

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 12ЧН 28/33
(MAN 12V28/33D STC)**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

В. С. Наливайко

Здобувач освіти

Н. С. Фролов

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

/Н. С. Фролов/

(прізвище та ініціали)

/В. С. Наливайко./

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 5460 кВт та 1000 хв-1. В якості базового був обраний двигун 12ЧН 28/33 (MAN 12V28/33D STC).

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 79 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 5460 kW and 1000 min⁻¹. The 12ЧН 28/33 engine (MAN 12V28/33D STC) 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 79 pages of explanatory note. Seven 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.23.18.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		3

ЗМІСТ

Вступ	5
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 12ЧН 28/33	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 12ЧН 28/33	13
2.1 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	14
2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	16
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ	24
Розділ 4. Проект відцентрового насоса системи охолодження	29
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 12ЧН 28/33	36
5.1 Паливна система.....	36
5.2 Система змащення.....	44
5.3 Система охолодження.....	51
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу.....	59
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці	68
Висновки	74
Список використаної літератури	75
Додаток А. Двигун 12ЧН 28/33	76
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки	77
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження	78
Додаток Г. Схеми систем двигуна 12ЧН 28/33	79

					<i>КРБ.142.2227см.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

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 середньообертний дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 12ЧН 28/33 (MAN 12V28/33D).

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 12ЧН 28/33

Двигун MAN 12V28/33D STC (рис.1.1) має діаметр циліндру 280 мм і хід поршня 330 мм [2].

Двигун з його простим і відомим функціональним дизайном має:

- Високу надійність
- Низьку витрату палива
- Низькі експлуатаційні витрати
- Високу експлуатаційну ефективність при низьких і високих потужностях
- Низькі акустичні та теплові характеристики
- Можливість тривалої роботи при низьких навантаженнях без білого диму та впливу на технічне обслуговування
- Оптимальне співвідношення потужності до ваги та потужності до розміру
- Простота встановлення та обслуговування.

Удосконаленні компоненти і системи отримали переваги оригінального V28/33D STC (рис.1.1) дизайн, новітні функції, в т.ч на двигуни, розробленому MDT, систему безпеки та контролю SaCoSone і нову осьову турбіну MAN TCA33 модель турбокомпресора.

Висока міцність конструкції гарантує високу ударостійкість і низьку температуру і механічне спотворення, сприяння низького зноса компонентів і тривалий термін служби при мінімальному обслуговуванні витрати. Мінімізовані інтерфейси двигуна (рис.1.1) і оптимізований монтаж та обслуговування процедури спрощують роботу на верфі і легкість обслуговування на борту. Полегшує 52-градусний V-подібний циліндр централізовано встановлений проміжний охолоджувач для мінімізації висоти двигуна та легкості встановлення. Детальний розбір всіх частин було здійснено для досягнення вага і компактність цілі, с матеріали з алюмінієвого сплаву, які використовуються де можливо. Отримана потужність до ваги співвідношення менше 4,8 кг/кВт.

					КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

Багатофункціональні інтегровані компоненти (рис.1.1) сприяють значному скороченню у загальній кількості деталей, покращуючи процедури технічного обслуговування та запасних частин логістика. Зовнішні трубопроводи зведені до мінімуму шляхом використання існуючих свердловин або заливання проходи для передачі рідини – в порожнистий розподільний вал, наприклад, подвійний як основний канал мастильного мастила – у той час як попередньо підключені, модульні та інкапсульовані проводки ткацькі верстати уникнути потреби у відкритому електричні кабелі двигуна. Керівні та контрольні підрозділи в двигунах встановлюються для зменшення кількості з'єднання кабелів з пультом панель управління і всі електричні підключення є штепсельними.

Простіший монтаж та введення в експлуатацію двигуна адресується групуванням всіх насосів та стандартних з'єднань на вільному кінці двигуна. Насоси з прямим приводом від двигуна вбудовані для мастила нафта, мазут, прісна вода (низька і висока температура) та запаси морської води. А модуль мастила (дуплексні фільтри, охолоджувач і терморегулятор) також є встановлений на двигуні для спрощення монтаж і скорочення трубопроводів і загальна вага.

