294
280	460	1,333	1,112	2,445	1,292	-1,697	2,184	2,7658
290	470	1,187	1,256	2,443	1,222	-1,984	1,878	2,7317
300	480	1,083	1,303	2,386	1,087	-2,134	1,523	2,6217
310	490	1,009	1,271	2,280	0,906	-2,160	1,164	2,4535
320	500	0,958	1,187	2,144	0,704	-2,095	0,839	2,2570
330	510	0,922	1,080	2,002	0,505	-1,986	0,564	2,0648
340	520	0,899	0,980	1,879	0,320	-1,875	0,342	1,9058
350	530	0,886	0,909	1,795	0,154	-1,794	0,160	1,8016
360	540	0,340	0,883	1,223	0,000	-1,223	0,000	1,2232

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

j°	T _Σ									T _Σ	T ^{ср} _Σ
	Номер циліндра										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
0	0,000	-0,609	-1,463	-0,879	-2,395	6,641	2,807	2,184	0,839	7,12	6,06
10	-0,111	-0,849	-1,475	-0,796	-2,243	5,454	2,627	1,878	0,564	5,05	6,06
20	-0,241	-1,101	-1,345	-1,023	0,000	4,124	2,533	1,523	0,342	4,81	6,06
30	-0,405	-1,323	-1,112	-1,637	4,771	3,248	2,403	1,164	0,160	7,27	6,06
40	-0,609	-1,463	-0,879	-2,395	6,641	2,807	2,184	0,839	0,000	7,12	6,06

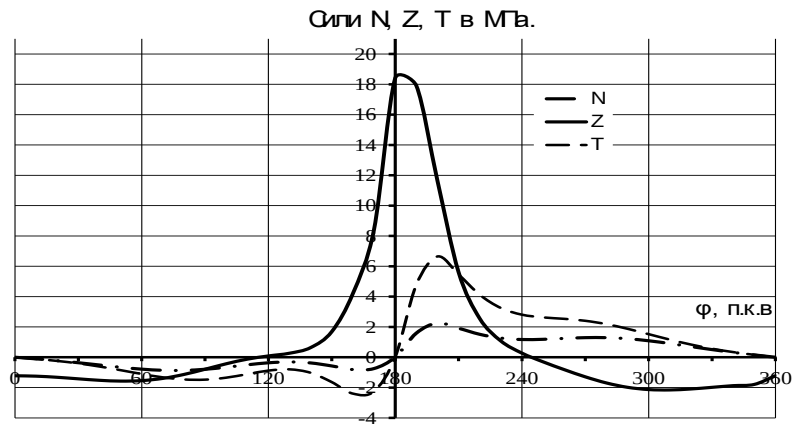


Рисунок 3.2 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

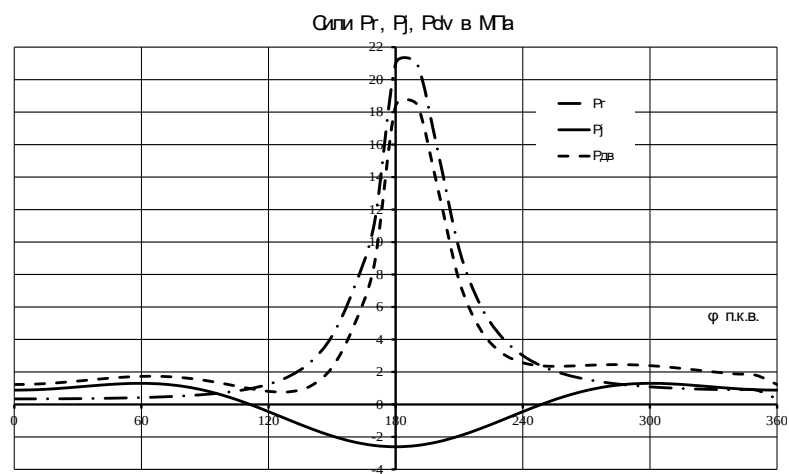


Рисунок 3.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

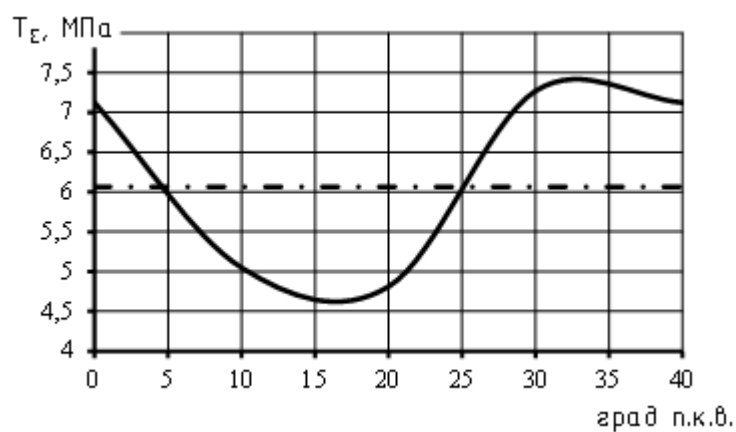


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Таблиця 3.4 – Результати зміни сили за кутом повороту кривошипа перша частина

уг откл β	β+φ°	β+φ° рад	Pr	Z1	Qш Мпа	угол вектора Qшш рад	Qшш град	уг пов Qшш град	уг пов Qшш рад	Z1	T
0,0000	0,0000	0,00	-0,872639	-2,096	2,10	0,00	0,00	0,0000	0,00	-2,10	0,00
-4,9118	5,0882	0,0888061	-0,872639	-2,123	2,13	0,05	3,00	8,0898	0,14	-0,30	-2,10
-9,6743	10,3257	0,180217	-0,872639	-2,196	2,21	0,11	6,27	16,5921	0,29	-0,63	-2,12
-14,1429	15,8571	0,2767583	-0,872639	-2,298	2,33	0,17	9,99	25,8481	0,45	-1,02	-2,10
-18,1818	21,8182	0,3807997	-0,872639	-2,395	2,47	0,25	14,28	36,0943	0,63	-1,46	-2,00
-21,6682	28,3318	0,4944831	-0,872639	-2,448	2,59	0,33	19,13	47,4654	0,83	-1,91	1,75
-24,4962	35,5038	0,6196573	-0,872639	-2,416	2,66	0,43	24,50	60,0035	1,05	-2,30	1,33
-26,5800	43,4200	0,7578222	-0,872639	-2,271	2,63	0,53	30,23	73,6484	1,29	-2,52	0,74
-27,8561	52,1439	0,9100826	-0,872639	-2,010	2,49	0,63	36,05	88,1984	1,54	-2,48	0,08
-28,2858	61,7142	1,0771154	-0,872639	-1,667	2,23	0,72	41,52	103,2304	1,80	-2,17	-0,51
-27,8561	72,1439	1,2591485	-0,872639	-1,306	1,87	0,80	45,84	117,9880	2,06	-1,66	-0,88
-26,5800	83,4200	1,4559539	-0,872639	-1,001	1,50	0,84	48,01	131,4322	2,29	-1,12	-0,99
-24,4962	95,5038	1,6668549	-0,872639	-0,788	1,18	0,84	48,12	143,6238	2,51	-0,70	0,00
-21,6682	108,3318	1,8907465	-0,872639	-0,609	1,00	0,92	52,59	160,9190	2,81	-0,33	0,95
-18,1818	121,8182	2,126129	-0,872639	-0,238	1,05	1,34	76,90	198,7194	3,47	0,34	0,99
-14,1429	135,8571	2,3711534	-0,872639	0,814	1,83	-1,11	-63,56	72,2975	1,26	-1,74	-0,56
-9,6743	150,3257	2,6236779	-0,872639	3,331	4,10	-0,62	-35,72	114,6064	2,00	-3,73	1,71
-4,9118	165,0882	2,8813329	-0,872639	7,550	7,88	-0,29	-16,55	148,5426	2,59	-4,11	6,72
0,0000	180,0000	3,1415926	-0,872639	17,522	17,52	0,00	0,00	180,0000	3,14	0,00	17,52
4,9118	194,9118	3,4018523	-0,872639	17,044	17,70	0,27	15,64	210,5505	3,67	9,00	15,24
9,6743	209,6743	3,6595073	-0,872639	10,782	12,66	0,55	31,63	241,3037	4,21	-11,11	6,08
14,1429	224,1429	3,9120318	-0,872639	4,747	7,23	0,85	48,96	273,1074	4,77	7,22	0,39
18,1818	238,1818	4,1570562	-0,872639	1,686	4,46	1,18	67,76	305,9431	5,34	-3,61	-2,62
21,6682	251,6682	4,3924387	-0,872639	0,204	3,25	1,51	86,41	338,0804	5,90	1,22	-3,02
24,4962	264,4962	4,6163303	-0,872639	-0,602	2,87	-1,36	-77,89	186,6027	3,26	0,33	0,00
26,5800	276,5800	4,8272313	-0,872639	-1,176	2,88	-1,15	-65,89	210,6895	3,68	2,48	2,48
27,8561	287,8561	5,0240367	-0,872639	-1,689	3,04	-0,98	-56,31	231,5448	4,04	2,38	-1,89
28,2858	298,2858	5,2060698	-0,872639	-2,166	3,24	-0,84	-47,97	250,3110	4,37	3,05	1,09
27,8561	307,8561	5,3731026	-0,872639	-2,570	3,37	-0,70	-40,36	267,5008	4,67	3,37	0,15
26,5800	316,5800	5,525363	-0,872639	-2,857	3,42	-0,58	-33,31	283,2651	4,94	3,33	1,00
24,4962	324,4962	5,6635279	-0,872639	-3,007	3,37	-0,47	-26,86	297,6406	5,19	-2,99	-1,56
21,6682	331,6682	5,7887021	-0,872639	-3,032	3,25	-0,37	-21,01	310,6615	5,42	-2,46	2,12
18,1818	338,1818	5,9023855	-0,872639	-2,968	3,08	-0,28	-15,78	322,3998	5,63	-1,88	-2,44
14,1429	344,1429	6,0064269	-0,872639	-2,859	2,91	-0,19	-11,16	332,9793	5,81	-1,32	-2,60
9,6743	349,6743	6,1029682	-0,872639	-2,748	2,77	-0,12	-7,09	342,5872	5,98	-0,83	2,00
4,9118	354,9118	6,1943791	-0,872639	-2,667	2,67	-0,06	-3,43	351,4834	6,13	-0,40	-2,64
0,0000	360,0000	6,2831852	-0,872639	-2,096	2,10	0,00	0,00	360,0000	6,28	0,00	2,10

Величина сили P_r не залежить від кута повороту колінчастого вала. Сила P_r спрямована по лінії дії сили Z_1 і є результуючою цих сил:

$$Z_1 = Z + P_r$$

Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку, будується в координатах $T-Z_1$. Для осі сили Z_1 задається зворотний порядок, тобто вісь спрямовується зверху вниз. На діаграмі створюються однакові масштаби сил T і Z_1 . При виконанні цієї умови вектор, побудований від початку координат до однієї з точок на діаграмі, відповідає величині результуючої сили:

$$Q_{\text{шш}} = \sqrt{T^2 + Z_1^2}$$

Розгорнута діаграма навантажень на шатунну шийку $Q_{\text{ши}}$ будується у функції кута повороту колінчастого вала.

