

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН

17,5/21,5

(MAN 12V175D-MA)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти

С. Г. Забродін

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

Забродіну Сергію Георгійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок допоміжного судового двигуна типу 12ЧН 17,5/21,5
(MAN 12V175D-MA)

2. Керівник роботи к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Судовий двигун - MAN 12V175D, потужність двигуна –
2220 кВт; частота обертання колінчатого валу – 750 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 12ЧН 17,5/21,5; Розрахунок робочого циклу
двигуна 12ЧН 17,5/21,5; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проєкт
відцентрового насосу системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 12ЧН
17,5/21,5; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Двигун 12ЧН 17,5/21,5; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки;
Відцентровий насос системи охолодження; Схеми систем двигуна 12ЧН 17,5/21,5

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

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 2220 кВт та 750 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 12СН 17,5/21,5 (MAN 12V175D).

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 68 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 7 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А4.

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

The qualification work presents the results of calculating a marine internal combustion engine with a power of 2220 kW and 750 min⁻¹. The 12СН 17,5/21,5 engine (MAN 12V175D) was chosen as the base engine.

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

The qualification work is executed in Ukrainian language on 68 pages of explanatory note. Nine sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A4.

Key words: internal combustion engine, fuel, centrifugal pump, cooling system.

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	6
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 12ЧН 17,5/21,5.....	7
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 12ЧН 17,5/21,5.....	12
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	12
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна...	13
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	15
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	22
Розділ 4. Проект відцентрового насоса системи охолодження.....	27
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 12ЧН 17,5/21,5.....	34
5.1 Паливна система.....	34
5.2 Система змащення.....	41
5.3 Система охолодження.....	47
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу.....	54
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	58
Висновки.....	67
Список використаної літератури.....	68
Додаток А. Двигун 12ЧН 17,5/21,5.....	69
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	70
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження.....	71
Додаток Г. Схеми систем двигуна 12ЧН 17,5/21,5.....	72

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. [1].

Згідно із завданням до кваліфікаційної роботи необхідно розрахувати сучасний 4-тактний судновий середньообертовий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 12ЧН 17,5/21,5 (MAN 12V175D).

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 12ЧН 17,5/21,5

12ЧН 17,5/21,5 – чотирьохтактний середньообертовий двигун фірми MAN (рис. 1.1), потужністю 2220 кВт та частотою обертання становить 750 хв⁻¹. Швидкість поршня складає 7,5 м/с, діаметр циліндра – 175 мм, хід поршня – 215 мм [2].

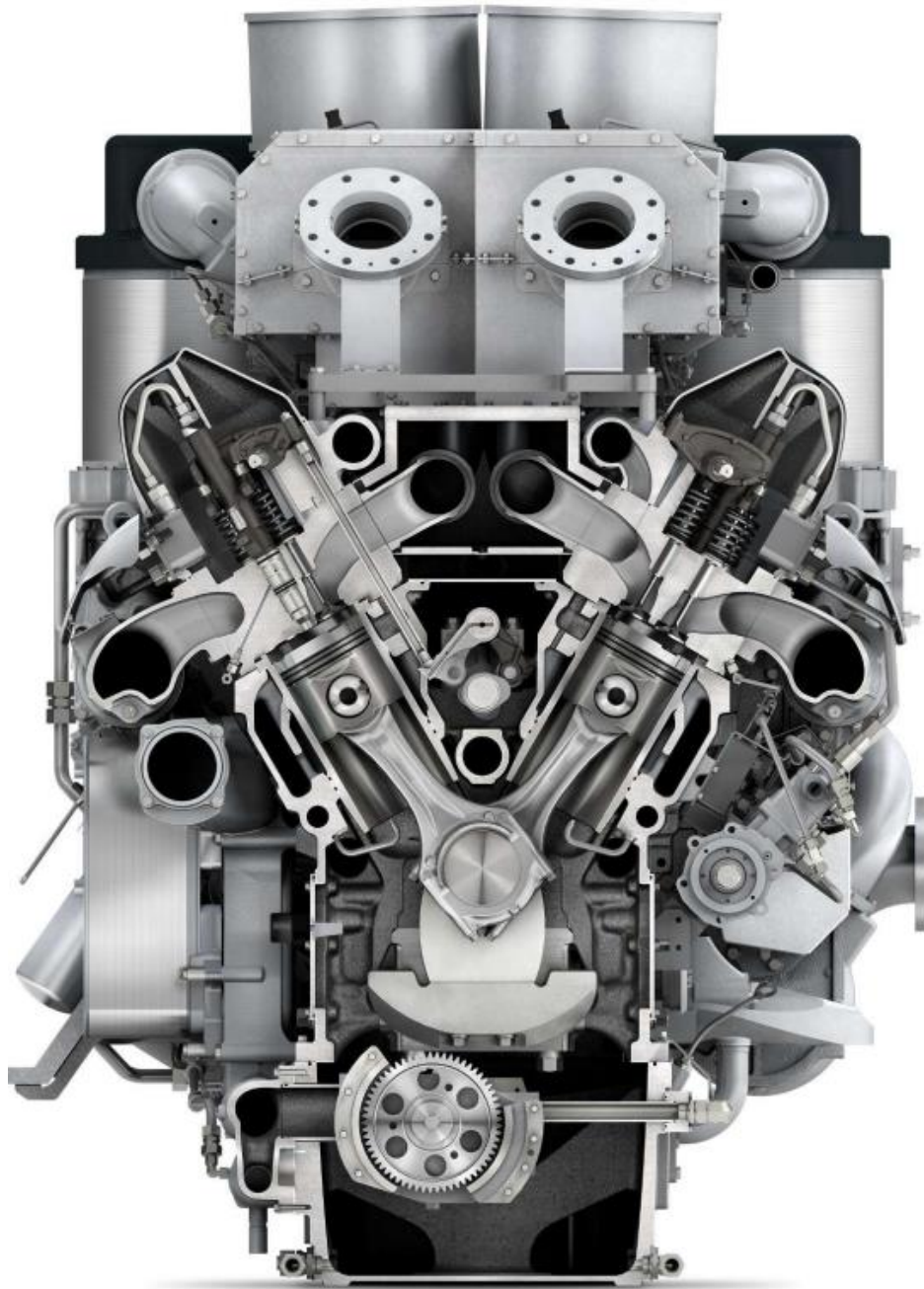


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 12ЧН 17,5/21,5

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Поршень (рис. 1.2) - двокомпонентна конструкція з легким корпусом і головкою з легованої сталі. Пакет із трьох кілець складається з двох хромоке-рамічних компресійних кілець і маслоконтрольного кільця. Загартований поршневий штифт повністю плаває та утримується стопорним кільцем на кожному кінці. Мاستило подається від шатуна через отвори в поршковому пальці та поршні до охолоджувальної камери в днищі поршня. Потім масло виливається через отвори в нижній частині днища поршня назад у піддон.

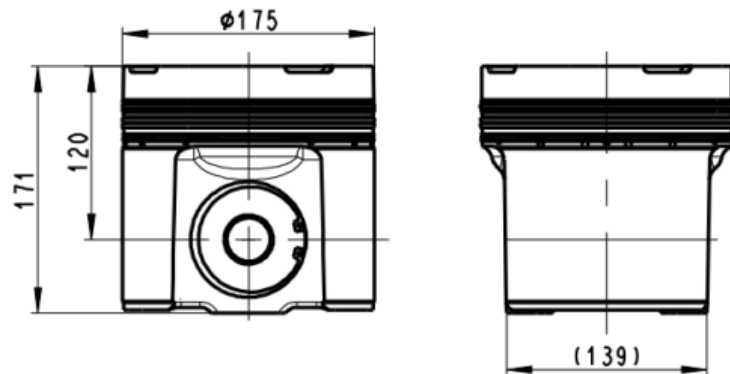


Рисунок 1.2 – Поршень

Шатуни (рис. 1.3) з кованої високоміцної легованої сталі; штанги мають похило розділені великі кінці, які несуть повністю рифлені підшипники з кришкою, закріпленою чотирма шпильками з гідравлічним натягом.

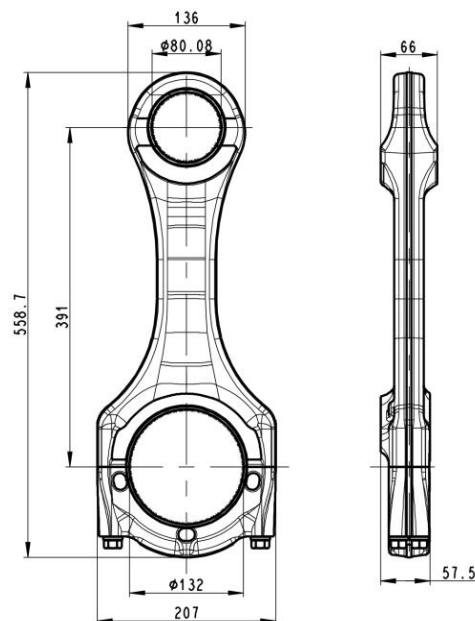


Рисунок 1.3 – Шатун

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Колінчастий вал виготовлено з високоміцної штампованої сталі NiCrMo.

Втулка циліндрів (рис. 1.4) окремі блоки з глибокими фланцями, стратегічно охолоджені окремою водяною сорочкою, що дозволяє використовувати сухий картер, зменшуючи загальну вагу. Ходові поверхні відточені та оброблені для покращення утримування масла протягом усього терміну служби вкладиша; ріжуче кільце встановлено у верхній частині вкладиша, щоб усунути накопичення нагару на головках поршня та мінімізувати споживання мастила.

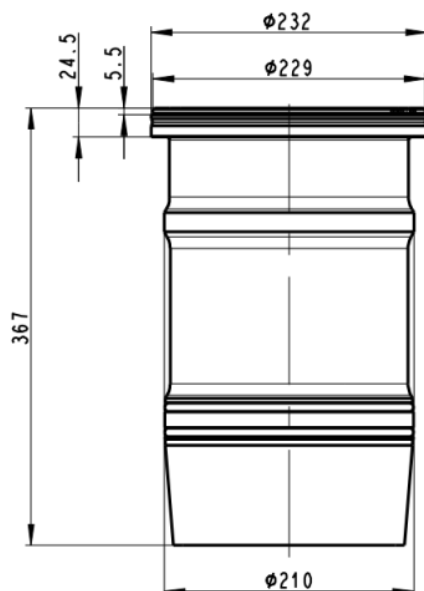


Рисунок 1.4 – Втулка циліндра

Кришка циліндрів. (рис. 1.5) Окремі головки мають товсту поверхню згоряння, що містить отвори для охолоджуючої рідини. Два впускних і два випускних клапани, усі з охолодженими сідлами, оточують центральну паливну форсунку. Подвійні входні порти підключаються безпосередньо до повітряного колектора, тоді як один тандемний випускний отвір у верхній частині забезпечує легкість обслуговування. Головки утримуються на місці чотирма шпильками з гідравлічним натягом.