Удосконалена система з електронним керуванням блок насосної системи покращує контроль кількість палива та час уприскування незалежно від частоти обертання двигуна, вмикаючи продуктивність, викиди та економія палива повинні бути оптимізовані для конкретного додаток. Викиди NOX нижчі понад 10 г/кВт·год, і питома палива споживання близько 190 г/кВт·год 85% максимальної потужності.

Досвід пошиття двигунів до конкретної програми підтримує впорскування палива власної розробки і технології турбонаддуву дозволяють точне узгодження виходу з навантаженням профілю.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		7

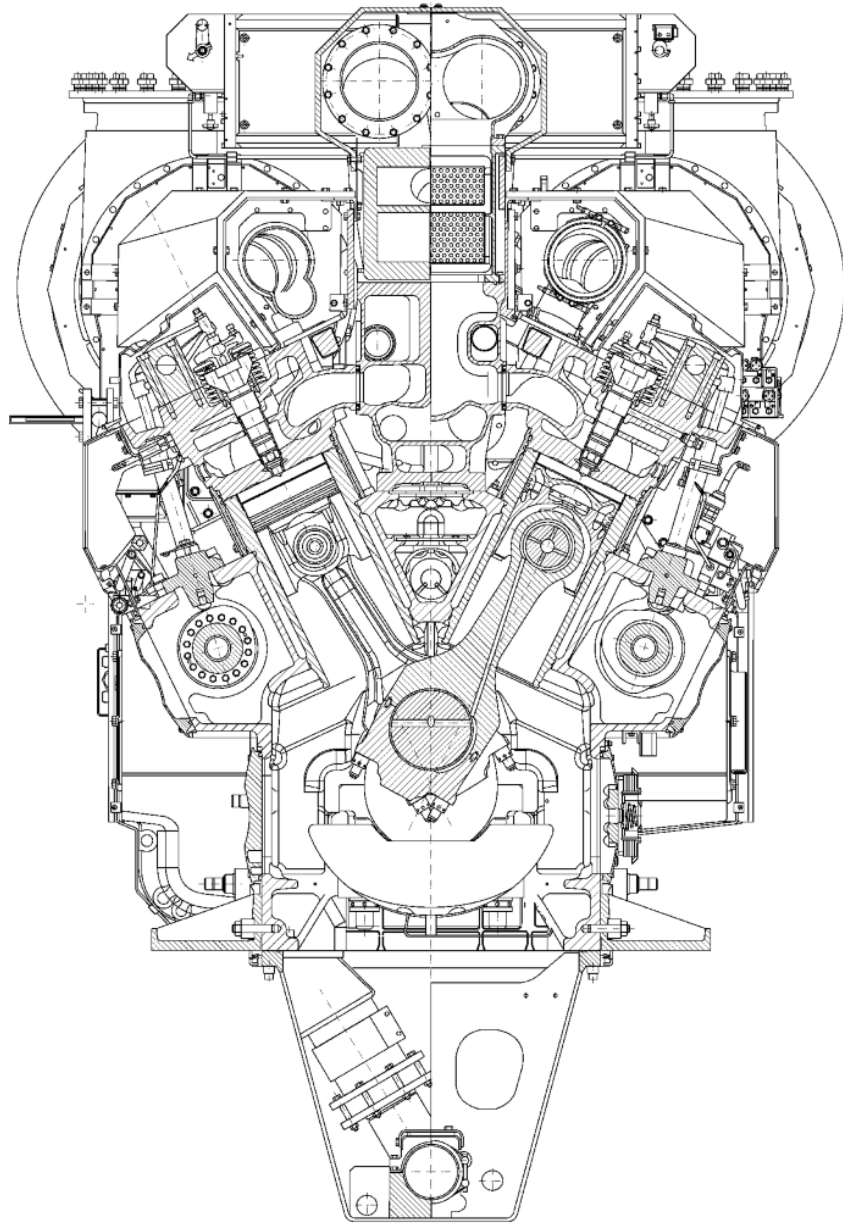


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 12ЧН 28/33

Масляний картер розроблений зі збільшеним об'ємом, щоб задовільняти вимоги виимогливих нахилів; динаміка кочення 22 градуси і статичний кут кидання 5 градусів дозволено, з додатковою динамікою +/- 7,5 як стандарт, але його можна ще збільшити. Масляний картер виготовлений із чавунного лиття з сфероїдним графітом і має підвіску корінні підшипники, які фіксують-ся двома вертикальними шпильками і двома поперечними болтами на сторону для загальної жорсткості двигуна. Кришки корінних підшипників закріплені

					<i>КРБ.142.2227см.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

шпильками з гідравлічним натягом для забезпечення максимальної цілісності системи колінчастого вала [3].