Таблиця 3.5 – Результати зміни сили за кутом повороту кривошипа друга частина

φ°	Qшш град	Q угол с заклиной	угол в рад	Qшш МПа	Z1`	T1`	Z1	T1	Z1``	T1``	Qкш, мПа
0	0,00	140,00	2,44	1,05	0,00	-0,67	-1,05	0,00	-1,05	-0,67	1,05
10	3,00	47,00	0,82	1,06	0,72	-0,78	-1,06	-0,06	-0,34	-0,83	1,06
20	6,27	56,27	0,98	1,10	0,61	-0,92	-1,10	-0,12	-0,48	-1,04	1,10
30	9,99	59,99	1,05	1,17	0,58	-1,01	-1,15	-0,20	-0,57	-1,21	1,17
40	14,28	64,28	1,12	1,24	0,54	-1,11	-1,20	-0,30	-0,66	-1,42	1,24
50	19,13	69,13	1,21	1,30	-0,46	-1,21	-1,22	-0,42	-1,69	-1,64	1,30
60	24,50	74,50	1,30	1,33	-0,35	-1,28	-1,21	-0,55	-1,56	-1,83	1,33
70	30,23	80,23	1,40	1,31	-0,22	-1,30	-1,14	-0,66	-1,36	-1,96	1,31
80	36,05	86,05	1,50	1,24	-0,09	-1,24	-1,00	-0,73	-1,09	-1,97	1,24
90	41,52	91,52	1,60	1,11	0,03	-1,11	-0,83	-0,74	-0,80	-1,85	1,11
100	45,84	95,84	1,67	0,94	0,10	-0,93	-0,65	-0,67	-0,56	-1,60	0,94
110	48,01	98,01	1,71	0,75	0,10	-0,74	-0,50	-0,56	-0,40	-1,30	0,75
120	48,12	98,12	1,71	0,59	0,00	-0,58	-0,39	-0,44	-0,39	-1,02	0,59
130	52,59	102,59	1,79	0,50	-0,11	-0,49	-0,30	-0,40	-0,41	-0,89	0,50
140	76,90	126,90	2,21	0,53	-0,32	-0,42	-0,12	-0,51	-0,43	-0,93	0,53
150	-63,56	113,56	1,98	0,91	-0,37	-0,84	0,41	-0,82	0,04	-1,66	0,91
160	-35,72	14,28	0,25	2,05	1,99	-0,51	1,67	-1,20	3,65	-1,70	2,05
170	-16,55	33,45	0,58	3,94	3,29	-2,17	3,77	-1,12	7,06	-3,29	3,94
180	0,00	140,00	2,44	8,76	-6,71	-5,63	8,76	0,00	2,05	-5,63	8,76
190	15,64	65,64	1,15	8,85	3,65	-8,06	8,52	2,39	12,17	-5,68	8,85
200	31,63	81,63	1,42	6,33	0,92	-6,26	5,39	3,32	6,31	-2,94	6,33
210	48,96	98,96	1,73	3,62	-0,56	-3,57	2,37	2,73	1,81	-0,84	3,62
220	67,76	117,76	2,06	2,23	-1,04	-1,97	0,84	2,06	-0,19	0,09	2,23
230	86,41	136,41	2,38	1,63	-1,18	1,12	0,10	1,62	-1,08	2,75	1,63
240	-77,89	127,89	2,23	1,44	0,00	1,13	-0,30	1,40	-0,30	2,54	1,44
250	-65,89	115,89	2,02	1,44	0,63	-1,29	-0,59	1,31	0,04	0,02	1,44
260	-56,31	106,31	1,86	1,52	1,00	-1,46	-0,84	1,27	0,16	-0,19	1,52
270	0,00	140,00	2,44	1,62	-1,24	-1,04	-1,08	1,20	-2,32	0,16	1,62
280	-40,36	9,64	0,17	1,69	1,66	-0,28	-1,28	1,09	0,38	0,81	1,69
290	-33,31	16,69	0,29	1,71	1,64	-0,49	-1,43	0,94	0,21	0,45	1,71
300	-26,86	23,14	0,40	1,69	1,55	-0,66	-1,50	0,76	0,05	0,10	1,69
310	1,00	51,00	0,89	1,62	1,02	-1,26	-1,52	0,58	-0,49	-0,68	1,62
320	-15,78	34,22	0,60	1,54	1,28	-0,87	-1,48	0,42	-0,21	-0,45	1,54
330	-11,16	38,84	0,68	1,46	1,13	-0,91	-1,43	0,28	-0,29	-0,63	1,46
340	-7,09	42,91	0,75	1,38	1,01	-0,94	-1,37	0,17	-0,36	-0,77	1,38
350	-3,43	46,57	0,81	1,34	0,92	0,97	-1,33	0,08	-0,42	1,05	1,34
360	0,00	140,00	2,44	1,05	-0,80	0,67	-1,05	0,00	-1,85	0,67	1,05

У ненавантажній частині поверхні шатунної шийки рекомендується розмістити вихід отвору для підведення мастила з порожнини шатунної шийки до підшипника шатуна. Під час вибору місця під отвір необхідно враховувати різні режими роботи двигуна, а діаметр слід вибирати залежно від діаметра шийки:

$$d_0 \geq 0,08d_{\text{шш}}$$

Аналізуючи наведені діаграми можна зазначити, що:

- шатунний підшипник навантажений більш рівномірно, ніж шатунна шийка;
- газові сили мають незначний вплив на форму векторної діаграми.

Крім того, час дії газових сил незначний, тому під час випробування матеріалів підшипників ними часто нехтують.

Використовуючи діаграму сил, що діють на шатунну шийку рисунок 3.7, можна побудувати умовну діаграму її зносу. Для побудови умовної діаграми зносу приймаються два допущення:

- знос поверхні пропорційний діючій силі;
- знос поширюється на кут $\alpha 60^\circ$ від напрямку вектора сили.

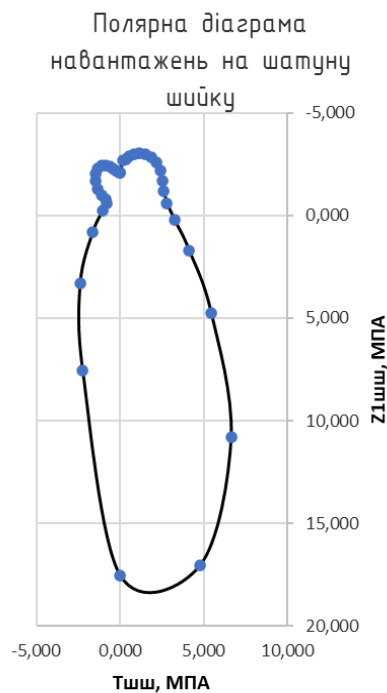


Рисунок 3.8 – Полярна діаграма навантажень на шатунну шийку

За результатами в таблиці 3.5 побудуємо діаграму навантажень на корінну шийку рисунок 3.8.

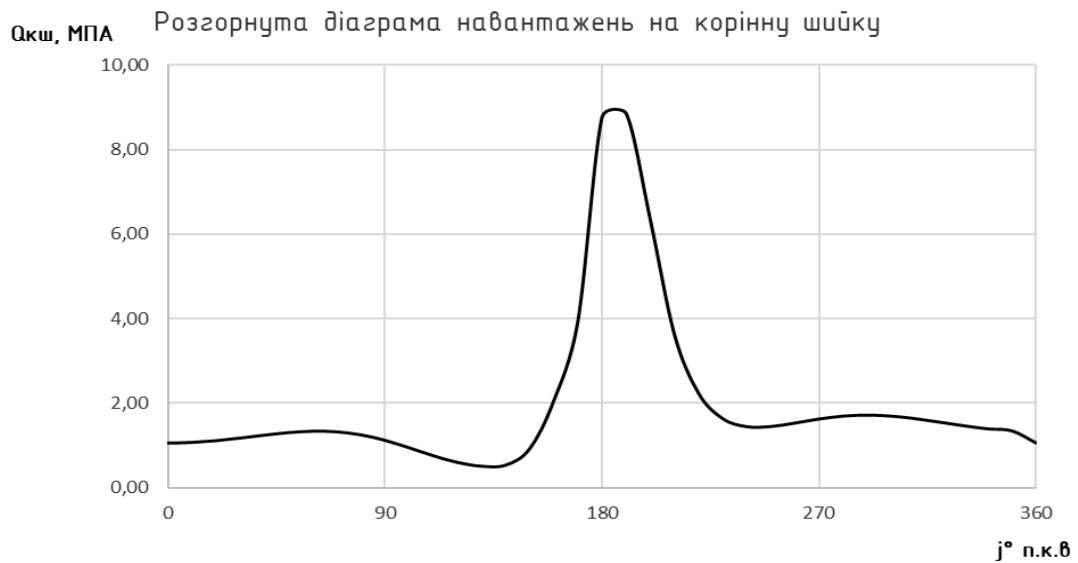


Рисунок 3.9 – Розгорнута діаграма навантажень на корінну шийку

Розрахунок маховика

1. За діаграмою зміни сумарного крутного моменту визначається величина максимальної надлишкової площі $f_{изб.мах}$, м², на ділянці $\varphi з$, м, вище лінії ТΣпор.

$$f_{изб.мах} = 0,8325 \text{ м}^2$$

2. Потім визначаємо найбільшу надмірну роботу, вона визначається за такою формулою

$$A_{изб} = f_{изб} \mu$$

Де μ – масштаб площі сумарної діаграми моменту, що крутить, Нм/м².
Рахується він так:

$$\mu = \mu_{\varphi} \mu_M r \frac{\pi D^2}{4}$$

де r - Радіус кривошипа, м; D – діаметр циліндра, м; μ_{φ} – масштаб, визначальний скільки радіан міститься в абсцисі довжиною 1 м, рахується так;

μ_M – масштаб, що показує, скільки паскаль (Н/м²) містить ордината довжиною 1 м.

$$\mu_\varphi = \frac{\pi \varphi_3}{180l}$$

Де φ_3 – кут заклинки, рад; l – довжина абсциси

Порахуємо

$$\mu_\varphi = \frac{3,1415 * \varphi_3}{180 * l} = \frac{3,1415 * 1,5707963267948966}{180 * 0,04} = 0,685$$

$$\mu = \mu_\varphi \mu_M r \frac{\pi D^2}{4} = 0,685 * 6 * 10^5 * 1,25 * \frac{\pi * 0,5^2}{4} = 100874,0$$

$$A_{изб} = f_{изб} \mu = 0,8325 * 100874,0 = 83977,6$$

3. Задаючись значенням δ_n , можна приблизно знайти момент інерції маховика. Для цього спочатку визначаємо момент інерції всіх рухомих мас двигуна щодо осі валу за формулою:

$$\theta = \frac{9 * 10^5 * A_{изб}}{\pi^2 * n^2 * \delta_n}$$

Де δ_n - коливання кутової швидкості = 0.399

$$\theta = \frac{9 * 10^5 * A_{изб}}{\pi^2 * n^2 * \delta_n} = \frac{9 * 10^5 * 83977,6}{\pi^2 * 100^2 * 0,859} = 891482,0$$

4. Маса маховика визначається за формулою

$$M_M = \frac{4\theta}{D_M^2}$$

Для наближених розрахунків середні діаметр D_M обода маховика можна прийняти:

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$D_M = 2 * S = 2 * 2.5 = 5$$

$$M_M = \frac{4 * \theta}{D_M^2} = \frac{4 * 891482.0}{5^2} = 142637.12$$

5. За умовами міцності зовнішній діаметр маховика D_M має бути вибраний з урахуванням забезпечення допустимих окружних швидкостей. Окружна швидкість на зовнішньому обході маховика:

$$v_M = \frac{\pi * D_{MB} * n}{60}$$

Де D_{MB} – Зовнішній діаметр маховика, береться з мануалу, $D_{MB} = 0,7$ м

Порахуємо

$$v_M = \frac{\pi * D_{MB} * n}{60} = \frac{\pi * 0,7 * 100}{60} = 3,665$$

Окружна швидкість для чавунних маховиків має бути менше 40...50 м/с, для сталевих - 60...70 м/с. Як можна визначити з розрахунку, в цього двигуна чавунний маховик.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Проектування насосу виконується при заданих значеннях витрати Q (400 м³/год) та питомої роботи L (400 Дж/кг) на відміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються.