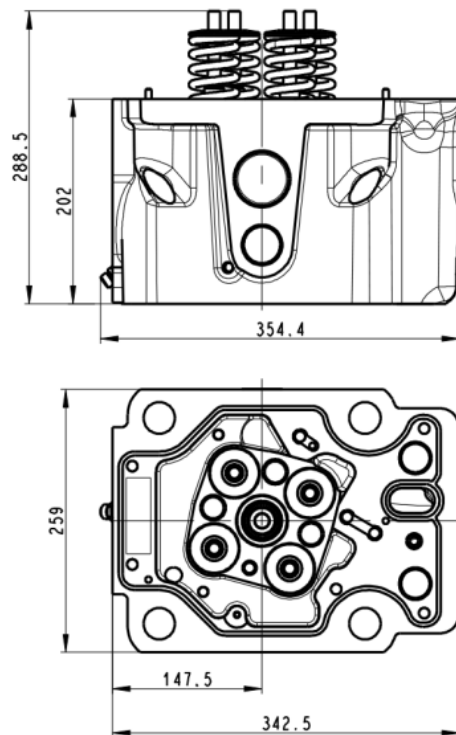


Рисунок 1.5 – Головки циліндрів

Картер двигуна виготовлений із чавуну зі сфероїдним графітом і містить опорні підшипники, що утримуються двома вертикальними шпильками та двома поперечними болтами з кожного боку для загальної жорсткості. Кришки корінних підшипників закріплені шпильками з гідравлічним натягом для забезпечення максимальної цілісності системи картера. V-подібний кут 52° мінімізує торсійні ефекти та дозволяє розташувати проміжний охолоджувач між рядами циліндрів, зменшуючи навантаження звису та мінімізуючи висоту двигуна. Оглядові кришки з обох боків двигуна забезпечують доступ до внутрішніх компонентів, а окремі кришки містять запобіжні клапани від вибуху. Кріплення двигуна на антивібраційній опорі або твердому кріпленні здійснюється за допомогою окремих болтових ніжок.

Підшипники. Головні підшипники великого розміру мають легко замінні тонкостінні алюмінієво-олов'яні корпуси зі сталеву підкладкою.

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

Розподільні вали - модульна конструкція з одним кулачковим елементом на циліндр; вони порожнисті та утворюють основне джерело мастила для двигуна. Оптимізовані профілі кулачків для вприскування палива з електронним керуванням мінімізують напруги Герца, підвищуючи надійність і подовжуючи термін служби компонентів. Привід розподільного вала розташований на вільному кінці двигуна; Шестерня колінчастого вала приводиться в рух через складну проміжну шестерню для кожного розподільного вала.

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 12ЧН 17,5/21,5

Розрахунок номінального режиму роботи двигуна за методикою Гріневецького-Мазінга. Завдяки цьому методу ми можемо визначити реальні показники двигуна MAN 12V175D. Розрахунок виконаний у Mathcad, а індикаторні діаграми були виконані у Microsoft Excel.

2.1. Вихідні дані

Ефективна потужність, кВт	$N_e = 2220$
Частота обертання, хв^{-1}	$n = 1800$
Тиск навколишнього середовища, Мпа	$P_0 = 0,1013$
Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
Тиск повітря за компресором, Мпа	$P_k = 0,40$
Коефіцієнт продування	$\phi_a = 1,1$
Коефіцієнт залишкових газів	$y_r = 0,03$
Коефіцієнт використання теплоти в точці z	$\epsilon_z = 0,9$
Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\epsilon_b = 0,95$
Ступінь стиснення	$\epsilon = 15$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,202$
Підігрів заряду від стінок циліндру, К	$\Delta T_a = 16$
Частка ходу поршня, втрачена на газообмін	$\phi_n = 0,08$
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 1$
Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,91$
Адіабатний ККД компресора турбокомпресора	$\eta_{k.ad} = 0,71$
Втрата тиску в охолоджувачі повітря, Мпа	$\Delta P_{ox} = 0,005$
ККД системи охолодження повітря	$\eta_0 = 0,75$
Температура надлишкових газів, К	$T_r = 800$
Масовий склад палива (кг/кг):	

$$C = 0,865$$

$$H = 0,132$$

$$S = 0$$

$$O = 0,003$$

Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг

$$Q_H = 42700$$

Число циліндрів

$$i = 12$$

Діаметр циліндра, м

$$D_c = 0,5$$

Хід поршня, м

$$S_c = 2,5$$

Коефіцієнт тактності

$$z = 0,5$$

Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні

$$\alpha = 1,90$$

Показник адіабати для повітря

$$k_e = 1,4$$

Механічний ККД турбокомпресора

$$\eta_{t.m} = 0,97$$

Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора

$$\eta_{t.ad} = 0,89$$

Коефіцієнт втрат тиску на впуски

$$\varepsilon_{ga} = 0,97$$

Відношення тиску перед турбиною к тиску за компресором

$$\psi_t = 0,725$$

2.2 Розрахунок робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Температура повітря за компресором	T_k	К	491,539
Температура повітря в ресивері	T_s	К	342,635
Температура заряду до кінця процесу наповнення	T_a	К	371,49
Тиск повітря перед двигуном	P_s	МПа	0,395
Тиск заряду до кінця процесу наповнення	P_a	МПа	0,383
Коефіцієнт наповнення	η_H		0,856
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)	0,002517 19,279
Середній показник політропи	n_1		1,358

стиснення			
Тиск в кінці стиснення	P_c	МПа	15,171
Температура в кінці стиснення	T_c	К	980,629
Справжня кількість повітря для згорання кмоль	L	кг	0,95
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0348
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0338
Частка палива, що згоріла в точці z	x_z		0,947
Коефіцієнт молекулярної змін в точці z	β_z		1,032
Середня мольна ізохорна теплосмність в точці z	ΔM m a_{vz} b_z	кДж/(моль*К)	0,0331 1,067 19,883 0,00307
Середня мольна ізохорна теплосмність в точці b	a_{vb} b_b	кДж/(моль*К)	19,915 0,00309
Максимальна температура згорання	T_z	К	1999,18
Максимальний тиск згорання	P_z	МПа	18,236
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,75
Ступінь подальшого розширення	δ		8,569
Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення	n_2 T_b	К К	1,26 1142,424
Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,216
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	2,851
Індикаторна питома витрата палива	b_i	кг / (кВт · год)	0,173
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,622
Індикаторний ККД	η_i		0,487
Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,216
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,386
Ефективний ККД двигуна	η_e		0,443
Питома ефективна витрата палива	b_e	кг/(кВт · год)	0,1904
Ефективна потужність двигуна	N_e		2223,119
Порівняння заданої і отриманої	ΔN	%	0,14

ефективної потужності двигуна			
Витрата повітря через компресор	G	Дж/(кг·К)	3,521
Витрата газів через турбіну	G _t	кг / с	3,639
Тиск газу перед турбіною	P _r	МПа	0,29
Температура газу перед турбіною	T _t	К	849,516
Загальна кількість продуктів згоряння	M _s	к·моль	0,975
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R _t	Дж/(кг·К)	287,687
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k _t		1,369
Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі	Пк		3,955
Дійсне тиск наддуву	P _{kd}	МПа	0,4006
Порівнення заданого і отриманого тиску наддуву	ΔP _k	%	0,15

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:

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

Для Т – 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	-	1,358
Показник політропи розширення	n_2	-	1,26
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	-	1,202
Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,75
Тиск в кінці наповнення	p_a	Мпа	0,383
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	371,49
Коефіцієнт молекулярної зміни	β_z	-	1,032
коефіцієнти газу в кінці стиснення	a_{vc}	-	19,279
	b_c	-	0,002517
коефіцієнти газу у точці z	a_{vz}	-	19,883
	b_z	-	0,00307
коефіцієнти газу в точці b	a_{vb}	-	19,915

	b_b	-	0,00309
Тиск навколишнього середовища	p_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	293
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	18,20686	1177,314	23,49764363	1,080829
1	17,69691	1144,339	23,39640965	0,275372
1	17,18696	1111,363	23,29517568	-0,54368
1	16,677	1078,388	23,1939417	-1,37725
1	16,16705	1045,413	23,09270772	-2,22632
1	15,6571	1012,438	22,99147375	-3,09199
1	15,14714	979,4625	22,89023977	-3,97546
1,285714	10,76744	895,1876	21,5321873	-5,46214
1,571429	8,199032	833,133	21,37599566	-5,50378
1,857143	6,534897	784,7678	21,25426056	-5,51316
2,142857	5,380739	745,5765	21,15561612	-5,50435
2,428571	4,539669	712,9059	21,07338404	-5,48476
2,714286	3,903251	685,0766	21,0033377	-5,4586
3	3,407219	660,9649	20,94264862	-5,42838
3,285714	3,011254	639,7854	20,88933987	-5,3957
3,571429	2,688879	620,9696	20,84198061	-5,36156
3,857143	2,422043	604,0942	20,79950511	-5,32665
4,142857	2,198049	588,8361	20,76110042	-5,29142
4,428571	2,007727	574,9438	20,7261336	-5,25617
4,714286	1,844301	562,2182	20,69410323	-5,22112
5	1,702666	550,499	20,66460599	-5,18642
5,285714	1,578905	539,6556	20,63731312	-5,15216
5,571429	1,469969	529,5802	20,61195345	-5,11841
5,857143	1,373452	520,1831	20,58830098	-5,08521
6,142857	1,28743	511,3888	20,56616554	-5,05259
6,428571	1,210351	503,133	20,5453858	-5,02056
6,714286	1,140946	495,3611	20,52582379	-4,98912

7	1,078171	488,0257	20,50736071	-4,95828
7,285714	1,021159	481,0861	20,48989362	-4,92803
7,571429	0,969186	474,5065	20,47333278	-4,89835
7,857143	0,92164	468,2557	20,45759955	-4,86924
8,142857	0,878003	462,3062	20,44262465	-4,84069
8,428571	0,837832	456,6336	20,4283468	-4,81268
8,714286	0,800748	451,2163	20,41471152	-4,7852
9	0,766424	446,035	20,4016702	-4,75823
9,285714	0,734577	441,0724	20,38917931	-4,73175
9,571429	0,70496	436,313	20,37719973	-4,70576
9,857143	0,677356	431,7426	20,36569617	-4,68023
10,14286	0,651576	427,3487	20,35463673	-4,65516
10,42857	0,627453	423,1198	20,34399245	-4,63053
10,71429	0,60484	419,0453	20,333737	-4,60633
11	0,583606	415,1158	20,32384636	-4,58254
11,28571	0,563633	411,3224	20,31429857	-4,55915
11,57143	0,544818	407,6573	20,30507351	-4,53615
11,85714	0,527067	404,1131	20,2961527	-4,51352
12,14286	0,510297	400,683	20,28751912	-4,49126
12,42857	0,494432	397,3608	20,27915709	-4,46936
12,71429	0,479405	394,1407	20,27105212	-4,44779
13	0,465153	391,0174	20,26319078	-4,42656
13,28571	0,451621	387,986	20,25556064	-4,40566
13,57143	0,438758	385,0418	20,24815014	-4,38507
13,85714	0,426518	382,1806	20,24094852	-4,36478
14,14286	0,41486	379,3984	20,23394578	-4,34479
14,42857	0,403743	376,6915	20,22713256	-4,32509
14,71429	0,393134	374,0565	20,22050013	-4,30567
15	0,383	371,49	21,06591304	-4,08433
16,2	0,549407	525,5871	21,54299766	3,389379
16,2	0,715813	679,6842	22,02008227	9,267702
16,2	0,88222	833,7813	22,49716689	14,22738
16,2	1,048627	987,8784	22,9742515	18,59582
15	1,215033	1141,975	23,45133612	22,55565
14,735	1,24263	1147,28	23,4677593	22,53854
14,47	1,271372	1152,706	23,48455891	22,5214
14,205	1,301329	1158,259	23,50175073	22,50421
13,94	1,332576	1163,944	23,51935148	22,48698
13,675	1,365195	1169,767	23,53737895	22,46973
13,41	1,399274	1175,734	23,55585205	22,45245
13,145	1,43491	1181,851	23,57479095	22,43515
12,88	1,472208	1188,126	23,59421713	22,41785