Втулка циліндрів (рис.1.2) - окремі блоки, виготовлені з відцентрового лиття із сірого чавуну та мають глибокі фланці, які охолоджуються окремою алюмінієвою водою. сорочка, що забезпечує сухий картер. Вкладиші закріплені в положенні Картер за головки циліндрів, а їх ходові поверхні плато відточена та оброблена для покращення утримання масла. Вогняне кільце, встановлене у верхній частині втулки (рис.2) запобігає накопиченню залишків згоряння (коксу) на поршні коронки та мінімізує витрату мастила.

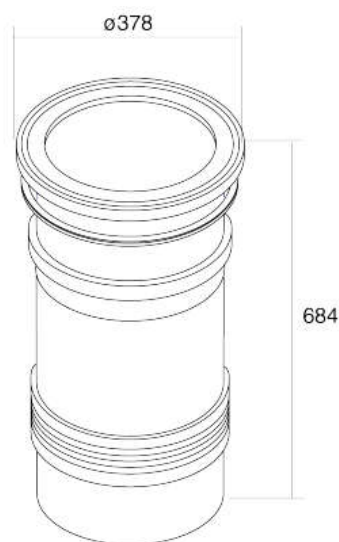


Рисунок 1.2 – Втулка циліндрів

Нова посилена конструкція **колінчастого вала** забезпечує зниження напружень і покращене змащування завдяки оптимізованим свердлінням. Колінчастий вал виготовлений з високоміцної сталі з безперервним потоком зерен NiCrMo і оснащений двома балансирами, що закріплюються на болтах. кидати. Суцільна шестерня приводу розподільного вала прикріплена до фланця на вільному кінці також містить конус, до якого кріпиться гаситель вібрації.

Розподільний вал модульної конструкції, що складається з одного кулачкового елемента та однієї опорної шийки циліндр двигуна, зібраний через бічні дверцята доступу та встановлений на кожній сторона двигуна. Великі кулачкові

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

основи використовуються разом із великими підшипниками для зниження робочих напруг. Розміщені в картері двигуна, два порожнистих розподільних вали включають канал подачі масла до двигуна та підшипників.

Поршень (рис.1.3) складається з двох частин із легким корпусом і коронкою з легованої сталі, а також набір із трьох кілець, що складається з двох хромокерамічних компресійних кілець і масла контрольне кільце. Загартований шплинт повністю плаває і утримується за допомогою кільця на кожному кінці. З шатуна через свердла в поршневому пальці і поршні мастило подається в камеру охолодження в коронці поршня. Потім масло виводиться через свердла в нижній частині спинки коронки до відстійника.

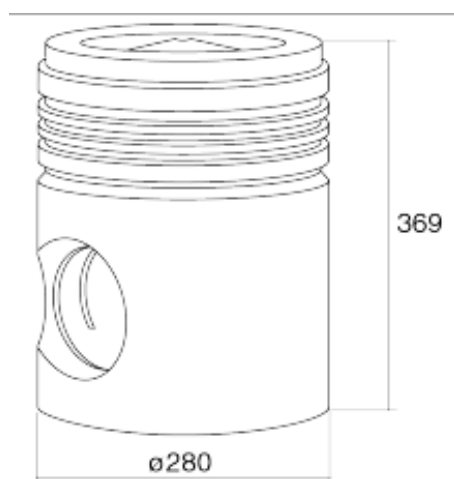


Рисунок 1.3 – Поршень

Конструкція **шатуна** прямого крою забезпечує високу надійність (рис.1.4), дуже хорошу балансування двигуна і низька вібрація. Виготовляється з цільної легованої сталі, і частково рифлена свинцева бронза підшипникова оболонка виконана в прямому розрізі великого. Кожен ковпачок закріплений чотирма шпильками та гайками з гідравлічним натягом.

На ступінчастому невеликому кінці є свинцева/бронзова втулка зі сталеву опорою, і все тиск в підшипниках зберігається на мінімумі.

					КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

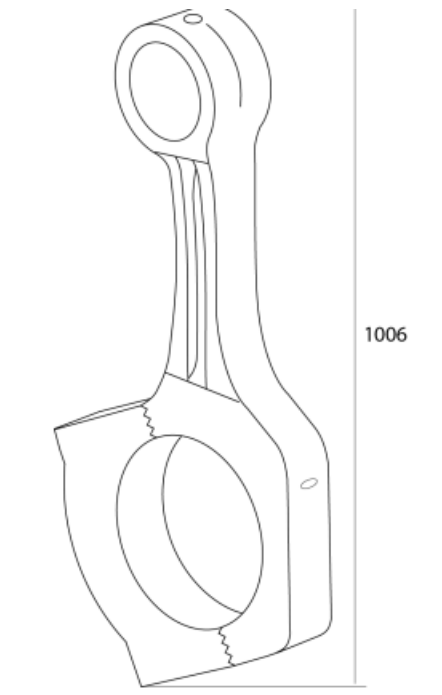


Рисунок 1.4 – Шатун

Кришки циліндрів (рис.1.5) виготовляють з кулястого графітового чавуну з товстим згорянням вибії, що включає свердління для охолоджуючої рідини. Два впускних і два випускних клапани останні з охолодженими сидіннями розташовані навколо центральної паливної форсунки. Подвійні впускні порти підключаються безпосередньо до повітряного колектора, а один тандемний випускний порт виходить з верхньої поверхні для зручності обслуговування. Кожна пара клапанів керується короткими штовхачами і звичайними коромислами від розподільного валу за допомогою наконечників роликів ковшового толкателя, встановленого в окремому корпусі прикручений до картера.

					<i>КРБ.142.2227см.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

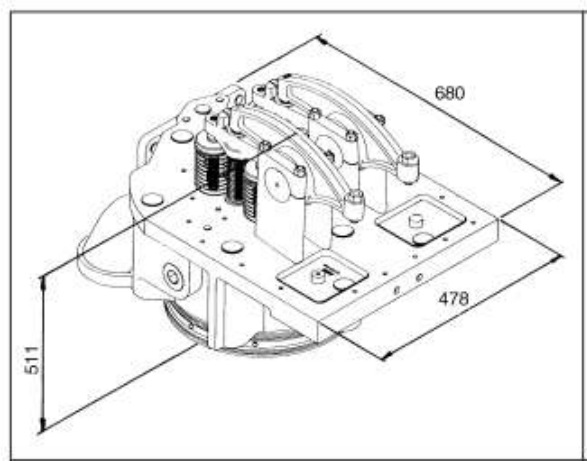


Рисунок 1.5 – Кришка циліндрів

Подвійні осьові *турбонагнітачі* MAN Energy Solutions встановлені на литі залізний кронштейн на вільному кінці двигуна. Розроблено спеціально для MAN Двигун V28/33D (рис.1.1) STC, високоефективний і компактний турбокомпресор MAN TCA33 має кутові впускні кожухи турбіни, розроблені відповідно до двигуна. вихлопу з точки зору інтерфейсів та оптимізації газового потоку. Кожен турбокомпресор використовує той самий впускний кожух, який просто змінюється на протилежний кут. Високий ККД при повному і частковому навантаженні від системи турбонаддува дає а значний надлишок наддувального повітря та ретельне згорання без залишків. А вимога, щоб двигун відповідав компактним машинним приміщенням, призвело до нового Конструкція впускного корпусу турбіни. Детальний аналіз і проектування досягнуто дуже низько втрати тиску в самому з'єднанні та у вихідному витяжному каналі. Єдиний розмір рами турбокомпресора охоплює всі конфігурації циліндрів, що робить інтерфейси загальними для всіх двигунів; і установка стандартизована без шкоди для продуктивності та ефективності.

					КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 12ЧН 28/33

Розрахунок номінального режиму роботи двигуна за методикою Гринецького-Мазінга. Завдяки цьому методу ми можемо визначити реальні показники двигуна MAN 12V 28/33D. Розрахунок виконаний у Mathcad, а індикаторні діаграми були виконані у Microsoft Excel [4].