Цілю проектування є розрахунок та побудова теоретичних профілів основних елементів проточної частини насосу, до яких належить колесо та спіральний відвідний канал. На підставі цих елементів виконано розріз насосу з дотриманням розмірів та особливостей конструкції.

Всі розміри насосу знаходилися через використання наданої кафедрою комп'ютерної програми розрахунку ступеня насосу, яка реалізована в середовищі Microsoft® Excel.

За результатами розрахунків побудуємо таблицю з таблицею 4.1 з порашованими даними.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку відцентрового насосу

Параметр	Формула	Значення
Коефіцієнту швидкохідності	n_s	90,5
Кутова швидкість обертання ротору насоса, м/с	$\omega = \frac{c \Delta l_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{n_s^2}}$	125,6
Об'ємний ККД	$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,968
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}$	0,894
Приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, м	$D_{1np} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$	0,1856

Коефіцієнт вхідного діаметру	$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_o}}}$	4,1
Коефіцієнт, який залежить від С	$k_{c_o} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$	0,076
Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення, м	$D_{1пр}^*$	0,145
Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{мен} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0,909
Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{сп} = 0,95 \dots 0,98$	0,95
ККД насоса	$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m = \eta_r \eta_o \eta_{мен} \eta_{сп}$	0,748
Діаметр вала ротора насосу, м	$d_B = \sqrt[3]{\frac{16M_K}{\pi[\tau]}}$	0,0432
Крутний момент на валу ротора насосу, Н·м	$M_K = \frac{N_B}{\omega}$	473,46
Потужність на привід вала ротора насосу, Вт	$N_B = \frac{\rho Q L}{\eta}$	59466
Діаметр маточини робочого колеса, м	$d_{ст} = (1,2 \dots 1,8) d_B$	0,06
Ширина колеса, м	$B_K = (0,2 \dots 0,4) D_2$	0,14
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с	$c_o = k_{c_o} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	4,13
Діаметр входу в робоче колесо, м	$D_o = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi c_o} + d_{ст}^2}$	0,1976
Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м	$D_1 = (0,9 \dots 1,0) D_o$	0,196
Приведений діаметр в другому наближенні, м	$D_{1пр}^{**} = \sqrt{0,5(d_{ст}^2 + D_1^2)}$	0,145
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D ₁ , м/с	$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	12,31
	$c_1' = c_o$	4,13

Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с	$c'_1 = c'_{1m}$	4,13
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = 1,1 \dots 1,25$	1,188
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с	$c_{1m} = c'_1 k_1$	4,91
Кут безударного входу, град	$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$	21,75
Кут установки лопаті на вході, град	$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	22
Кут атаки, град	$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	0,25
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$	13,26
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	13,12
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) c_{1m}$	3,7
Для литих коліс з відносно великою товщиною	$k = 6,5 \dots 10$	6,5
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса, шт	$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8,73
Приймаємо	$ z $	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, м	$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 n_s + 0,276}$	0,4324
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення, м	D_2^{**}	0,4121

Питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг	$L_{\infty} = (1 + p)L_{\tau}$	536,12
Теоретична питома робота колеса, Дж/кг	$L_{\tau} = \frac{L}{\eta_{\tau}}$	447,43
Зовнішній діаметр робочого колеса, м	$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + L_{\infty}} \right]$	0,41209
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_1}{\pi D_1}}$	1,188
Товщина лопаті на вході, м	$\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004) \text{ м}$	0,003
Перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$	0,0081
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с	$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	25,88
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_{2m} = (0,8 \dots 1,1) \cdot c_{1m}$	3,9
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями	$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_2}{\pi D_2}}$	1,06
Товщина лопаті на виході, м	$\Delta_2 = (0,001 \dots 0,003) \text{ м}$	0,003
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0,0053
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u} = \frac{L_{\tau}}{u_2};$	17,29
Швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	17,65
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при	$c_{2u\infty} = \frac{L_{\tau}(1 + p)}{u_2}$	20,72

нескінченному числі лопатей		
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	9,36
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі	w_1 / w_2	1,402
Оптимальне співвідношення відносних швидкостей	$w_1/w_2 = 3,166E-11ns^6 - 1,812E-08ns^5 + 4,228E-06ns^4 - 5,150E-04ns^3 + 3,464E-02ns^2 - 1,231E+00ns + 1,982E+01$	1,405
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin\beta_2}$	6,46

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

Опис конструкції насосу робиться на основі спроектованого механізму з урахуванням особливостей наданого прототипу.

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос для системи побутового водопостачання – прісної побутової 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 2, яке закріплене на валу 9 за допомогою шпонки та гайки-обтічника 18.

Колесо закритого типу, виготовлене з бронзи литвом. 11 робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку. З боку заднього диска на колесі виконано 12 напіввідкритих лопатей імпелеру 16, також загнутих назад.

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

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу 1, який об'єднує такі елементи насоса, 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 боку переднього диска колеса в корпусі сформовано щілинне ущільнення, що складається з ущільнюючого кільця 18, яке охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ переднього покривного диска колеса. У корпусі 1 виконані отвори в стінці вхідного патрубку і в стінці відвідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу води з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус 1 з боку заднього диска колеса закритий кришкою корпусу 3, яка утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр круглої кришки 3 проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується сальникове ущільнення. З боку колеса в отвір кришки вставлена упорна кришка сальника 15.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Сальникове ущільнення складається з сальникової набивки 5, розділеною на дві частини водорозподільним кільцем 13. До цього кільця через отвір в стінці каналу кришки корпусу, виконаного для розміщення ущільнення і під прохід валу, підводиться вода з порожнини відводу по свердленню в ребрі кришки. Сальникова набивка підтискається за допомогою деталей 6 і 13.

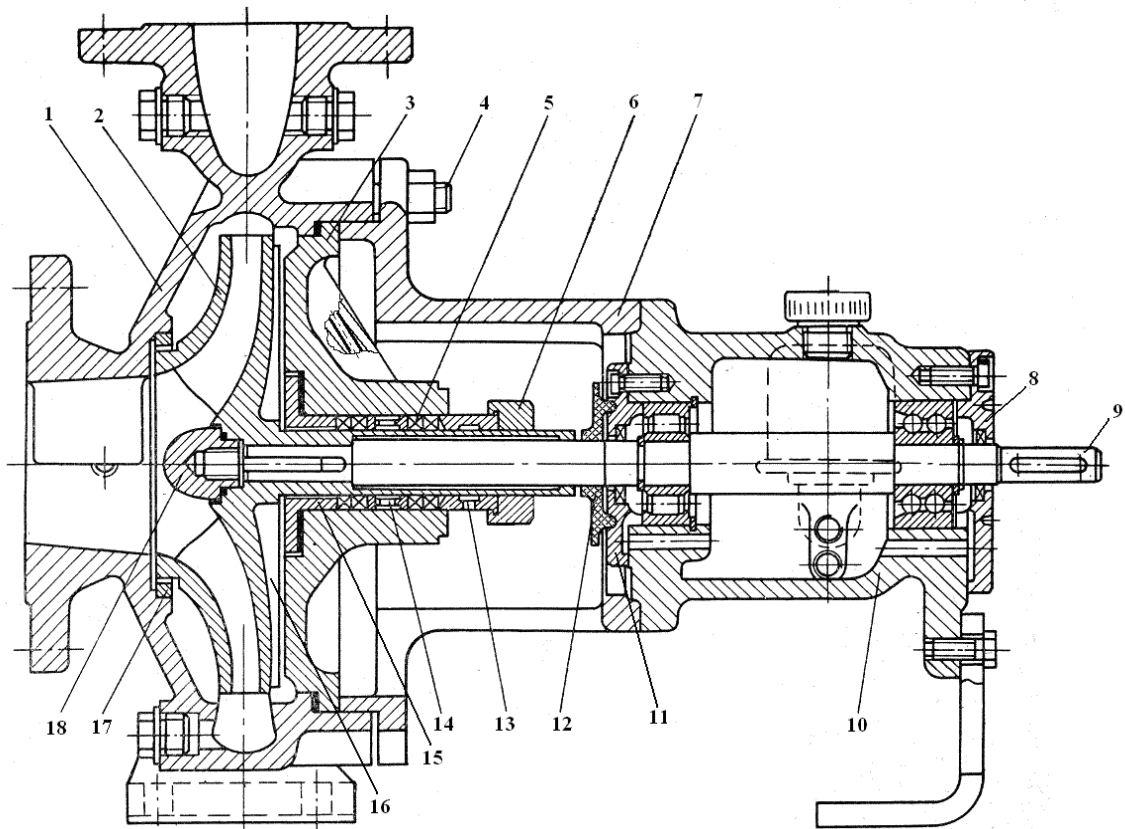


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд уніфікованого відцентрового консольного насосу:

1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – кришка корпусу; 4 – болт; 5 – сальникове набивання; 6 – кришка сальникового ущільнення; 7 – опорний кронштейн; 8, 11 – кришки підшипників; 9 – вал ротора; 10 – корпус підшипників; 12 – відбійник; 13 – натискна втулка; 14 – водорозподільне кільце; 15 – упорна кришка сальника; 16 – імпелер; 17 – ущільнююче кільце; 18 – обтічник

Кришка сальникового ущільнення 6 виконана з двох частин, що забезпечує її розбирання і витягання з ліхтаря 7 без розбирання насоса при поточному ремонті сальникового ущільнення.