12,615	1,511281	1194,565	23,61415356	22,40055
12,35	1,552254	1201,177	23,63462479	22,38326
12,085	1,595263	1207,971	23,65565711	22,366
11,82	1,640458	1214,954	23,67727872	22,34877
11,555	1,688002	1222,138	23,6995199	22,3316
11,29	1,738076	1229,533	23,72241325	22,31449
11,025	1,790878	1237,149	23,74599389	22,29747
10,76	1,846629	1245	23,77029972	22,28056
10,495	1,905571	1253,098	23,79537175	22,26378
10,23	1,967976	1261,458	23,82125442	22,24715
9,965	2,034144	1270,096	23,84799598	22,23071
9,7	2,104412	1279,027	23,87564893	22,21448
9,435	2,179156	1288,272	23,90427055	22,19851
9,17	2,2588	1297,85	23,93392343	22,18284
8,905	2,343821	1307,783	23,96467619	22,16751
8,64	2,434758	1318,096	23,99660423	22,15257
8,375	2,532225	1328,815	24,02979063	22,1381
8,11	2,636919	1339,97	24,06432724	22,12415
7,845	2,749641	1351,594	24,10031588	22,11081
7,58	2,871309	1363,724	24,13786982	22,09818
7,315	3,002984	1376,4	24,17711558	22,08635
7,05	3,145899	1389,669	24,21819493	22,07545
6,785	3,301492	1403,581	24,26126746	22,06562
6,52	3,471452	1418,196	24,30651359	22,05704
6,255	3,657773	1433,578	24,35413831	22,04989
5,99	3,862828	1449,805	24,40437569	22,0444
5,725	4,08946	1466,962	24,45749454	22,04086
5,46	4,341106	1485,15	24,5138055	22,03958
5,195	4,621951	1504,486	24,5736699	22,04096
4,93	4,937146	1525,107	24,63751124	22,04548
4,665	5,293099	1547,174	24,70582986	22,0537
4,4	5,697873	1570,879	24,77922228	22,06636
4,135	6,161748	1596,456	24,8584069	22,08434
3,87	6,698033	1624,186	24,94425866	22,10875
3,605	7,324238	1654,418	25,03785687	22,14105
3,34	8,063852	1687,588	25,14055245	22,18308
3,075	8,949077	1724,252	25,25406469	22,23729
2,81	10,0252	1765,131	25,38062463	22,30701
2,545	11,35786	1811,18	25,52319421	22,39679
2,28	13,04563	1863,706	25,68581439	22,51312
2,015	15,24321	1924,549	25,87418403	22,66553
1,75	18,20686	1996,414	26,01228113	22,70674

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

1,625	18,20686	1859,897	25,59317488	19,50079
1,5	18,20686	1723,381	25,17406863	16,17329
1,375	18,20686	1586,864	24,75496238	12,70154
1,25	18,20686	1450,347	24,33585613	9,056415
1,125	18,20686	1313,831	23,91674988	5,199858
1	18,20686	1177,314	23,49764363	1,080829

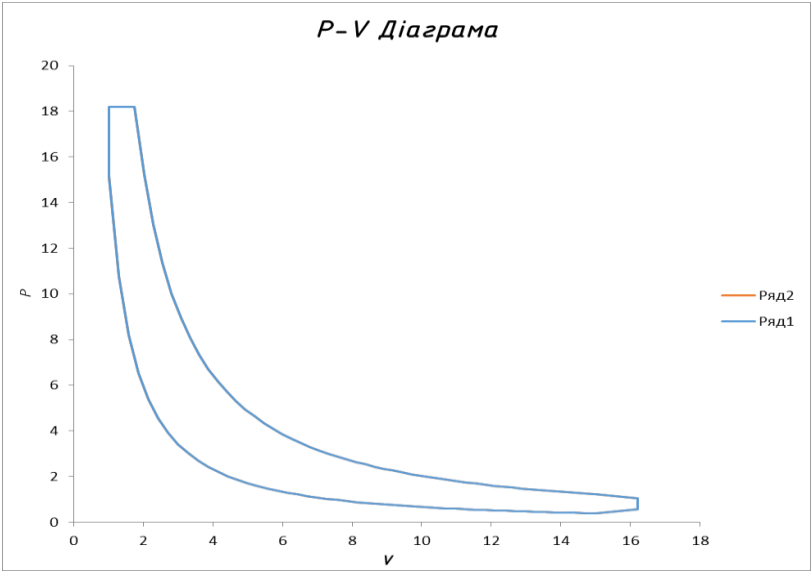


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма в P-V координатах

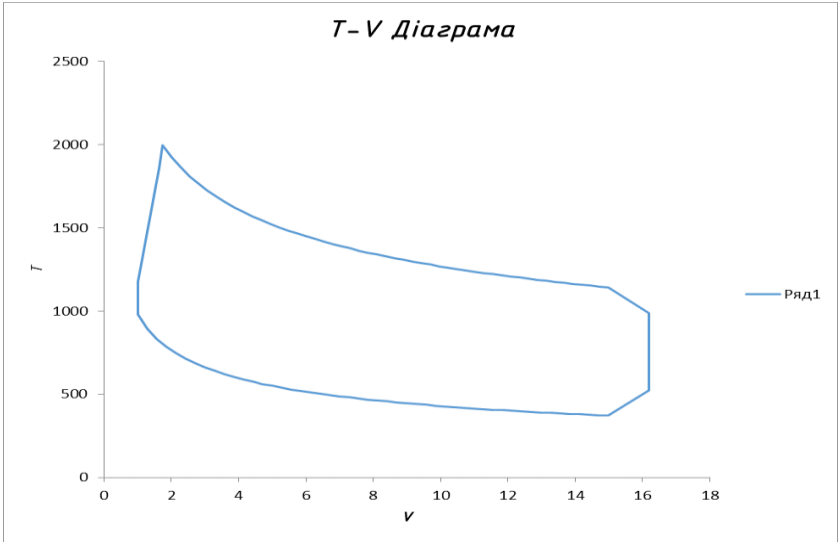


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма в T-V діаграма

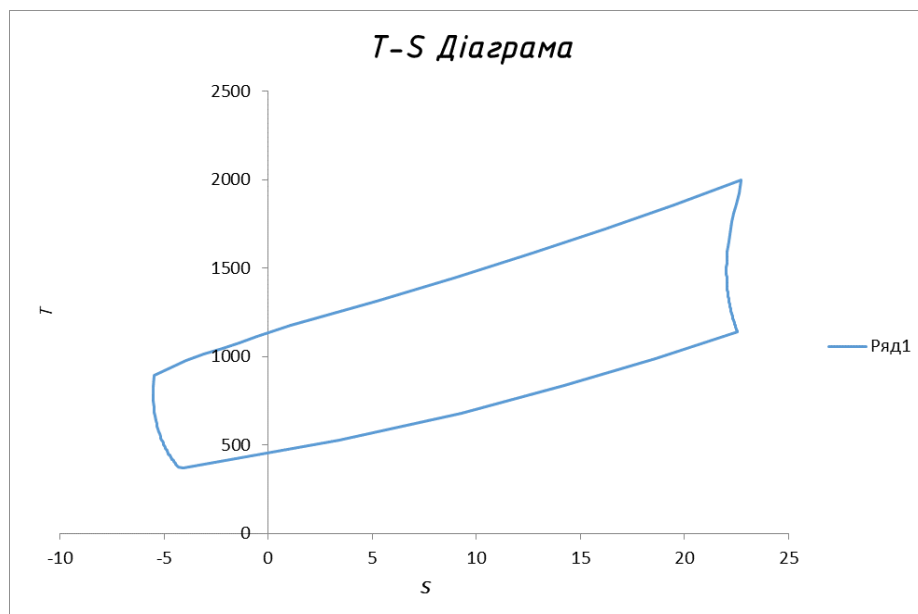


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма в T-S діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Діаграми динаміки будуються задля визначення сил у КШМ на будь-якому куті обертання колінчастого валу. Ці діаграми потім застосовують при розрахунках на міцність основних деталей КШМ, а також для розрахунків на врівноваженість. Діаграми будуються на підставі розрахунку робочого циклу та з урахуванням зміни дії визначених сил під час руху колінчастого валу. Сили, що діють у КШМ, поділяються на: P_g – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, R_{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).

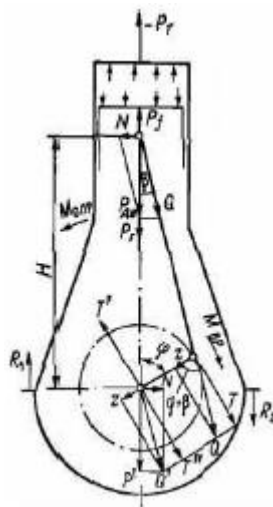


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

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.

					<i>КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

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

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

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

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,175
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	1800
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	18,236
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,383
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,4
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,306
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,274
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	25
Радіус кривошипа	м	r	0,066
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,358
Показник політропи розширення		n_2	1,26
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,75
Кількість циліндрів		i	12
Угловая скорость кривошипа	с	ω	188,4
Приведена маса шатуна	кг	mrш	55

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T	Q	v	j
0	0	0,4000	-3,1036	-2,7036	0,0000	-2,7036	0,0000	-2,70	0,00	2785,40
15	0,261799	0,4000	-2,9312	-2,5312	-0,1798	-2,3984	-0,8288	-2,54	4,07	2646,26
30	0,523599	0,4000	-2,4435	-2,0435	-0,2817	-1,6289	-1,2657	-2,06	7,69	2250,17
45	0,785398	0,4000	-1,7226	-1,3226	-0,2595	-0,7517	-1,1187	-1,35	10,50	1656,50
60	1,047198	0,4000	-0,8843	-0,4843	-0,1171	-0,1407	-0,4780	-0,50	12,24	949,94
75	1,308997	0,4000	-0,0524	0,3476	0,0942	-0,0010	0,3601	0,36	12,86	222,88
90	1,570796	0,4000	0,6675	1,0675	0,3000	-0,3000	1,0675	1,11	12,43	-442,76
105	1,832596	0,4000	1,2086	1,6086	0,4360	-0,8374	1,4409	1,67	11,16	-989,76
120	2,094395	0,4000	1,5518	1,9518	0,4720	-1,3847	1,4543	2,01	9,29	-1392,70
135	2,356194	0,4000	1,7226	2,1226	0,4165	-1,7954	1,2064	2,16	7,09	-1656,50
150	2,617994	0,4000	1,7760	2,1760	0,3000	-2,0345	0,8282	2,20	4,74	-1807,41
165	2,879793	0,4000	1,7750	2,1750	0,1545	-2,1409	0,4137	2,18	2,37	-1879,38
180	3,141593	0,3830	1,7686	2,1516	0,0000	-2,1516	0,0000	2,15	0,00	-1899,88
195	3,403392	0,3891	1,7750	2,1642	-0,1537	-2,1302	-0,4116	2,17	-2,37	-1879,38
210	3,665191	0,4086	1,7760	2,1846	-0,3012	-2,0425	-0,8315	2,21	-4,74	-1807,41
225	3,926991	0,4451	1,7226	2,1677	-0,4253	-1,8335	-1,2320	2,21	-7,09	-1656,50
240	4,18879	0,5060	1,5518	2,0578	-0,4977	-1,4599	-1,5333	2,12	-9,29	-1392,70
255	4,45059	0,6054	1,2086	1,8140	-0,4916	-0,9444	-1,6250	1,88	-11,16	-989,76
270	4,712389	0,7712	0,6675	1,4387	-0,4044	-0,4044	-1,4387	1,49	-12,43	-442,76
285	4,974188	1,0610	-0,0524	1,0086	-0,2734	-0,0030	-1,0450	1,04	-12,86	222,88
300	5,235988	1,6063	-0,8843	0,7220	-0,1746	0,2098	-0,7125	0,74	-12,24	949,94
315	5,497787	2,7321	-1,7226	1,0095	-0,1981	0,5738	-0,8539	1,03	-10,50	1656,50
330	5,759587	5,2646	-2,4435	2,8211	-0,3889	2,2487	-1,7474	2,85	-7,69	2250,17
345	6,021386	10,5766	-2,9312	7,6454	-0,5431	7,2443	-2,5034	7,66	-4,07	2646,26
360	6,283185	15,1471	-3,1036	12,0435	0,0000	12,0435	0,0000	12,04	0,00	2785,40
375	6,544985	18,2360	-2,9312	15,3048	1,0872	14,5019	5,0113	15,34	4,07	2646,26
390	6,806784	13,8456	-2,4435	11,4021	1,5719	9,0886	7,0624	11,51	7,69	2250,17