2.1. Вихідні дані

Ефективна потужність, кВт	$N_e = 5460$
Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 1000$
Тиск навколишнього середовища, Мпа	$P_0 = 0,1013$
Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
Тиск повітря за компресором, Мпа	$P_k = 0,4556$
Коефіцієнт продування	$\phi_a = 1,1$
Коефіцієнт залишкових газів	$y_r = 0,04$
Коефіцієнт використання теплоти в точці z	$\varepsilon_z = 0,9$
Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\varepsilon_b = 0,95$
Ступінь стиснення	$\varepsilon = 15$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,202$
Підігрів заряду від стінок цилиндру, К	$\Delta T_a = 15$
Частка ходу поршня, втрачена на газообмін	$\phi_n = 0$
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 1$
Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,90$
Адіабатний ККД компресора турбокомпресора	$\eta_{k.ad} = 0,82$
Втрата тиску в охолоджувачі повітря, Мпа	$\Delta P_{ox} = 0,004$
ККД системи охолодження повітря	$\eta_0 = 0,75$
Температура надлишкових газів, К	$T_r = 800$
Масовий склад палива (кг/кг):	

					<i>КРБ.142.2227см.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		13

$$C = 0,869$$

$$H = 0,128$$

$$S = 0$$

$$O = 0,003$$

Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг

$$Q_H = 42700$$

Число циліндрів

$$i = 12$$

Диаметр циліндра, м

$$D_c = 0,28$$

Хід поршня, м

$$S_c = 0,33$$

Коефіцієнт тактності

$$z = 0,5$$

Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні

$$\alpha = 2,097$$

Показник адіабати для повітря

$$k_c = 1,4$$

Механічний ККД турбокомпресора

$$\eta_{t.m} = 0,999$$

Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора

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

Коефіцієнт втрат тиску на впускі

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

Відношення тиску перед турбиною к тиску за компресором

$$\psi_t = 0,71$$

2.2 Розрахунок робочого циклу

Таблиця 2.1 Розрахунок робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Температура повітря за компресором	T_k	К	485,063
Температура повітря в ресивері	T_s	К	341,016
Температура заряду до кінця процесу наповнення	T_a	К	373,092
Тиск повітря перед двигуном	P_s	МПа	0,452
Тиск заряду до кінця процесу наповнення	P_a	МПа	0,438
Коефіцієнт наповнення	η_H		0,913
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

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

Продовження табл.2.1.(1)

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення	b_c a_{vc}	кДж/(моль*К)	0,00252 19,282
Середній показник політропи стиснення	n_1		1,34
Тиск в кінці стиснення	P_c	МПа	17,687
Температура в кінці стиснення	T_c	К	1004
Справжня кількість повітря для згорання к моль	L	кг	1,042
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0308
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0296
Частка палива, що згоріла в точці z	x_z		0,947
Коефіцієнт молекулярної змін в точці z	β_z		1,028
Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z	ΔM m a_{vz} b_z	кДж/(моль*К)	0,0321 1,065 19,82595 0,00301
Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b	a_{vb} b_b	кДж/(моль*К)	19,85529 0,003041
Максимальна температура згорання	T_z	К	1935
Максимальний тиск згорання	P_z	МПа	21,259
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,649
Ступінь подальшого розширення	δ		9,099
Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення	n_2 T_b	К К	1,268 1071
Тиск в кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,294
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	2,986
Індикаторна питома витрата палива	b_i	кг / (кВт · год)	0,169

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ

Аркуш

15

Продовження табл.2.1.(2)

Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,986
Індикаторний ККД	η_i		0,499
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,688
Ефективний ККД двигуна	η_e		0,449
Питома ефективна витрата палива	b_e	кг/(кВт · год)	0,1878
Ефективна потужність двигуна	N_e		5465
Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна	ΔN	%	0,096
Витрата повітря через компресор	G	Дж/(кг·К)	9,426
Витрата газів через турбіну	G_t	кг / с	9,711
Тиск газу перед турбіною	P_r	МПа	0,324
Температура газу перед турбіною	T_t	К	799,341
Загальна кількість продуктів згоряння	M_s	к·моль	1,07
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	Дж/(кг·К)	287,482
Показник адиабати розширення газу в турбіні	k_t		1,373
Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k		4,508
Дійсне тиск наддуву	P_{kd}	МПа	0,4566
Порівнення заданого і отриманого тиску наддуву	ΔP_k	%	0,168

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

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

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для T – V обчислюють за такими формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