Кришка корпусу 3 притискається до корпусу 1 опорного кронштейну 7. Опорний кронштейн є проміжковою частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса з корпусом підшипникових опор 10. Деталі 1, 3, 7 і 10 строго центруються по посадках їх циліндрових виступів в розточках деталей, які сполучаються, відносно вісі обертання валу ротора. У ліхтарі виконано бічне вікно, яке забезпечує доступ до сальникового ущільнення. Через вікно також забезпечується видалення во-ди, яка протікає назовні через сальник при роботі насоса.

У корпусі підшипників 10 розміщуються два підшипники. 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 8 і 11 встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню води в підшипники з боку колеса встановлений відбійник 12.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 9ДКРН 50/250

5.1 Система палива постачання

Паливна система двигуна MAN 9G50ME C9.6 складається з витратної системи важкого палива, витратної цистерни дизельного палива, підкачувальні насоси, циркуляційні насоси, фільтр тонкої очистки, підігрівач палива, віскозіметра. Сумішоутворення здійснюється прямим вприском дизельного палива у циліндри двигуна. На двигуні є пара датчиків кута поворота колінчастого вала для коректної роботи паливної системи. Спосіб компоновки – рядне, на кожен циліндр по одному ПНВТ.

З бака обслуговування паливо подається до насоса подачі з електричним приводом подає насос з електроприводом, за допомогою якого підтримується тиск близько 4 бар у частині низького тиску системи циркуляції палива що дозволяє уникнути газифікації палива в вентиляційному коробі в температурних діапазонах, що застосовуються. Вентиляційний короб з'єднаний із резервуаром обслуговування через автоматичний деаераційний клапан, що випускає будь-які присутні гази, але затримує рідини. З частини низького тиску паливної системи мазут надходить до циркуляційного насоса з електричним приводом насос, який прокачує мазут через нагрівач і повнопоточний фільтр, розташований безпосередньо перед входом у двигун. Упорскування палива здійснюється електронно керованим підсилювачем тиску, розташований на Блок гідравлічних циліндрів (НСУ), по одному на циліндр, який також містить виконавчий механізм для електронної активації випускного клапана Блоки керування циліндрами (CCU) системи керування двигуном системи керування двигуном розраховують час упорскування палива та активації випускних активації випускного клапана Щоб забезпечити достатнє наповнення ДЦУ, продуктивність циркуляційного насоса з електричним

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

приводом вище ніж кількість палива, що споживається дизельним двигуном. двигуном. Надлишки мазуту рециркулюють із двигуна. через вентиляційну коробку. Для забезпечення постійного тиску палива в паливних насоси упорскування палива при будь-якому навантаженні двигуна, пружинний перепускний клапан із пружиною вставляється в паливну системі на двигуні Тиск паливної олії, виміряний на двигуні (на рівні рівні паливного насоса) має становити 78 бар, що відповідає тиску циркуляційного насоса 10 бар.

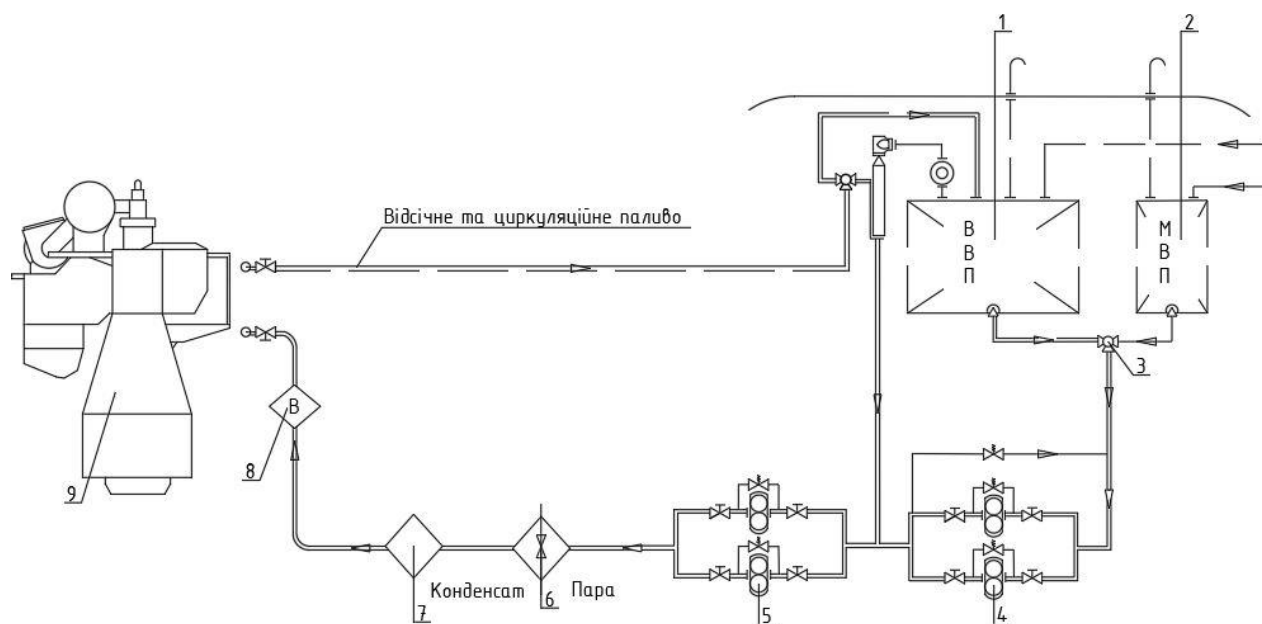


Рисунок 5.1 – Паливна система двигуна 9ДКРН 50/250:

1 – витратна цистерна важкого палива; 2 – витратна цистерна дизельного палива; 3 – перепускний клапан; 4 – підкачувальні насоси; 5 – циркуляційні насоси; 6 – підігрівач палива; 7 – фільтр тонкої очистки палива; 8 – віскозіметр; 9 – головний двигун.

ПНВТ (загальна характеристика, тип приводу плунжера, спосіб зміни кількості палива, що подається).

ПНВТ- це основний і найскладніший пристрій системи живлення дизельного двигуна, який призначений для точного дозування палива і подачі його в певний момент під високим тиском до форсунок. За розташуванням на

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двигуні MAN 6S50ME ПНВТ є рядним, кожна секція паливного насоса забезпечує роботу одного з циліндрів дизеля. Плунжер є гідравлічним.

Насос розрахований на тиск упорскування до 150 МПа. Паливні насоси мають вбудовані ексцентрики; вони також обладнані пневматичними стоп-циліндрами, підключеними до системи захисту від закидання обертів.

Форсунки (механічні, електричні, тип запірних органів, число соплових отворів, спосіб замикання і відкриття розпилюють каналів, наявність порожнин охолодження)

Форсунка являє собою механічну форсунку упорскування палива. Форсунка має 12 соплових отворів, діаметр отворів 0,75мм. Паливо надходить у корпус форсунки збоку через перехідник, вкручений у корпус форсунки. Паливо на форсунки надходить під високим тиском по трубі високого тиску і впорскується в камеру згоряння у вигляді тонкого туману.

Концепція двигуна ME складається з гідромеханічної системи для активації впорскування палива та випускних клапанів. Приводи керуються електронним способом кількома блоками керування, що утворюють повну систему керування двигуном. Підсилювач тиску палива складається із простого плунжера, що приводиться в дію гідравлічним приводом. Поршень активується тиском масла. Тиск масла контролюється пропорційним клапаном з електронним керуванням. Випускний клапан відкривається гідравлічно за допомогою двотактного вихлопу. Привід клапана, що приводиться в дію маслом, що управляє, від пропорційного клапана з електронним управлінням. Випускні клапани закриваються пневматичною пружиною. У гідравлічній системі як середовище використовується звичайне мастило. Фільтрується та нагнітається гідравлічним блоком живлення, встановленим на двигуні або розміщені у машинному відділенні. Пускові клапани відкриваються пневматично за допомогою електронного керування "Вкл". Запірні клапани дозволяють обійтися без розподільника пускового повітря з механічним приводом. За рахунок електронного управління клапанами упорскування

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

палива та випуску відповідно до виміряного миттєвого положення колінчастого валу, система управління двигуном повністю контролює процес

горіння. Гнучкість системи досягається за рахунок різних режимів роботи двигуна, які вибираються або автоматично, залежно від умов експлуатації, або вручну оператором для досягнення конкретних цілей. Базовий біг режим - "Режим економії палива" відповідно до обмеження викидів NOx IMO.

Фільтр тонкого очищення палива є здвоєним повнопроточним фільтром. сталеві сітки. Фільтр запального палива є повнопроточним здвоєним блоком, що не допускає попадання забруднень в систему запального палива. Розмір осередку фільтра – 2 мікрон.

Фільтр тонкої очистки захищає від механічних забруднень на наступних ділянках схеми. Тонкість фільтра 5 мікронів. Перепад тиску на фільтрі відстежується, і коли перепад тиску перевищує допустиме значення через забруднення фільтра, то спрацьовує АПС.

Коалеструючі фільтри зазвичай встановлюються з всмоктувальної сторони циркуляційного насоса системи подачі палива. Фільтр повинен мати малий перепад тиску, щоб уникнути кавітації в насосі.

Також є два сітчасті фільтри один автоматичний фільтр зворотного промивання з перепускним фільтром.

Рекомендується вибрати для обвідної лінії автоматичний фільтр із ручним очищенням. Автоматичний фільтр необхідно встановити перед підігрівачем, між підкачуючим насосом та деаераційним танком. Фільтр обладнується нагрівальною сорочкою. Проте, необхідно запобігти перегріванню при роботі на дизельному паливі має бути передбачена можливість відключення підігрівача.

Трубки високого тиску забезпечують з'єднання паливних вузлів між собою паливного насоса, фільтрів, а також насосних секцій високого тиску. Сталеві трубки високого тиску кріпляться до штуцерів за допомогою накидних гайок, тому кінці трубок мають спеціальну конусну форму.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Впорскувальна трубка високого тиску з'єднує насос упорскування з форсункою. Трубки двостінні екрановані, розташовуються в хот-боксі двигуна, що добре захищає їх.