405	7,068583	7,5336	-1,7226	5,8109	1,1402	3,3027	4,9152	5,92	10,50	1656,50
420	7,330383	4,6023	-0,8843	3,7179	0,8992	1,0803	3,6694	3,83	12,24	949,94
435	7,592182	3,1324	-0,0524	3,0800	0,8347	-0,0091	3,1911	3,19	12,86	222,88
450	7,853982	2,3298	0,6675	2,9973	0,8424	-0,8424	2,9973	3,11	12,43	-442,76
465	8,115781	1,8612	1,2086	3,0698	0,8320	-1,5982	2,7499	3,18	11,16	-989,76
480	8,37758	1,5757	1,5518	3,1275	0,7564	-2,2188	2,3303	3,22	9,29	-1392,70
495	8,63938	1,3990	1,7226	3,1216	0,6125	-2,6404	1,7742	3,18	7,09	-1656,50
510	8,901179	1,2923	1,7760	3,0683	0,4230	-2,8687	1,1678	3,10	4,74	-1807,41
525	9,162979	1,2350	1,7750	3,0101	0,2138	-2,9629	0,5725	3,02	2,37	-1879,38
540	9,424778	1,2170	1,7686	2,9856	0,0000	-2,9856	0,0000	2,99	0,00	-1899,88
555	9,686577	0,3060	1,7750	2,0810	-0,1478	-2,0484	-0,3958	2,09	-2,37	-1879,38
570	9,948377	0,3060	1,7760	2,0820	-0,2870	-1,9466	-0,7924	2,10	-4,74	-1807,41
585	10,21018	0,3060	1,7226	2,0286	-0,3980	-1,7159	-1,1530	2,07	-7,09	-1656,50
600	10,47198	0,3060	1,5518	1,8578	-0,4493	-1,3180	-1,3843	1,91	-9,29	-1392,70
615	10,73377	0,3060	1,2086	1,5146	-0,4105	-0,7885	-1,3567	1,57	-11,16	-989,76
630	10,99557	0,3060	0,6675	0,9735	-0,2736	-0,2736	-0,9735	1,01	-12,43	-442,76
645	11,25737	0,3060	-0,0524	0,2536	-0,0687	-0,0008	-0,2627	0,26	-12,86	222,88
660	11,51917	0,3060	-0,8843	-0,5783	0,1399	-0,1680	0,5708	-0,59	-12,24	949,94
675	11,78097	0,3060	-1,7226	-1,4166	0,2779	-0,8051	1,1982	-1,44	-10,50	1656,50
690	12,04277	0,3060	-2,4435	-2,1375	0,2947	-1,7038	1,3240	-2,16	-7,69	2250,17
705	12,30457	0,3060	-2,9312	-2,6252	0,1865	-2,4875	0,8596	-2,63	-4,07	2646,26
720	12,56637	0,3060	-3,1036	-2,7976	0,0000	-2,7976	0,0000	-2,80	0,00	2785,40

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град	60			
--------------------	----	--	--	--

j°	T _Σ												T _Σ	T ^{ср} _Σ
	Номер циліндра													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
0	0,000	-1,874	3,304	0,000	-3,383	0,684	0,00	2,27	4,18	0,00	-3,23	1,97	3,92	6,53
15	-2,364	0,273	2,773	-0,952	-3,357	1,477	3,48	3,10	3,34	-0,94	-3,09	3,53	7,28	6,53
30	-3,687	2,135	1,910	-1,913	-2,507	0,674	4,64	4,07	2,25	-1,87	-2,04	3,75	7,40	6,53
45	-3,450	3,173	0,954	-2,799	-0,958	-0,968	2,58	4,48	1,11	-2,72	-0,18	2,40	3,63	6,53
60	-1,874	3,304	0,000	-3,383	0,684	0,000	2,27	4,18	0,00	-3,23	1,97	0,00	3,92	6,53
													26,14	

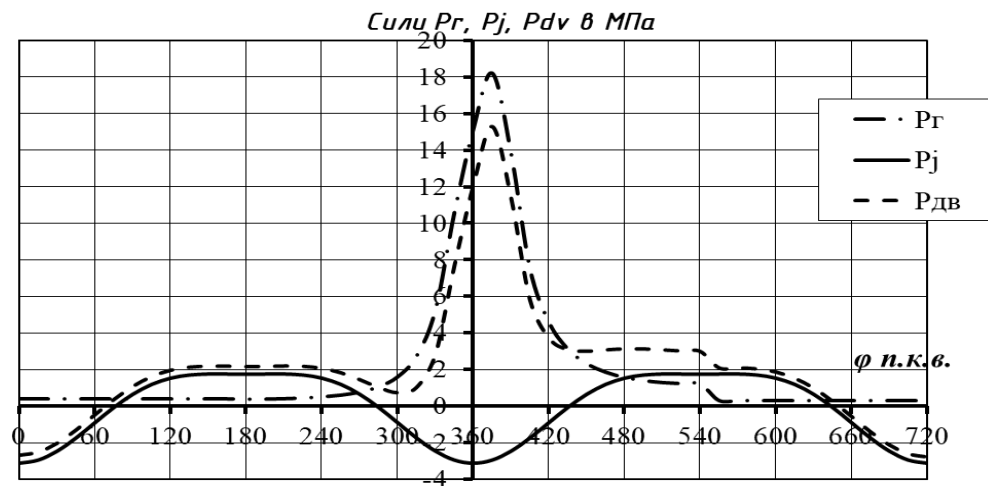


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

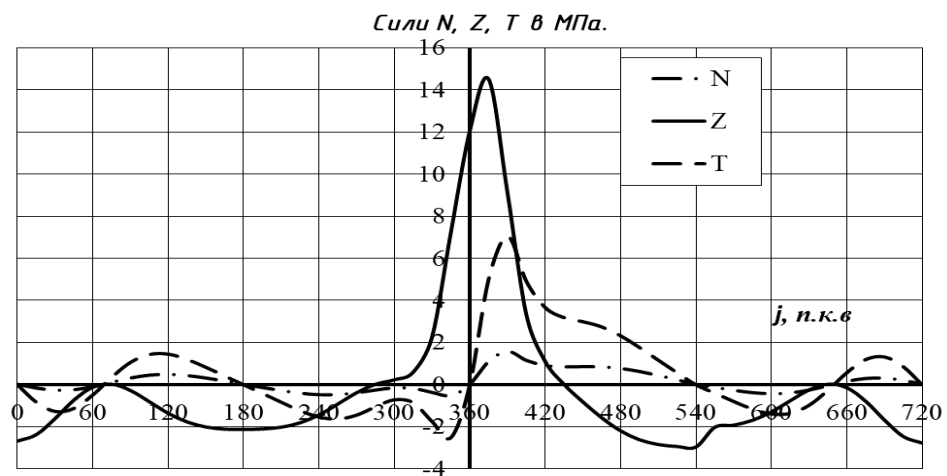


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

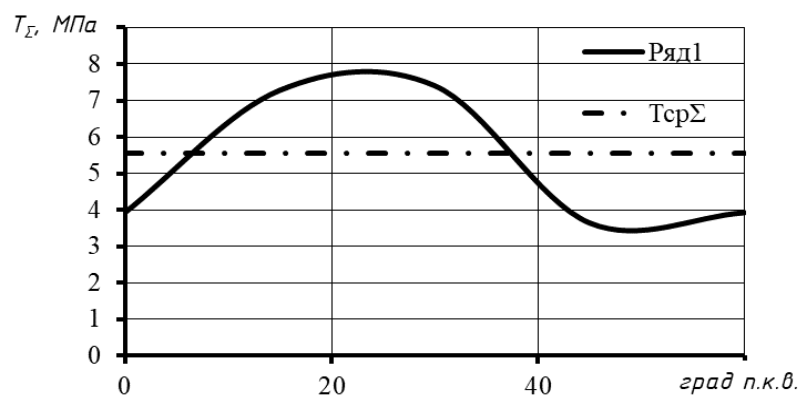


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ 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 насоса, до яких належить колесо та спіральний відвідний канал. На підставі цих елементів виконано розріз насоса з дотриманням розмірів та особливостей конструкції.

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

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

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку відцентрового насоса

Параметр	Формула	Значення
Коефіцієнту швидкохідності	n_s	97,36
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	$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,969
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}$	0,82
Приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, м	$D_{1np} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$	0,0732
Коефіцієнт входного діаметру	$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{co}}}$	4,1
Коефіцієнт, який зале-	$k_{co} = 1,13773E-14C4 - 9,89853E-$	0,076

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

жить від С	$11C3 + 2,93714E-07C2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$	
Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення, м	$D_{1пр}^*$	0,0498
Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{мех} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0,921
Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{сп} = 0,95 \dots 0,98$	0,95
ККД насоса	$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m = \eta_r \eta_o \eta_{мех} \eta_{сп}$	0,696
Діаметр вала ротора насосу, м	$d_B = 3 \sqrt[3]{\frac{16M_K}{\pi[\tau]}}$	0,0175
Крутний момент на валу ротора насосу, Н·м	$M_K = \frac{N_B}{\omega}$	31,15
Потужність на привід вала ротора насосу, Вт	$N_B = \frac{\rho Q L}{\eta}$	10403
Діаметр маточини робочого колеса, м	$d_{ст} = (1,2 \dots 1,8) d_B$	0,021
Ширина колеса, м	$B_K = (0,2 \dots 0,4) D_2$	0,032
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с	$c_o = k_{c_o} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	4,33
Діаметр входу в робоче колесо, м	$D_o = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi c_o} + d_{ст}^2}$	0,0771
Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м	$D_1 = (0,9 \dots 1,0) D_o$	0,0671
Приведений діаметр в другому наближенні, м	$D_{1пр}^{**} = \sqrt{0,5(d_{ст}^2 + D_1^2)}$	0,0498
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с	$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	11,21
	$c_1' = c_o$	4,33
Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с	$c_1' = c_{1m}'$	4,33

Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = 1,1 \dots 1,25$	1,182
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с	$c_{1m} = c'_{1m} k_1$	4,19
Кут безударного входу, град	$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$	21,68
Кут установки лопаті на вході, град	$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	21,96
Кут атаки, град	$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	0,28
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$	11,35
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	11,21
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) c_{1m}$	3,1
Для литих коліс з відносно великою товщиною	$k = 6,5 \dots 10$	6,5
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса, шт	$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8,35
Приймаємо	$[z]$	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, м	$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 n_s + 0,276}$	0,1638
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення, м	D_2^{**}	0,1474
Питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг	$L_\infty = (1 + p) L_\tau$	436,02
Теоретична питома робота колеса, Дж/кг	$L_\tau = \frac{L}{\eta_\tau}$	487,81

Зовнішній діаметр робочого колеса, м	$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + L_\infty} \right]$	0,1473151
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_1}{\pi D_1}}$	1,182
Товщина лопаті на вході, м	$\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004) \text{ м}$	0,001
Перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$	0,0027
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с	$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	23,13
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_{2m} = (0,8 \dots 1,1) \cdot c_{1m}$	3,50
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями	$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_2}{\pi D_2}}$	1,100
Товщина лопаті на виході, м	$\Delta_2 = (0,001 \dots 0,003) \text{ м}$	0,002
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0,0035
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u} = \frac{L_T}{u_2};$	15,84
Швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	16,09
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей	$c_{2u\infty} = \frac{L_T (1 + p)}{u_2}$	18,86
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	7,93
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робо-	w_1 / w_2	1,414

чому колесі		
Оптимальне співвідношення відносних швидкостей	$w_1/w_2 = 3,166E-11ns^6 - 1,812E-08ns^5 + 4,228E-06ns^4 - 5,150E-04ns^3 + 3,464E-02ns^2 - 1,231E+00ns + 1,982E+01$	1,385
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin\beta_2}$	5,35

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, яке закріплене на валу 9 за допомогою шпонки та гайки-обтічника.