Для T – S діаграми ентропія S обчислюється наступним чином:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Таблиця 2.2 – Вхідні дані для побудови індикаторних діаграм

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ступінь стиснення	ε	-	15
Показник політропи стиснення	n_1	-	1,365

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		17

Продовження табл.2.2

Показник політропи розширення	n_2	-	1,268
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	-	1,202
Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,649
Тиск в кінці наповнення	p_a	Мпа	0,438
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	373,092
Коефіцієнт молекулярної зміни	β_z	-	1,028
коефіцієнти газу в кінці стиснення	a_{vc}	-	19,282
	b_c	-	0,00252
коефіцієнти газу у точці z	a_{vz}	-	19,82595
	b_z	-	0,00301
коефіцієнти газу в точці b	a_{vb}	-	19,85529
	b_b	-	0,003041
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	19,83083	1126,138	23,21562397	-1,42303
1	19,27539	1094,596	23,12068302	-2,20769
1	18,71995	1063,054	23,02574207	-3,00607
1	18,16451	1031,512	22,93080111	-3,8191
1	17,60907	999,9702	22,83586016	-4,64778
1	17,05363	968,4283	22,74091921	-5,49319
1	16,49819	936,8865	22,64597826	-6,35655
1,285714	11,78102	860,1572	21,44959623	-7,49049
1,571429	9,003297	803,4277	21,30663773	-7,4297
1,857143	7,197533	759,066	21,19484641	-7,35734

Продовження табл.2.3(1)

2,142857	5,941628	723,0183	21,10400604	-7,28082
2,428571	5,024192	692,8954	21,02809636	-7,20359
2,714286	4,328505	667,1816	20,96329768	-7,12735
3	3,785244	644,8604	20,90704832	-7,05294
3,285714	3,350831	625,22	20,8575543	-6,98074
3,571429	2,996596	607,744	20,81351494	-6,91091
3,857143	2,702964	592,0476	20,77395993	-6,84347
4,142857	2,456148	577,8365	20,73814801	-6,77837
4,428571	2,246172	564,8815	20,70550128	-6,71555
4,714286	2,065661	553,0005	20,67556137	-6,65488
5	1,909047	542,0473	20,64795913	-6,59627
5,285714	1,772056	531,9021	20,62239331	-6,5396
5,571429	1,651358	522,4664	20,59861523	-6,48477
5,857143	1,54432	513,6577	20,57641736	-6,43167
6,142857	1,448839	505,4067	20,55562497	-6,38021
6,428571	1,363211	497,6546	20,53608965	-6,3303
6,714286	1,286046	490,351	20,51768441	-6,28185
7	1,2162	483,4523	20,5002998	-6,23478
7,285714	1,15272	476,921	20,4838409	-6,18902
7,571429	1,094808	470,7242	20,46822492	-6,1445
7,857143	1,041794	464,833	20,45337925	-6,10115
8,142857	0,993106	459,2222	20,43923987	-6,05892
8,428571	0,948257	453,8691	20,42575013	-6,01775
8,714286	0,90683	448,7538	20,41285962	-5,97759
9	0,868463	443,8585	20,40052334	-5,93838
9,285714	0,832844	439,1671	20,38870099	-5,9001
9,571429	0,799701	434,6652	20,37735629	-5,86268
9,857143	0,768794	430,3399	20,36645653	-5,8261
10,14286	0,739915	426,1794	20,3559721	-5,79032
10,42857	0,712878	422,1731	20,34587613	-5,7553
10,71429	0,687521	418,3112	20,33614417	-5,72101
11	0,663698	414,5849	20,32675388	-5,68742
11,28571	0,64128	410,9861	20,31768486	-5,65451
11,57143	0,620152	407,5073	20,30891839	-5,62224
11,85714	0,60021	404,1418	20,30043728	-5,59059
12,14286	0,581362	400,8832	20,29222568	-5,55953
12,42857	0,563523	397,7258	20,28426899	-5,52906
12,71429	0,54662	394,6642	20,2765537	-5,49913
13	0,530582	391,6934	20,2690673	-5,46974
13,28571	0,515348	388,8088	20,2617982	-5,44086

Продовження табл.2.3.(2)