Таблиця 5.1 – Розрахункова частина паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_{\text{п}} = 24 * K_{\text{м}} * g_e * N_e$	69065,6
	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	g_e	0,169
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	15480
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_{\text{м}} = 1,1 \dots 1,2$	1,1
2	Міткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} * K_1 * K_2$	85,365
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	$\rho_{\text{п}}$	850
	Коефіцієнт захащення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,02
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,03
3	Продуктивність паливopідкачуючого насосу, м ³ /год	$W_{\text{пн}} = \frac{K_3 * g_e * N_e}{\rho_{\text{п}}}$	6,156
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2
4	Продуктивність приводу паливopідкачуючого насосу кВт	$N_{\text{пн}} = \frac{W_{\text{пн}} * K_4 * p * 10^3}{3600 * \eta_{\text{пн}}}$	1,466
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,4
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,5
	ККД поршневих паливopідкачуючих насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,7
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\text{ф}} = \frac{W_{\text{пн}}}{3600 * v_m * K_{\text{жп}}}$	0,4275
	Швидкість фільтрації	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,02
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{\text{жп}} = 0,2 \dots 0,3$	0,2
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$\frac{B_{\text{доб}}}{\rho_{\text{п}} * n * \tau}$	6,1556
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{\text{доб}} = 24 * g_e * N_e$	62786,9
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	1
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	12
7	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 * d_r$	90
		Приймаємо	90
8	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 * g_{\text{ц, max}}^{0,303}$	58,598
		Приймаємо	60
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{\text{ц, max}} = 1,25 * \frac{g_e * (\frac{N_e}{i})}{60 * n * z}$	60,558
	Кількість циліндрів	i	9
	Частота обертання, об/хв	n	100
	Коефіцієнт тактності	z	1

Продовження таблиці 5.1

9	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	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	11,72
		Приймаємо	12
10	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	0,7
		Приймаємо	0,7
	Діаметр циліндра, мм	D	500
11	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	8
12	Довжина соплового отвору	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	2,8

5.2 Система змащення двигуна

Система мастила двигуна, які беруть участь у зниженні тертя між сполученими деталями ДВЗ, мінімізують витрати потужності ДВЗ на тертя. Принцип роботи системи змащення двигуна полягає в забезпеченні подачі мастильних матеріалів (моторного масла) до всіх деталей ДВЗ, що труться, на всіх режимах його роботи. Між двома поверхнями тіл, що рухаються, формується масляна плівка. Вона розділяє рухомі поверхні і уберігає поверхні, що труться від додаткових навантажень.

Система мастила спрямована на підтримку безперервної подачі до підшипників мастильних матеріалів та безпосереднє вирішення наступних завдань:

Зменшення тертя між сполученими деталями. Причому компоненти системи спрямовані на зменшення всіх видів тертя - сухого - безпосереднього зіткнення деталей один з одним, рідинного - з поділом масла, напіврідинного (масляний шар присутній, але повного поділ поверхонь, що труться маслом немає). Сухе тертя у чистому вигляді на практиці – найрідкісніше. Його можна

зустріти при деформації контактуючих тіл (наприклад, підшипників), при руйнуванні граничних плівок у місцях підвищеного тиску. Набагато ж найпоширеніша ситуація – напіврідинне та рідинне тертя. З рідинним тертям деталі, наприклад, часто зустрічаються при високих окружних швидкостях при попаданні олії в клиновий проміжок між цапфою і вкладишем підшипника ковзання.

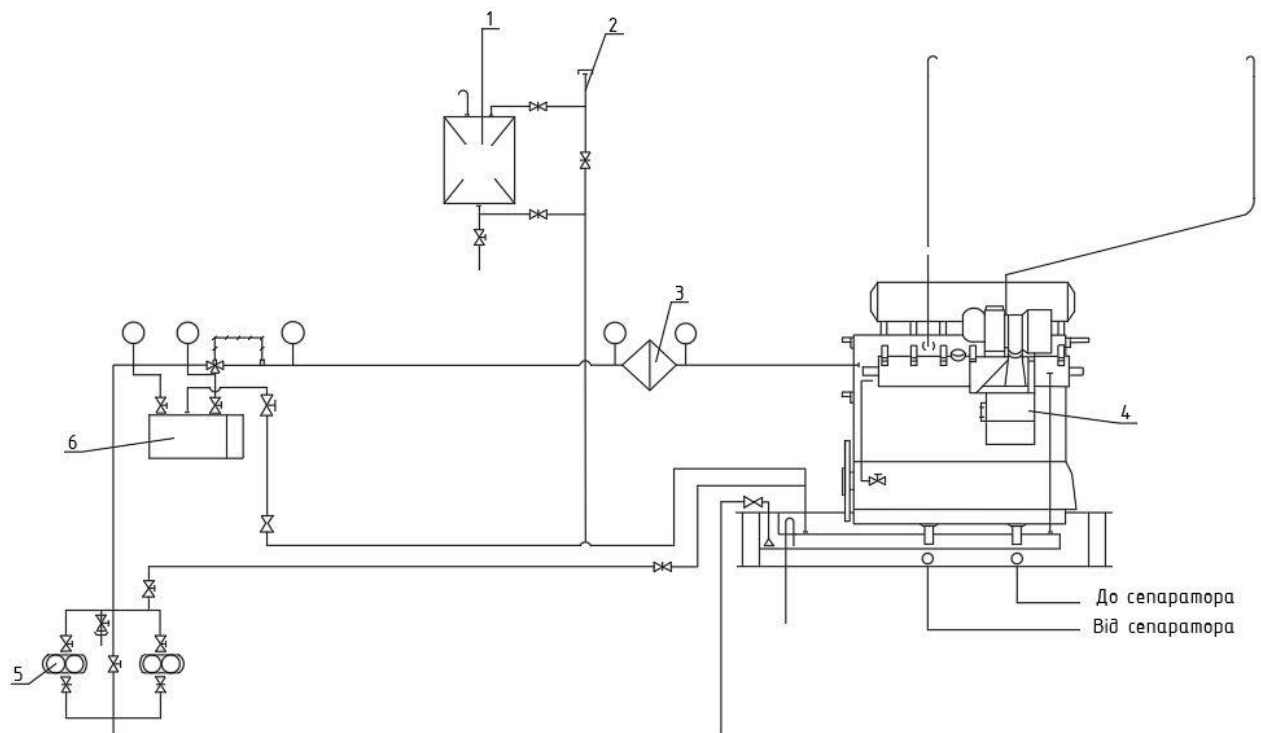


Рисунок 5.2 – Система змащення:

1 – масляна цистерна; 2 – живильний трубопровід; 3 – масляний фільтр; 4 – головний двигун; 5 – циркуляційні насоси; 6 – масляний охолоджувач.

Відведення тепла та охолодження деталей двигуна. Здійснюється потоком рідини із системи охолодження. Спочатку охолоджується масло, а потім уже самі деталі ДВЗ.

Звільнення двигуна від продуктів зношування механізмів у відпрацьованому маслі (у вигляді прямокутників, «листочків», пилу). Найбільш

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

поширене втомне знос. Він виникає при терті кочення та терті ковзання. Також існує адгезійний, абразивний, корозійний знос.

Видалення нагару. Найчастіше нагар характерний для транспортних систем із прямим упорскуванням палива. Також проблема нагару актуальна у ситуаціях, якщо транспортний засіб використовується лише час від часу, є постійні простої, або при використанні авто в холодну пору року його власник не вдається до прогріву двигуна.

Захист деталей двигуна від корозії. Мастильні речовини у системі допомагають їй протистояти окисленням під впливом кисню.

Насос попереднього мастила - це шестеренний насос, що приводиться від електродвигуна, обладнаний запобіжним клапаном. Насос повинен завжди працювати після зупинки двигуна. Інформацію щодо висоти всмоктування, витрати та тиску насоса див.

Модуль мастила, що знаходиться на двигуні, складається з охолоджувача мастила, терморегулюючого клапана та автоматичного фільтра. Відцентровий фільтр встановлюється для очищення олії зворотної циркуляції з автоматичний фільтр.

Класифікація системи

Циркулююча олія (мастильна та охолоджувальна олія) повинна бути олією з антикорозійним та окисним ефектом. олія класу в'язкості SAE 30. Коротко, MAN Energy Solutions рекомендує використовувати системні олії з такими основними властивостями наступними основними властивостями:

- клас в'язкості SAE 30
- рівень BN 5 – 10
- достатній захист від корозії та окислення
- достатня миюча та диспергуюча здатність.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Достатні диспергуючі та миючі властивості необхідні для того, щоб зберегти картера та простору охолодження поршнів чистими від відкладень. У цьому відношенні лужні циркуляційні олії, як правило, краще. Основні міжнародні марки системних масел, перераховані нижче, були випробувані в експлуатації із прийнятними результатами.

Для установок, у яких двигуни періодично працюють на паливі змінної якості, наприклад природному газі, MDF і HFO, якість мастила повинна підбиратися на основі вимог для HFO. Для роботи на важкому паливі насамперед слід вибрати мастила зі значенням ЩЧ рівним 50-55. Олія зі значенням ЩЧ 40 також може бути використане з важким паливом за умови, що вміст сірки порівняно невелико і що ЩЧ залишається вище граничного значення при допустимих інтервалах між замінами олії. Мастильні масла зі значенням ЩЧ 30 повинні використовуватися разом з важким паливом лише у окремих випадках; наприклад, на установках з SCR якщо, незважаючи на більш короткі інтервали між замінами олії, можуть бути досягнуті найкращі показники загальної економії. Найменші значення ЩЧ можуть мати позитивний вплив на термін служби каталізатора в установках SCR.

Якщо двигун оснащений мокрим масляним картером, масляні танки у зовнішній системі, танк свіжого масла, танк відновлюваного масла і танк очищеного масла повинні перевірятися на предмет чистоти перед бункеруванням олії. Особливо потрібно забезпечити чистоту трубопроводів, що ведуть від сепаратора безпосередньо до двигуна; їх можна, наприклад, від'єднати від двигуна та продути стисненим повітрям. Якщо двигун оснащений сухим масляним картером, масляні танки у зовнішній системі, танк свіжої олії та системний масляний танк повинні перевірятися на предмет чистоти перед бункеруванням олії. Сепаратори мастила повинні безперервно працювати до і під час промивання. Сепаратор також повинен продовжувати працювати після завершення промивання для видалення залишкових забруднень. Якщо в системі встановлений резервний масляний насос з електроприводом, для

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

промивання трубопроводу слід використовувати його, з циркуляцією олії через тимчасовий зовнішній масляний фільтр і поверненням олії через лючок картера в двигун картер. Насос повинен бути захищений фільтром на всмоктуванні. По можливості протягом усієї промивки для відведення забруднень повинен постійно працювати сепаратор. Сепаратор також повинен продовжувати працювати після завершення промивання для видалення залишкових забруднень.

Спідниця поршня змащується примусово, що гарантує добре контрольовану витрату масла у втулці циліндра у всіх режимах роботи. Масло подається через шатун в охолодний простір поршня. Поршень охолоджується за принципом коктейльного шейкера. Канавки поршневого кільця у верхній частині поршня піддаються гартуванню для кращої опірності зносу.

Складові системи:

- масляні насоси (типи, конструкції);
- масляні фільтри (призначення, конструкції);
- охолоджувачі (конструкції);
- цистерни, трубопроводи (конструкції, типи з'єднань).

Насос для мастила може бути витіснювальним або відцентрового типу:

В'язкість мастила, вказана ...75 сСт при 50 °C

В'язкість мастиламаксимум 400 сСт.