Колесо закритого типу, виготовлене з бронзи литвом. робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку. З боку заднього диска на колесі виконано напіввідкритих лопатей імпелеру, 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, 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, яке охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ переднього покривного диска колеса. У корпусі 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 з боку заднього диска колеса закритий кришкою корпусу, яка утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр круглої кришки проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується сальникове ущільнення. З боку колеса в отвір кришки вставлена упорна кришка сальника.

Сальникове ущільнення складається з сальникового набивки, розділеною на дві частини водорозподільним кільцем. 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. Кришка сальникового ущільнення виконана з двох частин, що забезпечує її розбирання і витягання з ліхтаря без розбирання насоса при поточному ремонті сальникового ущільнення.

Кришка корпусу притискається до корпусу ліхтарем насоса. Ліхтар є

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

проміжковою частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса з корпусом підшипникових опор.

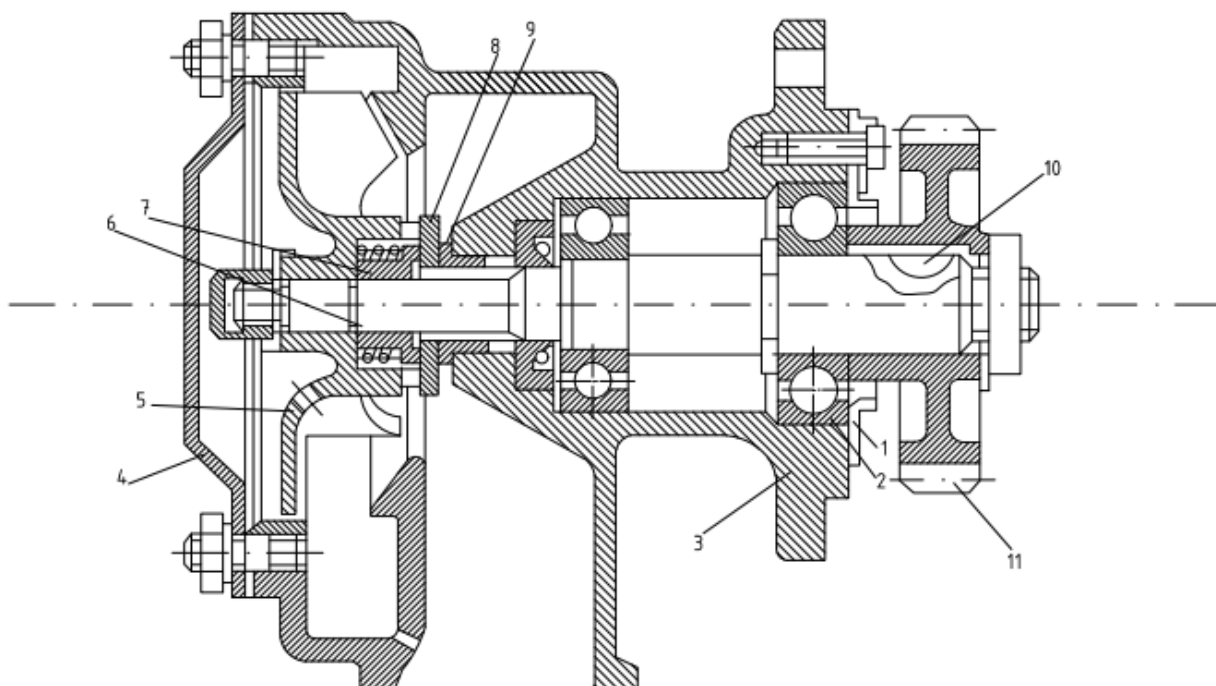


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд уніфікованого відцентрового консольного насосу:

1 – упорний фланець; 2 – шарикопідшипник; 3 – корпус; 4 – кришка;
5 – крильчатка; 6 – валик; 7 – монжет; 8 – упорне кільце; 9 – кільце корпусу;
10 – шпонка; 11 – шестерня приводу;

У корпусі підшипників 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 встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню води в підшипники з боку колеса встановлений відбійник.

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 17,5/21,5

5.1 Паливна система

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

Двигун 12V175D працює лише на дистиліатному дизельному паливі (легке паливо). Паливна система забезпечує подачу палива в робочі циліндри, тому є однією з найважливіших систем дизеля. Вона складається з систем низького і високого тиску. Система низького тиску призначена для підготовки та подачі палива до системи високого тиску і включає в себе цистерни, фільтри, насоси, сепаратори, підігрівачі і паливопроводи. Система високого тиску (паливна апаратура) здійснює сприскування палива в камері згоряння двигуна і включає в себе паливний насос високого тиску і форсунку, звичайно з'єднані топливопроводом високого тиску. Система низького тиску.

Паливоподаюча апаратура повинна забезпечити:

- точне дозування циклових подач палива в повному відповідності з заданими режимами роботи двигуна;
- необхідний тиск уприскування палива;
- уприскування циклової подачі палива в заданій фазі робочого процесу за певний, невеликий, проміжок часу;
- можливість зміни моментів випередження уприскування палива;
- рівномірний розподіл палива по окремим циліндрам;
- стійку роботу при заданих мінімальних числах оборотів;
- надійну і безвідмовну роботу апаратури на всіх експлуатаційних режимах;
- максимально-можливий термін служби (моторесурс).

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Паливна система двигуна MAN 12V175D складається з живильного насоса дизельного паливного сепаратора, підігрівача палива, сепаратора дизельного пального, модуля очищення паливного фільтра DMA, витратоміра, сітчастий фільтр для всмоктування, коалесцера, дуплексного фільтра паливного масла, охолоджувач паливного масла.

Після відділення мазут повинен бути забезпечений для досягнення рівня чистоти $\leq 18/\leq 17/\leq 12$ відповідно до ISO 4406:1999. Класифікаційні товариства вказують, що на борту має бути встановлено щонайменше два службових бака. Мінімальна місткість кожного бака повинна, на додаток до споживання

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

палива іншими споживачами, забезпечувати роботу при повному навантаженні щонайменше 8 годин роботи для всіх двигунів за будь-яких умов. Резервуар повинен бути забезпечений муловим простором з нахилом дна резервуара переважно 10°. Клапани для зливу шламу в найнижчій точці, переливна труба від ємності для зберігання дизельного мазуту Т-003 до ємності для зберігання дизпалива Т-015, з нагрівальними змійовиками та ізоляцією. Якщо використовується мазут DMA з щільністю 6 сСт (при 40 °С), нагрівання резервуара має бути розроблено таким чином, щоб підтримувати температуру резервуара щонайменше 40 °С. Для більш легких типів MGO рекомендується нагріти бак, щоб досягти в'язкості мазуту 6 сСт або менше, див. таблицю. Необхідно дотримуватися правил і норм для цистерн, виданих класифікаційними товариствами. Зазвичай резервуар має «стандартну» конструкцію колекторного резервуару з поплавковим клапаном контролю рівня та обладнаним вентиляційним і дренажним трубопроводом. Основу бака потрібно встановити або макс. 4 метри нижче або макс. 6 метрів над центральною лінією колінчастого вала двигуна (втрата тиску в системах живлення та трубопроводах не враховується). Крім того, діаметри трубопроводів від резервуару до двигуна повинні мати достатні розміри, щоб мінімізувати втрати тиску. Це забезпечує необхідний діапазон тиску на вході насоса подачі мазуту, що приводиться в дію двигуном (підключення двигуна 5221 і 5222 або 5261, залежно від типу двигуна та застосування) мін. –0,5 бар до макс. +0,5 бар. Щоб покращити роботу двигуна при введенні в експлуатацію та запуску, якщо бак для мазуту знаходиться під центральною лінією колінчастого вала, рекомендується встановити ручний насос для мазуту (Р-006) у лінії живлення поблизу бака.

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 трубці високого тиску і впорскується в камеру згоряння у вигляді тонкого туману.

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		36

Система впорскування MAN 175D використовує новітню технологію Common Rail із тиском у рампі до 2200 бар і гнучким налаштуванням часу впорскування, тривалості та тиску. Ця гнучкість дозволяє оптимізувати налаштування двигуна для кожного конкретного робочого профілю. Модульна система Common Rail з мінімізованою кількістю труб полегшує обслуговування. Система впорскування Common Rail має такі характеристики:

- Акумулятор в інжекторі для низького відхилення від пострілу до пострілу
- Тиск безпосередньо на голку, що викликає швидке спрацювання та багаторазову ін'єкцію
- Насос високого тиску з механічним приводом, безпосередньо приєднаний до шестерні колеса, мінімізуючи втрати енергії
- Дросель всмоктування для ефективного керування насосом у кожній точці навантаження
- Подвійні стінки труб високого тиску забезпечують високу безпеку персоналу
- Швидка індикація місця витоку
- Передача розривної течії у разі пошкодження під високим тиском ущільнювальні поверхні
- Дуплексний паливний фільтр, укомплектований перемикаючим краном, що дозволяє замінити один фільтруючий елемент під час роботи двигуна
- Механічний насос подачі палива, встановлений на двигуні

Циркуляційний насос служить для підтримки тиску на ТНВД та прокачування палива по системі. Як циркуляційний рекомендується використовувати насос гвинтового типу. Фільтр на всмоктуванні з розміром комірки 0,5 мм повинен встановлюватися для захисту паливоподавальних перед кожним насосом. З боку всмоктування насоса має бути позитивне статичний тиск завбільшки близько 30 кПа.

Насос запального палива високого тиску має привід від двигуна та встановлюється на приводний боці двигуна. Тиск палива підвищується запальним

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37

насосом до необхідного рівня. Система керування двигуна відстежує та контролює рівень тиску під час роботи двигуна.

Призначення циркуляційного насоса – забезпечення рівномірного прокачування палива через усі двигуни. При установці загального циркуляційного насоса для кількох двигунів потік палива буде поділятися відповідно до розподілу тиску в системі, а регулювальний клапан на двигуні має дуже полого криву тиску/потoku. У установках, в яких дизельне паливо подається безпосередньо від танка MDF циркуляційний насос, для захисту циркуляційного насоса повинен встановлюватись фільтр на всмоктуванні з розміром комірки 0,5 мм. Допускається використання загального фільтра для циркуляційних насосів.

З нагнітання паливного насоса паливо по трубопроводу надходить до позамоторного дуплексного фільтра. Фільтр являє собою дуплексну конструкцію з глибиною елемента 1 мікрон (абсолютна). Він має ручний перемикаючий клапан, що дозволяє змінювати картридж фільтра під час роботи двигуна відповідно до вимог класифікаційного товариства. Корпус фільтра оснащений датчиком перепаду тиску. Коли буде перевищено максимальний рівень Δp , буде спрацьовувати сигнал тривоги. При досягненні перепаду тиску картридж фільтра необхідно замінити. Для цього камеру фільтра необхідно спорожнити перед заміною фільтруючого елемента. Це запобігає міграції частинок бруду, що залишилися в корпусі фільтра, в чистий масляну сторону фільтра. Після заміни фільтрувального картриджа відремонтовану камеру фільтра необхідно провентилувати вручну. Відповідним критерієм конструкції є навантаження на площу фільтра, як зазначено виробником фільтра.

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.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						38
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.