Розрахунковий напір насоса4.3 бар

Тиск подачі4.3 бар

Макс. робоча температура 70 °C

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Розрахункова частина масляної системи

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	513,909
Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,3
Питома теплоємність масла, кДж/(кг*К)	$c_m = 1,67 \dots 2,01$	1,9
Щільність мастила, кг/м ³	ρ_m	895
Різниця температур вихідного і вхідного мастила в двигун, К	$\Delta t_m = 5 \dots 15$	10
Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	6,722*10 ⁶
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,1695
Номинальна потужність двигуна, кВа	N_e	15480
Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	12
Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,06
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{M\phi} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	652,665
Ємність маслозбірної цистерни, м ³	$V_{M\psi} = K_c \frac{W_{M\phi}}{z}$	40,792
Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,25
Кратність циркуляцій	$z = 10 \dots 30$ – МОД, СОД $z = 40 \dots 60$ – ВОД	20
Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{M\psi}$	24,475
Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_\phi = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{M\psi}$	48,95
Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	92,022
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	$k = 290 \dots 460$	356
Температурний напір, К	Δt	57

Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{mc} = \frac{m \cdot V_{mц}}{t_c}$	12,237
Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	2,7
Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	9

5.3 Система охолодження

Опис системи охолодження

Для охолодження судових дизелів застосовують дві системи: проточну та замкнуту. При проточній системі охолодження спеціальний насос забирає воду з кінгстона і прокачує її через простір дизеля; при замкнутій системі через зарубашковий простір дизеля прокачується прісна вода, яка потім у спеціальному теплообміннику охолоджується забортною водою і знову прямує в двигун.

При проточній системі охолодження забортна вода від кінгстона насосом 1 прокачується через масляний холодильник (частина води прокачується повз масляний холодильник) і змішувач, подається через регулювальні вентилі в нижню частину зарубашкового простору циліндрів. зарубашкового простору циліндрів вода по патрубках переходить у циліндрові кришки, а звідти в зливний колектор і з нього через безповоротний клапан зливається за борт.

Частина води через терморегулятор направляється змішувач, який необхідний для підтримки мінімально допустимої температури води на вході. Імпульс на терморегулятор надходить від зливного колектора 9, і тому він працює автоматично: чим вище температура води на виході, тим менше води терморегулятор направляє змішувач 3. Індивідуальне регулювання температури води, що виходить з циліндрів, здійснюється вентилями і.

При замкнутій системі прісна вода, що подається насосом з розширювального бака через вхідні вентилі, надходить на охолодження

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

циліндрів і циліндрових кришок , через вентилі індивідуального регулювання гаряча вода стікає в колектор прісної води , звідки надходить у розширювальний бак , з яким зв'язаний колектор . Забортна вода з кінгстона забирається насосом, проганяється через масляний холодильник і далі прокачується через холодильник прісної води і безповоротний клапан 16 за борт.

Для автоматичної підтримки постійної температури замкнуту систему включають терморегулятор, який при низькій температурі пропускає частину води повз холодильник. Імпульс на терморегулятор надходить від трубопроводу гарячої води. Під час роботи дизеля частина води випаровується, а частина йде через сальники насосів. Для поповнення витоків передбачено трубопровід та насос подачі води із запасних танків, а також відведення води з розширювального бака назад у танк у разі її перекачування. Система передбачає аварійне охолодження двигуна забортною водою. Перехід на забортну воду здійснюється поворотом триходових кранів на 90°, а також відключенням вентилями і розширювального бака і водоохолоджувача. При цьому температуру води, що виходить з двигуна, регулюють вручну за допомогою вентилів.

Класифікація системи

Система охолодження дизеля - двоконтурна. Дизель охолоджується прісною водою, що циркулює по замкнутому контуру. Циркуляційна вода й масло охолоджуються проточною водою в холодильнику води й масла. Система забезпечує встановлений температурний режим дизеля у всіх діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: насоси циркуляційної й проточної води, регулятор температури води, холодильник повітря, водяний розширювальний бачок, трубопроводи системи й холодильники води й масла. Водяні насоси забезпечують безперервний рух (циркуляцію) охолодної

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(рідини) води в системі. Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуваних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бачок) служить для компенсації змін обсягу води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення втрат води в системі через витоки й випар, а також видалення із системи повітря й водяних пар. Терморегулятори автоматично підтримують температуру води, а так само охолоджуваних рідин у заданому діапазоні. В одноконтурній системі охолодження насос заборотної води через фільтр і усмоктувальну трубу приймає забортну воду й подає її в нагнітальну магістраль. Після проходження через двигун вода нагрівається й потім зливається за борт.

Складові системи:

- насоси (типи, конструкції)

Циркуляційні насоси з механічним приводом Насоси охолоджуючої води ВТ та НТ контурів завжди працюють від механічного приводу. Насоси з механічним приводом розміщуються з вільної сторони двигуна.

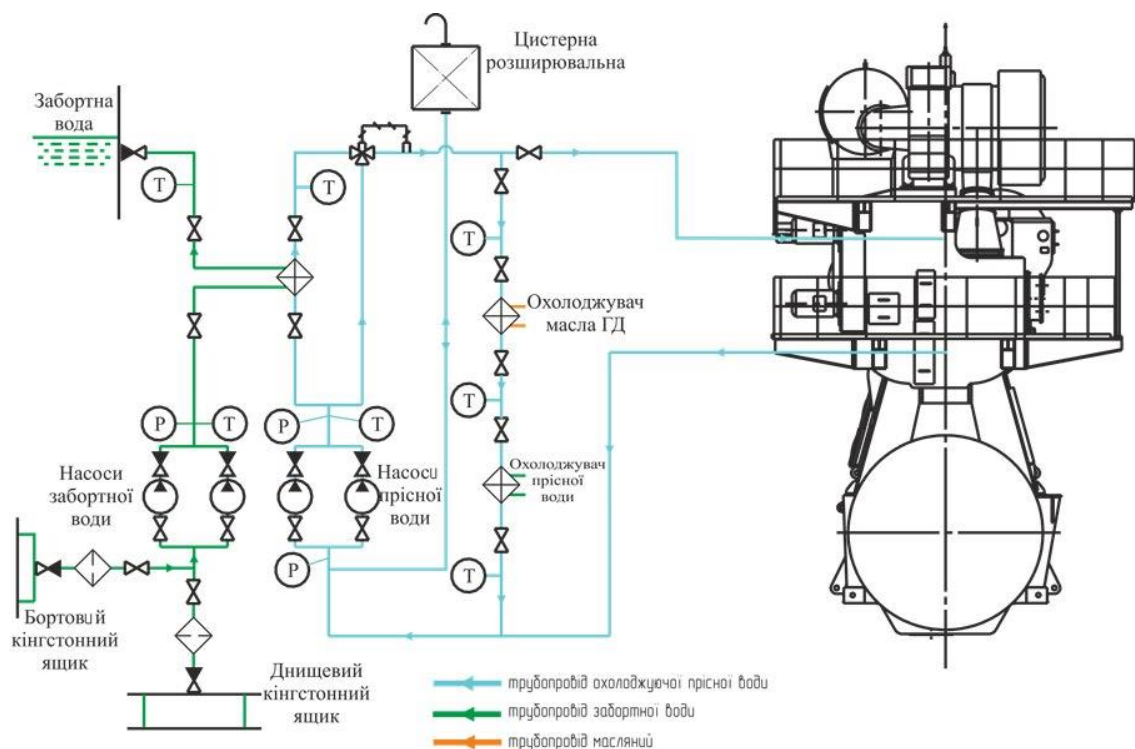


Рисунок 5.3 – Система охолодження двигуна

- охолоджувачі (конструкції);

Термостатний клапан, центральний холодильник. Якщо потрібно використовувати насос з механічним приводом для зовнішнього охолодження обладнання, наприклад, редуктора або генератора, замість окремих клапанів на кожному двигун необхідний загальний термостат у зовнішній системі. Загальний термостат встановлюється за центральним холодильником та регулює температуру води до надходження в двигун та зовнішнє обладнання, частково спрямовуючи її в обхід центрального холодильника. Клапан може бути прямої дії або з електроприводом. Двигуни, що працюють на важкому паливі, повинні мати окремі термостати. У таких випадках для обладнання зовнішнього контуру потрібен окремий насос, та уставка клапана може бути, за потреби, нижче, ніж 38°C.

Холодильники іншого обладнання та холодильники дизельного палива Циркуляційний насос контуру з механічним приводом може здійснювати подачу охолоджувальної води до одного або двох невеликих холодильників, встановлених паралельно с двигуном, наприклад, холодильник дизельного палива або холодильник редуктора. Це єдиний спосіб для двигунів, що працюють на дизельному паливі, тому що термостат контуру не може бути встановлений на двигун для контролю температури після двигуна. Для більших потоків потрібні окремі циркуляційні насоси.

Центральний холодильник прісної води Холодильник прісної води може бути трубного, пластинчастого чи кінгстонного типу. Найчастіше використовуються пластинчасті охолоджувачі. Один охолоджувач може обслуговувати декілька двигунів. Може виникнути потреба у тому, щоб компенсувати максимальне гідродинамічний опір у контурі падінням тиску на центральному охолоджувачі. Необхідно розраховувати потік у холодильник прісної води для кожного конкретного випадку з з урахуванням того, як спроектовано контур. Якщо холодильник прісної води використовується для об'єднаних НТ і ВТ контурів.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- цистерни, трубопроводи, запірна арматура (конструкції, типи з'єднань).

Розширювальний танк. Розширювальний танк повинен компенсувати зміни обсягу у системі водяного охолодження, виконувати функції вентиляції та забезпечення залишкового статичного тиску циркуляційні насоси.

Розширювальний танк повинен бути обладнаний лючком для огляду, рівнеміром, АПС по низькому рівню та пристроями для дозування присадок.

Деяка кількість паливного газу може потрапляти до системи водяного охолодження двопаливного двигуна. Газ сепарується в системі водяного охолодження та випускається у розширювальний танк системи охолодження. Тому розширювальний танк охолоджувальної води повинен мати кришку, щоб запобігти попаданню газу у зовнішню середу. Вентиляція розширювального танка охолоджувальної води двопаливного двигуна проводиться за аналогією з вентиляцією газопроводу. Всі отвори з розширювального танка охолоджувальної води у зовнішнє середовище виключенням вентиляційної труби, повинні бути, як правило, або закриті, або сконструйовані так, щоб не дозволити паливному газу вийти з танка. Вентиляційні труби розширювального танка охолоджувальної води двигунів, розташовані в одному машинному відділенні, можуть бути об'єднані. Конструкція та пристрій розширювального танка охолоджувальної води для певного проекту можуть вимагати схвалення класифікаційного суспільства. Вирівнююча труба від розширювального танка повинна мати переріз для швидкості протоки, не перевищує 1,0-1,5 м/с, щоб забезпечити необхідний тиск на вході насоса при працюючих двигунів. Потік води трубами залежить від кількості ведучих до танка вентиляційних труб та розмірів отворів у вентиляційних трубах.