Розрахункова частина

Таблиця 5.1. – Розрахунок паливної системи

Параметр	Формула	Значення
Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	11311,344
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,193
Номінальна потужність двигуна, кВа	N_e	2220
Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	28.18
Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	860,00
Коефіцієнт захащення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
Продуктивність паливopідкачувального насоса, м ³ /год	$W_{nh} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	0.9964
Коефіцієнт запаса палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
Потужність привода паливopідкачувального насоса, кВт	$N_{nh} = \frac{W_{nh} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nh}}$	0,29
Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,50
ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta_{nh} = 0,6 \dots 0,7$	0,70
Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nh}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{\text{жсп}}}$	0,018
Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,05

Продовження табл. 5.1.(1)

Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
Пропускна здатність сепаратора, м³/год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,39
Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	10283.04
Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	3
Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цмстерні сепаратора, м²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	1,677
Теплоємність палива, кДж/кг*К	C_m	3
Температура палива, що поступає в сепаратор, °С	t_2	80,00
Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,80
Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	48
Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	49,00
	приймаємо	49,00
Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	33,795
	приймаємо	35,00
	$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	36,014

Продовження табл. 5.1.(2)

Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{ц\max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	35,636
Кількість циліндрів	i	12
Частота обертання, об/хв	n	750
Коефіцієнт тактності	z	0,50
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	6,27
	приймаємо	7
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	0,3
	приймаємо	0,3
Діаметр циліндра, мм	D	175
Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	7
Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	1,21

5.2. Система змащення

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, фор-

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

мується 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.

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 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.

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

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

Насос повинен спочатку заповнювати та видаляти воду з мастильної системи та транспортувати мастило до всіх позицій двигуна в мастильному контурі, які змащуються під час нормальної роботи (корінні, шатунні, розподільних валів, коромисла тощо). Система вентиляції мастила забезпечує швидке підвищення тиску масла після запуску двигуна, що мінімізує знос механічних частин під час запуску. Олива на підшипниках двигуна завдяки попередньому змащенню забезпечує негайне змащування під час перших обертів двигуна, доки масляний насос двигуна (з приводом від шестерні) не зможе створити тиск масла та взяти на себе загальне змащування двигуна. Оскільки під час запуску двигуна має бути забезпечена достатня кількість мастила, особливо до паливного насоса для впорскування, попереднє змащування є принципово обов'язковим для всіх застосувань.

Логіка керування насосом попередньої мастила інтегрована в систему автоматизації двигуна та є частиною послідовності запуску. Система автоматизації SaCoS від MAN Energy Solutions виконує такі функції щодо попереднього змащування:

- Активація послідовності попереднього змащування після команди запуску двигуна. Двигун запускається після досягнення заданого тиску мастила, виміряного на вході в двигун.
- Насосом попереднього змащування також можна керувати незалежно від запуску двигуна за допомогою ручної кнопки на дисплеї для обслуговування, спорожнення тощо. Насос вимикається за допомогою SaCoS (можливо, лише коли двигун зупиняється).
- Якщо двигун зупиняється під час активної послідовності попереднього змащування («зупинка двигуна» або «аварійна зупинка»), послідовність попереднього змащування припиняється передчасно.

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

- У разі надзвичайної ситуації двигун можна запустити безпосередньо, активувавши функцію «Деактивація попереднього змащування під час запуску» під час або без послідовності попереднього змащування.

Попередній нагрів мастила необхідний лише тоді, коли температура в машинному приміщенні нижче 5 °С. Підігрівач мастила може бути поставлений MAN Energy Solutions.

Фільтр всмоктування мастила захищає насоси мастила від більших частинок бруду, які могли накопичитися в масляному піддоні двигуна. Рекомендується використовувати ситечко конічного типу з розміром осередків 1,5 мм. Два манометри, встановлені перед і після сітчастого фільтра, вказують, коли стає необхідною ручна очистка фільтра, яку бажано робити в порту.

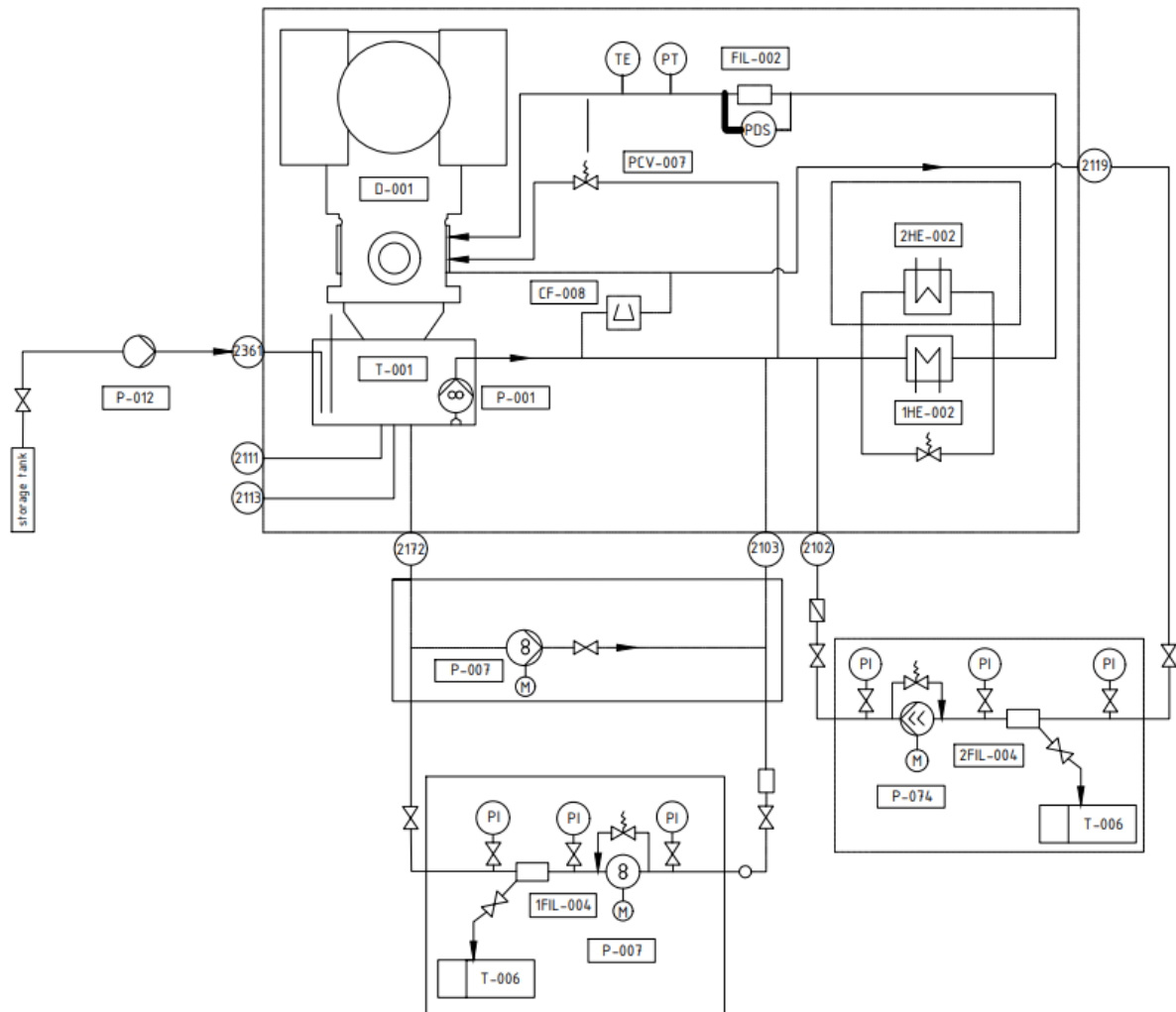


Рисунок 5.2 – Система змащення

Складові системи

Щоб спростити установку MAN 175D, усі основні компоненти системи мастила вже вбудовані в конструкцію двигуна. Система мастила зазвичай не залежить від заводу. Єдиним інтерфейсом є заправна труба, яка служить і основною точкою заправки, і зливу в стандартній роботі двигуна. Двигун стандартно постачається з повнопоточними фільтрами масляного масла, які можна замінити під час роботи двигуна та підходять для більшості застосувань. У разі виходу з ладу підключеного масляного насоса, правила деяких класифікаційних товариств вимагають резервування через резервний насос на заводі. Необхідні адаптери підключення двигуна доступні як опції. У цьому випадку встановлену на двигуні центрифугу мастила необхідно демонтувати. Стандартно:

- Обладнання двигуна з прикріпленим масляним насосом, охолоджувачем мастильного масла, фільтром і додатковим приєднаним насосом попереднього змащування (з електричним приводом).

Насос для перекачування мастила подає свіже масло з резервуара для зберігання масла до заливної трубки з ущільнювальним ковпачком. З'єднання 2111 і 2113 є дренажними отворами для зливу мастила з піддону. Стандартно закритий гвинтами для зливу масла.

Для попереднього змащування можна вибрати два варіанти:

- Насос попередньої мастила P-007, встановлений на двигуні (24 В, необхідне живлення постійного струму)
- Насос попереднього змащування P-007 окремо стоїть як допоміжне обладнання

Для окремого насоса попереднього змащування P-007 може знадобитися отвір на стороні нагнітання, щоб відповідати необхідному перепаду тиску над насосом, наданому виробником насоса. Запит на попереднє змащування подається системою керування двигуном. Відповідно до деяких правил класу резервний насос (окремо стоячий) P-074 може знадобитися як резервний. Запит на акти-

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

вацію резервного насоса необхідно зробити вручну. Обидва масляні насоси (Р-007, Р-074) повинні бути обладнані зворотними клапанами на стороні нагнітання, щоб заборонити потік масла проти напрямку нагнітання назад у масляний піддон двигуна. Масляні насоси (Р-007, Р-074) повинні бути розташовані якомога нижче і ближче до двигуна, щоб запобігти кавітації. Перепад тиску в трубопроводі не повинен перевищувати всмоктувальну здатність насоса. За допомогою прямої лінії відповідного діаметру та малої довжини падіння тиску може бути низьким.

Фільтр всмоктування мастила захищає насоси мастила від більших частинок бруду, які могли накопичитися в масляному піддоні двигуна. Рекомендується використовувати ситечко конічного типу з розміром осередків 1,5 мм. Два манометри, встановлені перед і після сітчастого фільтра, вказують, коли стає необхідною ручна очистка фільтра, яку бажано робити в порту.

Розрахункова частина

Таблиця 5.2. – Розрахунок масляної системи

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	99,90
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	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	7
Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	914762,1
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,193
Номинальна потужність двигуна, кВа	N_e	2220
Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05

Продовження табл. 5.2.

Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{пр}$	42700
Продуктивність відкачуючого насосу, м ³ /год	$W_{мв} = (1,25...1,3)W_{мн}$	124,875
Ємність маслосбірної цистерни, м ³	$V_{мц} = K_c \frac{W_{мв}}{z}$	6,49
Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2...1,3$	1,3
Кратність циркуляцій	$z = 10...30$ – МОД,СОД $z = 40...60$ – ВОД	25
Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{см} = 0,6 \cdot V_{мц}$	3,89
Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{в} = (1,1...1,5) \cdot V_{мц}$	7,13
Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_{м} = \frac{Q_{м}}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	33,43
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	$k = 290...460$	380
Температурний напір, К	Δt	20
Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{мс} = \frac{m \cdot V_{мц}}{t_c}$	2,0768
Кратність очистки масла	$m = 1,5...3,5$	3,2
Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8...12$	10

5.3. Система 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 (охолоджувачі) 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

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

повз масляний холодильник) і змішувач , подається через регульовальні 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 входні вентилі , надходить на охолодження 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 водоохолод-

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

жувача. При цьому температуру води, що виходить з двигуна, регулюють вручну за допомогою вентилів.

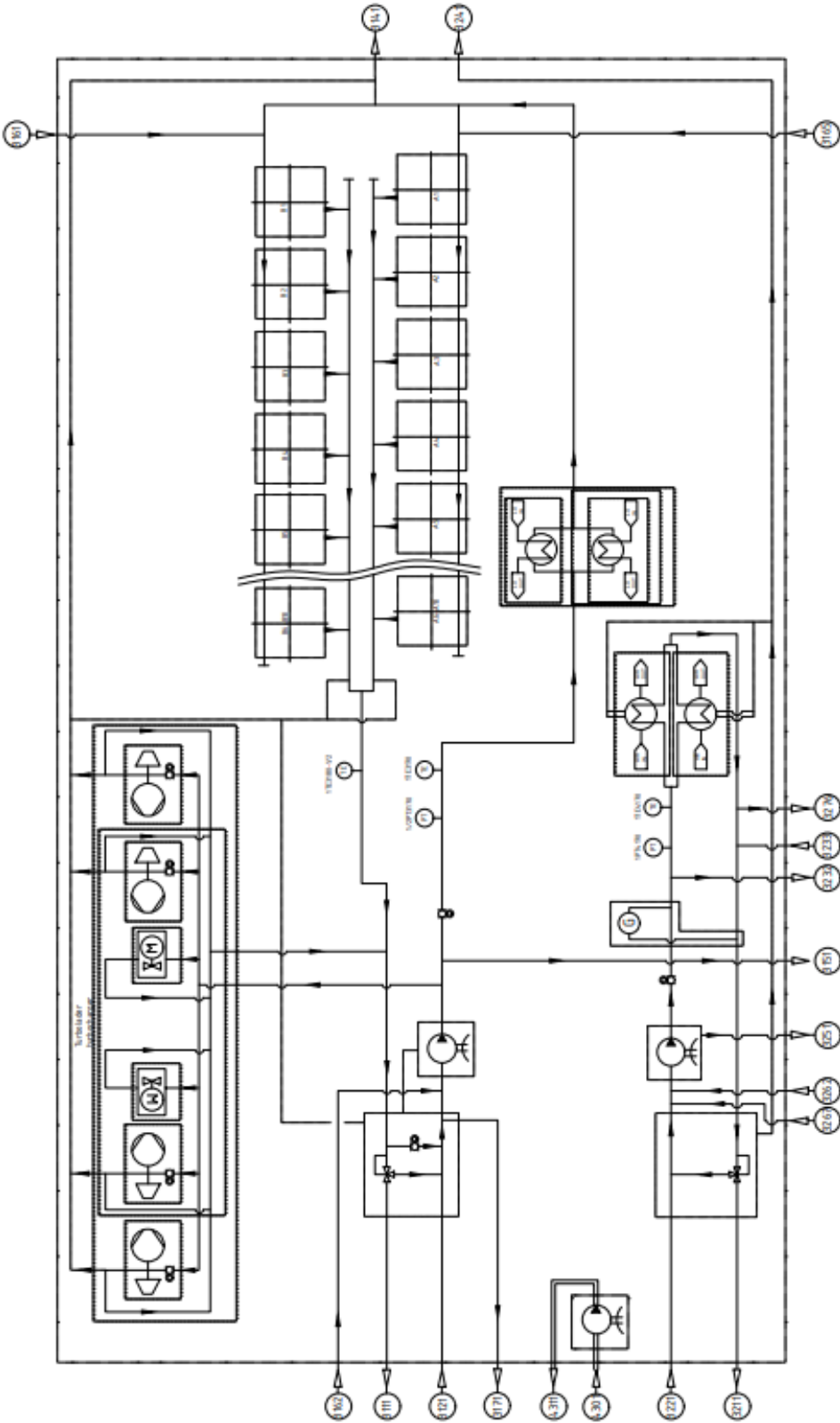


Рисунок 5.2 – Система охолодження

Класифікація системи

Щоб спростити установку MAN 175D, кілька компонентів і функцій уже інтегровано в конструкцію двигуна, а також можуть бути запропоновані додаткові опції. Стандартно:

- Двигун має розділену систему охолодження води з контуром високої температури (HT) і контуром низької температури (LT).
- Для кожного контуру встановлено насос із приводом від двигуна та вбудований клапан регулювання температури.

В якості опції можуть бути поставлені:

- Охолоджувач морської води та насос морської води
 - Насос морської води
 - Допоміжний насос свіжої охолоджувальної води
- Наведені нижче схеми внутрішніх носіїв вказують на основне розташування.

Подача прісної води із зовнішнім охолоджувачем (варіант а)

На малюнку вище показано типове розташування суден, що забезпечують централізовану систему охолодження прісної води, яка обслуговує кількох користувачів. Зазвичай усі двигуни в одному машинному відсіку підключені до однієї системи охолодження. Таке розташування не вимагає встановлення окремих розширювальних баків на кожному двигуні та спрощує загальну систему трубопроводів машинного відділення. Необхідні витрати охолоджуючої води та теплові навантаження двигуна вказані в технічних характеристиках. Слідкуйте за використанням присадок для охолоджувальної води, які підходять для всіх типів двигунів, інтегрованих у контури охолоджувальної води.

Локальні HT і LT охолоджувачі з централізованою системою охолодження морської води (варіант b)

Розташування локальних HT і LT охолоджувачів із централізованою системою охолодження морською водою вибирається, коли централізована сис-

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

тема охолодження морською водою доступна в машинному відділенні для обслуговування кількох користувачів.

Місцеві охолоджувачі НТ і LT з насосом заборотної води від двигуна (опція c)

Якщо насос заборотної води з електричним керуванням недоступний, слід вибрати додатковий насос заборотної води з двигуном. Насос здатний забезпечувати надлишковий потік і тому може використовуватися для охолодження додаткового обладнання (наприклад, коробки передач або генератора) відповідно до даних планування. Двигун має бути розміщений нижче рівня морської води, щоб гарантувати, що всмоктувальна труба морської води перед насосом, що приводиться в дію двигуном, завжди заповнена водою. Якщо необхідне положення над рівнем морської води, можна використовувати насос з електричним приводом для заповнення лінії всмоктування морської води перед запуском двигуна. Другий варіант виведення повітря з лінії всмоктування морської води – це використання ежектора, що приводиться в рух повітрям під тиском. У будь-якому випадку слід дотримуватися максимальної потужності всмоктування насоса, що приводиться в дію двигуном. Значення NPSH для різних насосів наведено в розділі.

Інтегрований модуль охолодження (опція d)

Для застосувань, які вимагають надзвичайно компактних рішень, двигун доступний з інтегрованим модулем охолодження, що забезпечує як приєднаний насос морської води, так і комбінований пластинчастий охолоджувач для води НТ і LT. Завдяки такому плануванню інтерфейси до установки зведені до мінімуму, оскільки потрібне лише підключення до морської води.

Інші варіанти

Для роботи в арктичних умовах з дуже низькими температурами повітря для горіння система охолоджувальної води повинна бути адаптована для забезпечення стабільних температур і належного горіння. Двигун забезпечує гарячу охолоджуючу воду, яку можна використовувати для систем рекуперації відпрацьованого тепла або виробництва прісної води. В якості опції MAN

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

Energy Solutions може надати додатковий насос прісної води з двигуном, який можна використовувати для охолодження генератора змінного струму або для інших цілей.

Складові системи:

- **охолоджувачі (конструкції);**

Охолоджувач пального

Цей охолоджувач необхідний для розсіювання тепла ТНВД під час роботи MGO. Рекомендується номінальна різниця температур 6–10 К і максимальний перепад тиску 0,15 бар на стороні охолоджувальної води LT. MAN Energy Solutions може надати відповідні маслоохолоджувачі для всіх типів двигунів. Якщо кулер працює на морській воді, ми рекомендуємо використовувати кулер з подвійною стінкою. Така конструкція запобігає витоку масла в морську воду в разі пошкодження ущільнень або пластин.

- **цистерни, трубопроводи, запірні арматури (конструкції, типи з'єднань).**

Розширювальний бак

Якщо двигун не підключений до загальної системи охолодження LT під тиском, для кожного двигуна потрібен один закритий компресійний розширювальний бак. Бак повинен бути оснащений запобіжним клапаном, що відкривається при тиску 1,5 бар, і вакуумним запобіжним клапаном, що відкривається при –0,1 бар. Рекомендується встановити манометр 0 – 4 бар для контролю надлишкового тиску в баку під час роботи двигуна. Розширювальний бачок повинен бути встановлений над двигуном, на висоті не менше 1,5 м і не вище 5 м над лінією колінчастого вала. Якщо резервуар потрібно встановити в нижньому положенні, у резервуарі має бути створено попередній тиск на 0,25 бар. Якщо буде використовуватися відкритий резервуар (відведення у вільну атмосферу), резервуар повинен бути розміщений на 5-10 м над центральною лінією колінчастого вала. Резервуар повинен бути облад-

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

наний сигналізатором низького рівня та індикатором рівня. Для візуальної перевірки якості води ззовні рекомендується використовувати оглядове скло або інші пристрої в системі трубопроводів. Для стандартних застосувань система працює із загальним розширювальним баком для НТ- і LT-систем. Якщо системи повинні бути строго розділені, необхідні два розширювальних бака.

Резервуар для збору охолоджувальної води

Рекомендується встановити резервуар для збору охолоджувальної води для зберігання охолоджувальної води на випадок, якщо потрібно злити двигун. Залежно від установки, ми рекомендуємо встановити дренажні клапани в трубопроводі установки. Якщо це неможливо, для під'єднання зливного шланга можна використовувати зливні пробки на насосах, що приводяться двигуном. Дренажні з'єднання повинні бути спрямовані до резервуара для збору охолоджувальної води або можна використовувати водяні шланги для підведення води до резервуара. Резервуар має мати розміри та розташування таким чином, щоб охолоджуюча вода, що міститься в контурах систем охолоджувальної води, могла бути злита в нього для цілей технічного обслуговування.

Розрахункова частина

Таблиця 5.3. – Розрахунок системи охолодження

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м³/год	$W_{BK} = K_3 \frac{Q_6}{c_{na} \cdot \rho_{na} \cdot \Delta t_6}$	393,257
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,3
Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг*К)	c_{na}	4,19
Щільність прісної води, кг/ м³	ρ_{na}	1000
Різниця температур води на виході і вході до двигуна, К	$\Delta t_6 = 10 \dots 12$	12

Продовження табл. 5.3.

Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_v \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	2,744*10 ⁶
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,193
Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	2220
Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_v = 0,12...0,17$	0,15
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700
Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{вк} = 0,272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{нв}}{\eta}$	4,261*10 ⁶
Напір насоса, м	H	30
ККД насосу	η	0,753
Площа теплопередаючої поверхні водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	68,6
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	k	2000
Температурний напір, К	Δt	20
Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_z \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_v \cdot \Delta t_{зв}}$	83,50
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_z = 1,2...1,3$	1,3
Питома теплоємність заборотної води, кг/ м ³	$c_{зв}$	4,188
Щільність заборотної води, кг/ м ³	$\rho_{зв}$	1020
Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5...20$	10
Ємність розширювального баку, м ³	$V_{рб} = (0,1...0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,266

5.4 Системи повітропостачання 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. 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.

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

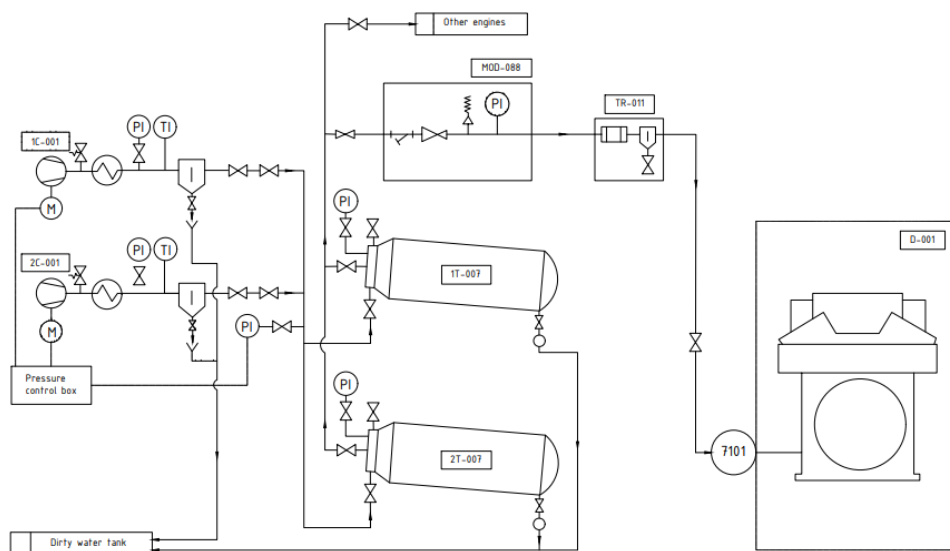


Рисунок 5.4 – Системи повітропостачання і газовідводу

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.