Дренажний танк. Рекомендується збирати воду, що охолоджує, з присадками в дренажний танк в тих випадках, коли систему необхідно осушити для робіт із технічного обслуговування. Для того щоб охолоджувальну воду можна було закачати назад у систему і знову використати, необхідний насос.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3 – Розрахункова частина системи охолодження

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{вк} = K_3 \frac{Q_6}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_6}$	395,016
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,25
Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг*К)	$c_{пв}$	4,19
Щільність прісної води, кг/ м ³	$\rho_{пв}$	1000
Різниця температур води на виході і вході до двигуна, К	$\Delta t_6 = 10 \dots 12$	11
Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_6 \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	1,457*10 ⁷
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,1695
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	15480
Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_6 = 0,12 \dots 0,17$	0,13
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700
Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{вк} = 0,272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	4,309*10 ⁶
Напір насоса, м	H	30
ККД насосу	η	0,748
Площа теплопередаючої поверхні водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	69,357
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	k	5000
Температурний напір, К	Δt	42
Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_3 \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_6 \cdot \Delta t_{зв}}$	896,951
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,25
Питома теплоємність заборотної води, кДж/ м ³	$c_{зв}$	3,980
Щільність заборотної води, кг/ м ³	$\rho_{зв}$	1020
Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	5
Ємність розширювального баку, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	2,012

5.4 Система повітропостачання

Опис систем подачі повітря і газовідводу;

Відцентровий компресор сьогодні є домінуючим типом компресорної машини, що застосовується для наддуву поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Відповідно вивчення цієї машини має велике значення для майбутніх фахівців у галузі двигунобудування. Сьогоднішні турбопоршневі двигуни є дуже досконалими машинами, які мають неперевершені показники економічності серед двигунів усіх існуючих типів. Такі якості забезпечуються високим рівнем проектування та виробництва усіх елементів цих двигунів, зокрема агрегатів наддуву, у тому числі відцентрових компресорів як основних елементів цих агрегатів. Відцентрові компресори у системах наддуву сучасних двигунів звичайно мають привід від газових турбін, які поєднуються з ними у єдиному агрегаті – турбокомпресорі.

Можливі й інші конструктивні рішення, але вони мають відносно мало розповсюджені. Проектування та виробництво агрегатів наддуву у всьому світі виділене у спеціалізовану галузь – турбокомпресоробудування. Розвиток цієї галузі сприяв створенню чисельних розрахункових методик, відповідних конструкторських наробок і виробничих технологій. При виконанні курсового проекту пропонується розглядати компресор у складі турбокомпресора, відповідно застосовуючи існуючі рекомендації щодо проектування саме таких машин. Таке рішення не виключає можливості створення компресора для іншої схеми, зокрема для схеми з механічним наддувом, але у цьому випадку можливі відхилення від пропонованої схеми проектування не будуть істотними. До того ж прив'язка схеми проектування до системи турбокомпресорів не тільки не виключає, але й обов'язково передбачає використання найбільш сучасних методів проектування, які застосовуються для лопаткових машин, до яких належить відцентровий компресор.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

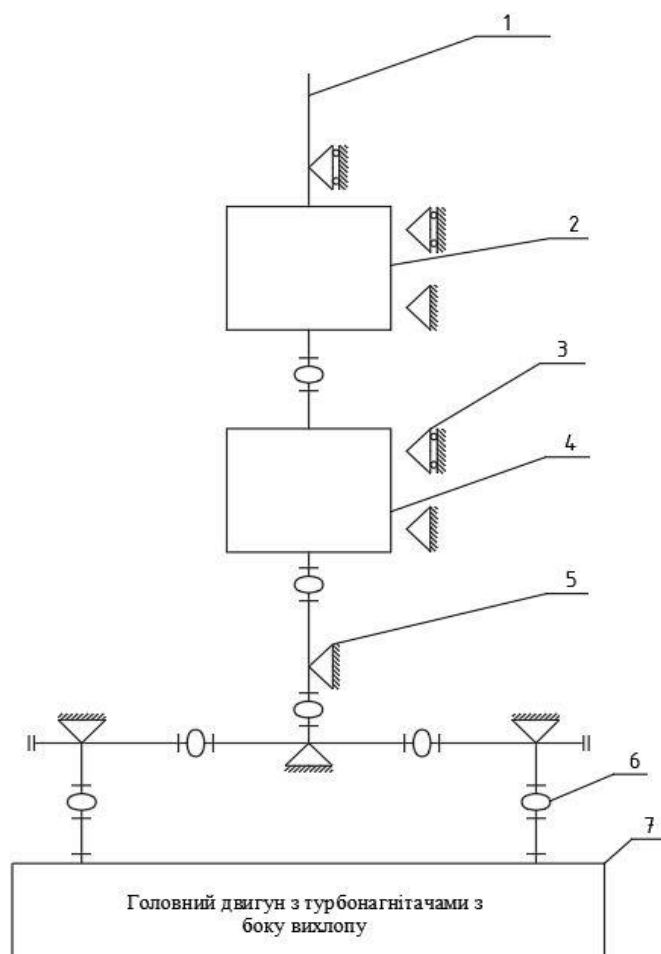


Рисунок 5.5 – Система повітропостачання двигуна

1 – виведення вихлопних газів в атмосферу; 2 – вихлопний газ, глушник; 3 – підтримка слайдів; 4 – паровий котел; 5 – фіксована підтримка; 6 – компенсатор вихлопних газів; 7 – головний двигун.

Складність проектування відцентрових компресорних машин пов'язана з тим, що через проточну частину компресора проходить середовище, яке може стискуватися. До того ж на більшості довжини проточної частини компресора має місце розширення перерізу вздовж руху потоку повітря. Відповідно такий канал є дифузорним, а течія у ньому звичайно має відривний характер, або межує з цим режимом.

Класифікація систем;

Зазвичай повітря згоряння виводиться із машинного відділення через фільтр на ГТН. Це знижує ризик при роботі за низьких температур, а також подачі забрудненого повітря. Цілковито неприпустимо, щоб повітря згоряння містило забортну воду, пил, випаровування тощо. За нормальних умов експлуатації температура повітря, що надходить у ГТН, повинна підтримуватись в межах між 15°C та 35°C. Короткостроково допустима максимальна температура 45 °C. Витрата повітря згоряння зазначена у розділі "Технічні дані". Повітря згоряння має подаватися окремими нагнітачами, потужність яких має бути трохи більше, ніж максимальна витрата повітря. Маса повітря згоряння, зазначена в технічних даних, визначена температури навколишнього повітря 25°C. Для визначення щільності повітря, що відповідає 30°C або більше, слід перевести масову витрату в об'ємні витрати.

Система подачі повітря у цьому двигуні здійснює турбонагнітач який використовує енергію вихлопних газів для праці компресора, який нагнітає заряд свіжого повітря для згорання палива.

Складові систем:

- компресори (тип, конструкція);

Ротор турбокомпресора призначений для сприйняття енергії відхідних газів двигуна і передачі цієї енергії надувному повітрю. Він складається з валу і приєднаного до нього робочого колеса компресора і виконаного на валу колеса турбіни .

Вал ротора суцільний, виконаний зі сталі . Колесо турбіни виконується на валу. На ділянці валу між турбіною та підшипником виконане ущільнення .

Колесо компресора і обертовий скеровуючий апарат з'єднані з валом ротора шпонкою на гарячій посадці Відповідно з'їм і посадка на шпонку колеса

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

і ОСА виконується після їх попереднього підігріву. Натяг в з'єднанні колесо - вал складає 0,07- 0,10 мм. Він не порушується навіть при максимальному числі обертів ротора. Колесо компресора і ОСА надягають вал ротора в нагрітому стані. Нагрівання відбувається в електропечі, температура в якій строго контролюється. Зазвичай при складанні і розбиранні турбокомпресора ротор не розбирається.

Остов турбокомпресора призначений для утримання всіх деталей турбокомпресора в зборі та загального формування конструкції. Він служить для утворення і герметизації повітряного і газового трактів турбокомпресора, а також для формування повітряних порожнин, що використовуються при формуванні зазначених трактів і форм загальної конструкції турбокомпресора.

Завитка компресора. Профілі перетинів завитки мають розраховані значення. Завитка виконується з алюмінієвого сплаву АЛ5 литтям в кокіль. Вона «завалена» в сторону всмоктування і має в перетині профіль, близький до кругового. При утворенні завитки в проекті сформований «кіготь» «Кіготь» покращує структуру потоку повітря в равлику і підвищує ККД цієї ділянки. Сама деталь є тільки частиною завитики, завитка утворена деталлю 6 та зовнішньою частиною корпусу БЛД і ЛД . Виконання з двох частин полегшує виготовлення і обробку виробу. На завитці виконані виступи для з'єднання її з зовнішньою деталлю передкомпресорного каналу та колоколом опорно-упорного підшипника . Також у спеціальному поясі виконані отвори для з'єднання завитки та верхньої фундаментної деталі.

Фундаментний корпус турбокомпресора служить основою для закріплення інших деталей, утворює канал для відводу відпрацьованих газів з турбіни. Виконаний з алюмінієвого сплаву АЛ5 литтям в кокіль. Фундаментний корпус турбокомпресора виконаний з двох частин верхньої та нижньої . Верхня і нижня половини середнього корпусу з'єднані болтами, виготовленими з нержавіючої сталі. Стінки середнього корпусу утворюють камери які ізолюють інші деталі від тепла газів турбіни.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- повітряний ресивер;

Ресивер пускового повітря і система пускового повітря Ця корисна модель відноситься до області допоміжного компресорного обладнання, а саме до повітряних ресиверів, що забезпечують зберігання запасу стисненого повітря різних промислових споживачів. Ресивер пускового повітря містить циліндричний корпус, патрубок входу повітря, патрубок виходу повітря, опори для кріплення, запірно-регулюючу та запобіжну арматуру та контрольно-вимірювальні прилади, при цьому запірно-регулююча та запобіжна арматура виконані у вигляді єдиної клапанної головки.

- охолоджувачі надувочного повітря

Вихлопний глушник (5R09) Верф/проектант повинні брати до уваги, що невдала конструкція вихлопної системи (довжина прямих ділянок газоходів) може викликати посилення шуму вихлопних газів між вихлопним патрубком двигуна та глушником. Отже, згасання шумів у глушник не дає абсолютної гарантії для рівня шуму після глушника. При включенні в об'єм постачання стандартний глушник типу, що поглинає, обладнаний іскрогасником. Він також обладнаний клапаном зняття тиску під час вибуху газів (опціонально), сажеуловлювачем та зливом для конденсату, але поставляється без монтажних скоб та ізоляції. Глушник має бути встановлений вертикально. Шумопридушення стандартного глушника – 25 або 35 дБ(А).

- утилізатори теплоти відхідних газів;

Утилізація тепла, що відходить Тепло, що відходить в охолодній воді ВТ-контуру може бути використане для отримання прісної води, центрального опалення, підігріву танка тощо. У цьому випадку, щоб уникнути зайвого охолодження, система повинна бути забезпечена термостатом, як це показано на діаграмах-прикладках. З цим пристроєм можна посилити потік води ВТ-контуру, проходить через систему утилізації тепла. Тепло, що надходить від ВТ-контуру охолодження, піддається впливу умов навколишнього середовища середовища. Також необхідно брати до уваги, що обсяг тепла, що

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

регенерується, знижується за рахунок циркуляції в розширювальний танк, випромінювання від труб та витоків у термостатах.

Бойлер на вихлопному газі При встановленні бойлерів, що працюють на вихлопних газах, необхідно, щоб кожен двигун мав свій бойлер. Як альтернатива допустима установка спільного бойлера з окремими секціями вихлопного газу для кожного двигуна.

- випускний колектор, температурні компенсатори, ізоляція.

Випускні патрубки Патрубки випускного колектора виконані із спеціального жаростійкого литого кульового чавуну. З'єднання на циліндрових кришках – типу обтискного кільця. Вся система відведення відпрацьованого газу розміщена в ізольованій коробці, що складається з легко забирає панелей. Як ізоляційний матеріал використовується мінеральна вата.

Компенсатори на ГТН не повинні використовуватись для компенсації теплового розширення газоходу. Перша точка кріплення повинна спрямовувати теплове розширення від двигуна. Наступна точка кріплення повинна запобігати обертанню труби навколо першої точки кріплення.

У вихлопних газоходах, в яких необхідна компенсація теплового розширення або усунення судових конструкцій повинні застосовуватися компенсатори. Пружні вихлопні компенсатори, що встановлюються безпосередньо на патрубках ГТН, служать для зниження зовнішніх впливів на ГТН і, таким чином, запобігання вібрації та можливим ушкоджень. Усі вихлопні компенсатори мають бути схваленого типу.

Таблиця 5.4 – Розрахункова частина системи повітропостачання

Параметр	Формула	Значення
Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{e2}}{3600 \cdot c_{e2} \cdot p_2}$	5,648
Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,38
Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{e2} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{e2} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	25
Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	30

Температура випускних газів, К	$T_{\text{гз}} = 573 \dots 773$	578
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,1695
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	15480
Газова стала	R	0,287
Кількість повітря теоретично необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,3
Діаметр газопроводу, м	$d_{\text{гз}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{гз}}}{\pi}}$	2,682

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах

Міжнародна морська організація (ММО або ІМО) є спеціалізованою агенцією Організації Об'єднаних Націй (ООН), яка відповідає за розроблення та здійснення міжнародних стандартів для безпеки та захисту морського середовища.

ММО була створена в 1948 році з метою забезпечення безпеки та ефективності міжнародної морської торгівлі та попередження забруднення морського середовища. Зараз вона налічує 174 держави-члени та 3 асоційованих члени.

Основні функції ММО включають розробку та прийняття міжнародних конвенцій, рекомендацій та кодексів з питань безпеки судноплавства, захисту морського середовища та охорони здоров'я та безпеки моряків. Організація також відповідає за моніторинг та оцінку рівня безпеки міжнародного судноплавства та підтримує постійний діалог з представниками морської галузі та урядів країн-членів.

Найважливіші міжнародні конвенції, розроблені ММО, включають Міжнародну конвенцію про охорону життя на морі (SOLAS), Міжнародну конвенцію про попередження забруднення морського середовища (MARPOL), Міжнародну конвенцію про пошук та порятунок на морі (SAR) та Міжнародну конвенцію про норми забезпечення безпеки на морі (ISM). Конвенції ММО є найважливішими міжнародними стандартами для безпеки та ефективності міжнародної морської торгівлі. Вони мають дуже важливе значення для забезпечення безпеки на морі, зменшення відходів та забруднення морського середовища, покращення умов праці на суднах та забезпечення належної ефективності міжнародної морської торгівлі. Країни-члени ММО зобов'язані ратифікувати ці конвенції та забезпечувати їх виконання на національному

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рівні. Крім того, ММО забезпечує нагляд за виконанням цих конвенцій, розробляє нові стандарти та оновлює існуючі відповідно до розвитку технологій та вимог міжнародного співтовариства.

Охорона праці на суднах регулюється різними міжнародними та національними нормативно-правовими актами та законодавством. Нижче наведено деякі з найбільш важливих документів, які регулюють охорону праці на суднах:

1. Міжнародна конвенція про охорону життя на морі (SOLAS): цей документ містить норми забезпечення безпеки життя та охорони здоров'я моряків на борту судна.

2. Міжнародна конвенція про працю на суднах (MLC): цей документ регулює стандарти охорони праці та умови праці моряків, зокрема щодо здоров'я та безпеки.

3. Міжнародна конвенція про норми забезпечення безпеки на морі (SOLAS): цей документ встановлює стандарти безпеки на борту судна, включаючи вимоги щодо безпеки праці.

4. Кодекс міжнародних стандартів забезпечення безпеки судноплавства та попередження забруднення (ISM Code): цей документ встановлює стандарти управління безпекою на суднах та вимоги щодо охорони здоров'я та безпеки мореплавців.

5. Національне законодавство: кожна країна має власне законодавство, яке регулює охорону праці на суднах, зокрема стандарти безпеки та умови праці моряків.

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна
9ДКРН 50/250

Експлуатація, ремонт та технічне обслуговування суднового двигуна є складними технічними процесами, під час яких можуть мати місце різно-

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

манітні небезпечні та шкідливі фактори для працюючих. Основні небезпечні та шкідливі фактори, які можуть виникнути під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна, включають наступне:

1. Електричні безпеки: робота з електричними системами та обладнанням може стати причиною електротравм та викидів струму.

2. Небезпека пожежі: ремонт та обслуговування суднового двигуна може стати причиною пожеж через викиди гарячої оливи та інших горючих матеріалів, несправність електрообладнання або неправильне використання зварювальних апаратів.

3. Небезпека вибуху: під час технічного обслуговування може виникнути небезпека вибуху від накопичення газів, особливо у випадку протікання палива або мастила.

4. Небезпека вдихання отруйних газів: під час експлуатації та ремонту суднового двигуна можуть виділятися отруйні гази, такі як оксид вуглецю, азотні оксиди, сірководень та інші.

5. Шум та вібрація: робота суднового двигуна супроводжується шумом та вібрацією, які можуть викликати пошкодження слуху та інші фізичні захворювання.

6. Фізичні травми: робота з важким обладнанням та інструментами може стати причиною травм та ушкоджень рук, ніг та інших частин тіла.

7. Викиди в атмосферу: Суднові двигуни працюють на паливі, що може викликати викиди шкідливих речовин, таких як оксиди азоту, діоксид вуглецю, сірчистий ангідрид та інші, що шкодять навколишньому середовищу та здоров'ю людей.

8. Радіаційна небезпека: Суднові двигуни можуть містити джерела радіації, такі як радіовипромінювальні елементи. Це може створювати радіаційну небезпеку для моряків, які працюють з двигунами або знаходяться поруч з ними.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

9. Висока температура. Під час роботи суднового двигуна виникає значна кількість тепла, що може призвести до опіків, гострих респіраторних захворювань та інших негативних наслідків для здоров'я.

Правила яких потрібно дотримуватись при ремонті та технічному обслуговуванні суднового двигуна 9ДКРН 50/250

Для того, щоб уникнути небезпечних та шкідливих факторів, які можуть мати місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна, можна дотримуватися наступних правил:

1. Використання екологічно чистих палив та технологій: для зменшення викидів шкідливих речовин можна використовувати біопаливо або інші екологічно чисті види палива. Також можна використовувати технології очищення вихлопних газів.

2. Захист від шуму та вібрації: для захисту моряків від шуму та вібрації можна встановлювати звукоізоляцію та віброгасники на двигунах та інших пристроях.

3. Використання безпечних матеріалів та технологій: для зменшення радіаційної небезпеки можна використовувати безпечні матеріали та технології, а також дотримуватися вимог щодо захисту від радіації.

4. Запобігання пожежам: для запобігання пожежам необхідно дотримуватися правил безпеки під час зберігання, перевезення та використання палива та мастильних матеріалів. Також слід регулярно проводити перевірку та обслуговування електричних систем та інших пристроїв, які можуть спричинити пожежу.

5. Захист від хімічної небезпеки: для захисту моряків від хімічної небезпеки необхідно дотримуватися вимог щодо зберігання та використання хімічних

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

речовин. Також слід використовувати спеціальний захист (наприклад, захисні окуляри, рукави).

6. Електричний струм: переконатись, що всі прилади та обладнання, що використовуються під час ремонту, мають правильно заземлення.

Перед проведенням робіт завжди вимикайте живлення.

Не допускайте зв'язку між електричними проводами та металевими предметами, що знаходяться неподалік.

7. Небезпека вибуху: перед ремонтом або обслуговуванням двигуна впевніться, що всі приміщення та зони в радіусі 5 метрів від двигуна повністю очищені від горючих матеріалів та інших легкозаймистих речовин.

Не допускайте використання вогню та джерел відкритого вогню в районах, де проводяться роботи з паливними системами або там, де можлива небезпека вибуху.

8. Небезпека вдихання отруйних газів: завжди використовуйте респіратор або маску, якщо є підозра на наявність отруйних газів.

Переконатись, що приміщення, де здійснюються роботи, мають достатнє провітрювання.

Перед роботою завжди перевіряйте якість повітря.

9. Фізичні травми: переконайтеся, що працівники мають відповідний одяг та засоби індивідуального захисту, такі як захисні окуляри, рукавиці та шоломи.

Встановіть захисні бар'єри або відповідні шахти, щоб запобігти доступу до небезпечних деталей.

10. Висока температура: при роботі з судновим двигуном можуть виникнути небезпечні ситуації, пов'язані з високою температурою. Основні причини високої температури можуть бути пов'язані з перевищенням нормальної температури роботи двигуна, некоректним розташуванням або блокуванням систем охолодження, забрудненням повітряних фільтрів та іншими причинами.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Щоб уникнути небезпек, пов'язаних з високою температурою при роботі з судновим двигуном, необхідно дотримуватися наступних правил:

перевіряйте рівень рідини в системі охолодження та правильність її складу;

регулярно очищуйте повітряні фільтри та системи охолодження;

уникайте роботи з двигуном в приміщеннях з обмеженою вентиляцією;

використовуйте ізольовані рукавиці та інші захисні засоби при необхідності роботи з гарячими деталями;

ретельно перевіряйте стан і якість електрообладнання;

забезпечуйте належне зберігання палива та мастильних матеріалів, щоб уникнути їх підпалу.

Дотримуючись цих правил, можна значно зменшити ризик виникнення небезпечних ситуацій, пов'язаних з високою температурою при роботі з судновим двигуном.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 9ДКРН 50/250.

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

В 4 розділі було розраховано та спроектовано відцентровий насос системи охолодження. Запропонований насос має високі показники коефіцієнтів корисної дії та спроектований за сучасним математичним моделюванням.

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

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

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, відцентровий насос, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна.

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згорання : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. MAN 9GME50 C9.6: Project guide for marine applications. Marine. MAN Energy Solutions, 86224 Augsburg, Germany, 2007, 600 p.
3. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згорання : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
4. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.
5. Конспект лекцій до курсу «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згорання». Мітрофанов А.С. 2022. (Електронна версія, надається всім слухачам курсу, є на сайті університету).
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. [International Convention for the Safety of Life at Sea](#) (SOLAS)
8. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації [ІМО](#) і [МАРПОЛ](#). Одеса, 2008. 80 с.
9. [ДСТУ 7239:2011](#) Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.
10. [Правил контролю суден](#) з метою забезпечення безпеки мореплавства

					КРБ.142.4221.23.07.00.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		