Складові систем:

- компресори (тип, конструкція);

Відповідно до більшості класифікаційних товариств, необхідно передбачити два або більше повітряних компресорів. Принаймні один із повітряних компресорів повинен працювати незалежно від головного двигуна та забезпечува-

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

ти щонайменше 50 % необхідної загальної потужності. Загальна потужність повітряних компресорів повинна бути здатною зарядити ресивери від атмосферного тиску до повного тиску 30 бар протягом однієї години.

Як правило, повинні бути встановлені компресори однакової потужності.

Аварійний компресор, якщо він передбачений, у цьому відношенні не можна враховувати.

• повітряний ресивер

Подача пускового повітря повинна бути розділена на не менше ніж два ресивери пускового повітря номінально однакового розміру, які можуть використовуватися незалежно один від одного. Інформацію про споживання повітря див. у таблиці «Початкове споживання повітря», сторінка 233. Витрата повітря на активацію стартового маневру залежить від моменту інерції агрегату.

Розрахункова частина

Таблиця 5.4. – Розрахунок систем повітропостачання і газовідводу

Параметр	Формула	Значення
Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{e2}}{3600 \cdot c_{g2} \cdot p_2}$	0,696
Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,4
Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{e2} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{e2} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	30
Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	35
Температура випускних газів, К	$T_{e2} = 573 \dots 773$	650
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,193
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	2220
Газова стала	R	0,287
Кількість повітря теоретично необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	13,3
Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{e2} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	0,941

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах

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

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

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

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

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

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

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

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

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

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

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

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

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

та початкова підготовка:

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

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна 12CH28/33

Техніка безпеки та необхідні заходи безпеки

Нижченаведений перелік основних інструкцій з безпеки в поєднанні з додатковою документацією двигуна, як-от посібник користувача та робочі інструкції, має забезпечити безпечне поводження з двигуном. Через відмінності між конкретними рослинами це список не претендує на повний і може змінюватися в залежності від конкретних вимог проекту.

Існують ризики на інтерфейсах двигуна, які необхідно усунути або зведено до мінімуму в контексті інтеграції двигуна в систему заводу. Відповідальність за це несе юридична особа, відповідальна за інтеграцію двигун.

Необхідно виконати наступні передумови:

- План, розрахунок, проектування та виконання установки повинні відповідати стану мистецтво.
- Усі відповідні правила класифікації, нормативні акти та закони розглядаються, оцінюються та включаються до системного планування.
- Специфічні для проекту вимоги MAN Energy Solutions щодо реалізованого двигун і його підключення до заводу.
- В принципі, більш суворі вимоги конкретного документа застосовуються, якщо вказується його актуальність для підприємства.

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Обладнання безпеки та заходи, що забезпечуються заводом

Належне виконання роботи

Як правило, необхідно забезпечити, щоб уся робота була виконана належним чином відповідно до завдання навченим і кваліфікованим персоналом. Повинні бути надані всі інструменти та обладнання, щоб забезпечити адекватне доступне та безпечне виконання робіт протягом усіх життєвих циклів установки. Особливу увагу необхідно приділити виконанню електрообладнання. Вибравши відповідні спеціалізовані компанії та персонал, слід гарантувати, що буде уникнуто неправильне живлення середовища, електричної напруги та електричних струмів.

Протипожежний захист

Необхідно виконати концепцію протипожежного захисту заводу. Необхідно вжити всіх необхідних заходів з міркувань безпеки. Конкретні інші ризики, напр. слід враховувати вихід легкозаймистих середовищ із негерметичних з'єднань. Як правило, будь-які джерела займання, такі як куріння або відкритий вогонь, у зоні обслуговування та захисту двигуна заборонені. Системи виявлення диму та системи пожежної сигналізації повинні бути встановлені та працювати.

Електробезпека

Необхідно дотримуватися стандартів і законодавства з електробезпеки. Необхідно вжити відповідних заходів, щоб уникнути короткого замикання електричного струму, смертельних ударів електричним струмом і проблем, пов'язаних з установкою, як-от статичний заряд трубопроводу через сам потік середовища.

Захист від шуму та вібрації

Випромінювання шуму від двигуна необхідно враховувати на ранній стадії планування та проектування. Може знадобитися звукоізоляція або шумоізоляція. Фундамент має бути таким, щоб витримувати вібрацію двигуна та коливання крутного моменту. Вібрація двигуна також може вплинути на уста-

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

новки навколо двигуна, наприклад на галереї для обслуговування поруч із двигуном. Вібрації діють на організм людини і залежно від сили, частоти та тривалості можуть завдати шкоди здоров'ю.

Теплова небезпека

У робочих приміщеннях і зонах руху гарячі поверхні повинні бути ізольовані або закриті, щоб температура поверхні відповідала обмеженням стандартів або законодавства.

Склад ґрунту

Земля, робочий простір, шляхи транспортування/транспорту та зони зберігання повинні бути спроектовані відповідно до фізичних і хімічних характеристик допоміжних речовин і матеріалів, що використовуються на заводі.

Завжди має бути забезпечена безпечна робота для обслуговуючого та експлуатаційного персоналу.

Достатнє освітлення

Джерела світла для адекватного та достатнього освітлення повинні бути забезпечені з боку заводу. Слід дотримуватися чинних інструкцій (рекомендовано 100 люкс, див. також DIN EN 1679-1).

Робочі платформи/риштування

Для роботи на двигуні повинні бути передбачені робочі платформи/риштування та враховані додаткові заходи безпеки. Крім усього іншого, повинна бути можливість працювати за допомогою ременів безпеки. Необхідно передбачити відповідні підйомні точки/пристрої.

Облаштування зон зберігання

По всьому заводу необхідно визначити відповідні складські приміщення для зберігання компонентів та інструментів. Важливо забезпечити стійкість, вантажопідйомність і доступність. Необхідно враховувати структуру якості ґрунту (опір ковзанню, стійкість до залишкових рідин компонентів, що зберігаються, врахування маршрутів транспортування та руху).

Вентиляція машинного відділення

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

У машинному відділенні має бути забезпечена ефективна система вентиляції, щоб уникнути небезпеки через контакт або вдихання рідин, газів, парів і пилу, які можуть мати шкідливі, токсичні, корозійні та/або кислотні ефекти.

Фільтрація вхідного повітря

Якщо забір повітря здійснюється через трубопровід, а не за допомогою впускного глушника турбокомпресора, необхідно передбачити відповідні заходи для фільтрації повітря. Необхідно переконатися, що частинки розміром понад 5 мкм будуть затримані системою фільтрації повітря.

Якість всмоктуваного повітря

Необхідно переконатися, що двигун не всмоктує горючі середовища.

Система аварійної зупинки

Система аварійної зупинки вимагає особливої обережності під час планування, реалізації, введення в експлуатацію та тестування на місці, щоб уникнути небезпечних умов експлуатації. Оцінка впливу на інші компоненти системи, викликаного аварійною зупинкою двигуна, повинна проводитися заводом.

Безвідмовне джерело живлення 24 В

Оскільки керування двигуном, система сигналізації та система безпеки підключені до джерела живлення 24 В, ця частина установки повинна бути сконструйована в безвідмовному режимі, щоб забезпечити нормальну роботу двигуна.

Небезпека через обертові частини/вали

Контакт з обертовими частинами повинен бути виключений з боку установки (наприклад, вільний кінець вала, маховик, муфта).

Захист навколо маховика

Вся площа маховика повинна бути захищена з боку установки. Необхідно приділяти особливу увагу, зокрема, щоб запобігти: Викиданню деталей, контакту з рухомими частинами машини та падінню в зону маховика.

Закріплення труби стартового повітря

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

Щоб уникнути ненавмисного повторного запуску двигуна під час робіт з технічного обслуговування, має бути можливим від'єднання та скидання тиску в системі пускового повітря двигуна. Запірний запірний клапан пускового повітря повинен бути встановлений у трубі пускового повітря до двигуна.

Врахування зони продування запобіжних клапанів кришки картера

Під час вибуху картера гарячі гази, що утворюються, видувуються з картера через запобіжні клапани. Це необхідно враховувати при загальному плануванні.

Монтаж гнучких з'єднань

Для монтажу гнучких з'єднань суворо дотримуйтесь інформації, наведеної в проектно-фінансовій документації та інструкції виробника. Гнучкі з'єднання можуть бути чутливими до корозійних середовищ. Для чищення слід використовувати лише відповідні миючі засоби (див. інструкцію виробника). Речовини, що містять хлор або інші галогени, як правило, неприпустимі. Гнучкі з'єднання необхідно регулярно перевіряти та замінювати після будь-яких пошкоджень або строку служби, зазначеного в посібнику виробника.

Підключення випускного отвору турбокомпресора до системи вихлопних газів установки

З'єднання між випускним отвором турбокомпресора та системою відпрацьованих газів установки повинно бути виконано газонепроникним і мати вогнезахисну ізоляцію. Температура поверхні вогнеізоляції не повинна перевищувати 220 °C. У робочих приміщеннях і зонах руху необхідно забезпечити відповідний захист від контакту, температура поверхні якого не повинна перевищувати 60 °C. З'єднання має бути оснащено компенсаторами для подовженого розширення та зміщення осі з урахуванням вібрацій, що виникають (фланець турбокомпресора може досягати температури > 600 °C).

Медіасистеми

Необхідно дотримуватись зазначеного тиску медіасистеми. Повинна бути можливість закрити кожну систему носіїв на стороні підприємства від двигуна

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

та скинути тиск у цих закритих трубопроводах двигуна. Повинні бути передбачені пристрої безпеки на випадок надлишкового тиску в системі.

Вихідні матеріали та допоміжні речовини

Система подачі та система допоміжної речовини мають бути дренажними та захищеними від ненавмисного повторного введення в експлуатацію (EN 1037). Необхідно забезпечити достатню вентиляцію в точках наповнення, спорожнення та вентиляції. Залишки, які необхідно злити, необхідно зібрати та утилізувати належним чином.

Необхідно забезпечити захист від бризок, щоб уникнути витоку рідини з фланці системи трубопроводів заводу. Середовище, що з'являється, необхідно злити та безпечно зібрати.

Знаки

– На наступному малюнку наочно показано ризики в області двигуна внутрішнього згоряння. Це може дещо відрізнятись для конкретного двигуна. Цей попереджувальний знак повинен бути встановлений на двигуні на чітко видимому місці а також на всіх входах до машинного відділення.

– Знаки забороненої території.

Залежно від застосування, можливо, що конкретні операції діапазони двигуна повинні бути заборонені. У цих випадках знаки будуть доставлені разом з двигуном, які повинні бути встановлені на чітко видимих місцях біля двигуна які дозволяють втручатися в роботу двигуна.



Рис. 6.1 - Попереджувальний знак E11.48991-1108

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

Оптический та акустический сигнализатор

Зв'язок у машинному відділенні може бути порушений шумом. Звукові попереджувальні сигнали можуть не чути. Тому необхідно перевірити, де на підприємстві повинні бути встановлені оптичні сигнали попередження (наприклад, спалах).

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 9ЧН 46/58.

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.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		67

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. MAN 175D Project Guide – Marine Four-stroke high-speed diesel engine compliant with IMO Tier II / IMO Tier III MAN Energy Solutions SE 86224 Augsburg GERMANY, 2021 p.
3. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : 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. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
6. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
7. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
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.

					КРБ.142.2227см.23.06.00.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		