13,57143	0,500862	386,0062	20,25473561	-5,41248
13,85714	0,487073	383,2815	20,24786949	-5,38458
14,14286	0,473933	380,6312	20,24119051	-5,35714
14,42857	0,4614	378,0516	20,23468992	-5,33015
14,71429	0,449434	375,5395	20,22835958	-5,30359
15	0,438	373,092	20,98986277	-5,09194
15	0,591681	498,4007	21,3709265	1,095861
15	0,745362	623,7094	21,75199023	6,121775
15	0,899043	749,0181	22,13305396	10,42533
15	1,052724	874,3268	22,51411769	14,23983
15	1,206404	999,6355	22,89518142	17,70359
14,72914	1,234196	1004,459	22,90984992	17,68253
14,45828	1,263154	1009,395	22,92485945	17,66132
14,18742	1,29335	1014,447	22,94022446	17,63997
13,91656	1,324862	1019,622	22,9559603	17,61846
13,6457	1,357775	1024,924	22,97208328	17,59681
13,37484	1,392178	1030,359	22,98861078	17,57501
13,10398	1,428173	1035,933	23,00556132	17,55306
12,83312	1,465867	1041,652	23,02295467	17,53097
12,56226	1,505379	1047,524	23,04081195	17,50875
12,2914	1,546836	1053,557	23,05915577	17,48638
12,02054	1,590382	1059,757	23,07801037	17,46389
11,74968	1,636169	1066,133	23,09740175	17,44127
11,47882	1,684369	1072,696	23,11735789	17,41852
11,20796	1,735169	1079,454	23,13790888	17,39567
10,9371	1,788777	1086,418	23,15908721	17,37271
10,66624	1,84542	1093,6	23,18092799	17,34965
10,39538	1,905354	1101,013	23,2034692	17,32651
10,12452	1,968861	1108,669	23,22675208	17,3033
9,85366	2,036257	1116,584	23,25082143	17,28004
9,5828	2,107893	1124,773	23,27572608	17,25673
9,31194	2,184165	1133,255	23,30151934	17,23341
9,04108	2,265518	1142,049	23,32825956	17,2101
8,77022	2,352456	1151,174	23,35601078	17,18683
8,49936	2,445546	1160,656	23,38484349	17,16362
8,2285	2,545438	1170,518	23,41483545	17,14053
7,95764	2,65287	1180,79	23,44607278	17,11758
7,68678	2,768692	1191,503	23,4786511	17,09484
7,41592	2,89388	1202,692	23,51267701	17,07236
7,14506	3,029568	1214,396	23,54826972	17,05023

Продовження табл.2.3.(3)

6,8742	3,177071	1226,66	23,58556318	17,02851
6,60334	3,337931	1239,533	23,62470843	17,00732
6,33248	3,513966	1253,07	23,66587667	16,98677
6,06162	3,707325	1267,337	23,70926287	16,96701
5,79076	3,920577	1282,407	23,75509025	16,9482
5,5199	4,156811	1298,364	23,80361595	16,93055
5,24904	4,419774	1315,307	23,85513802	16,91431
4,97818	4,714052	1333,349	23,9100044	16,89979
4,70732	5,045316	1352,626	23,96862438	16,88734
4,43646	5,420656	1373,296	24,03148357	16,87744
4,1656	5,849049	1395,552	24,09916361	16,87067
3,89474	6,342016	1419,625	24,17236854	16,86776
3,62388	6,914581	1445,798	24,25196083	16,86964
3,35302	7,586678	1474,423	24,33901134	16,87753
3,08216	8,385304	1505,946	24,43487037	16,89304
2,8113	9,347884	1540,934	24,54127124	16,91833
2,54044	10,52773	1580,137	24,66048569	16,95636
2,26958	12,0033	1624,556	24,7955655	17,01131
1,99872	13,89461	1675,582	24,95073356	17,08927
1,72786	16,39432	1735,205	25,13204972	17,19943
1,457	19,83083	1806,421	25,26327721	17,20114
1,380833	19,83083	1693,04	24,92200167	14,42595
1,304667	19,83083	1579,66	24,58072613	11,54714
1,2285	19,83083	1466,279	24,23945059	8,547503
1,152333	19,83083	1352,899	23,89817505	5,40552
1,076167	19,83083	1239,518	23,55689951	2,093834
1	19,83083	1126,138	23,21562397	-1,42303

					<i>КРБ.142.2227см.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

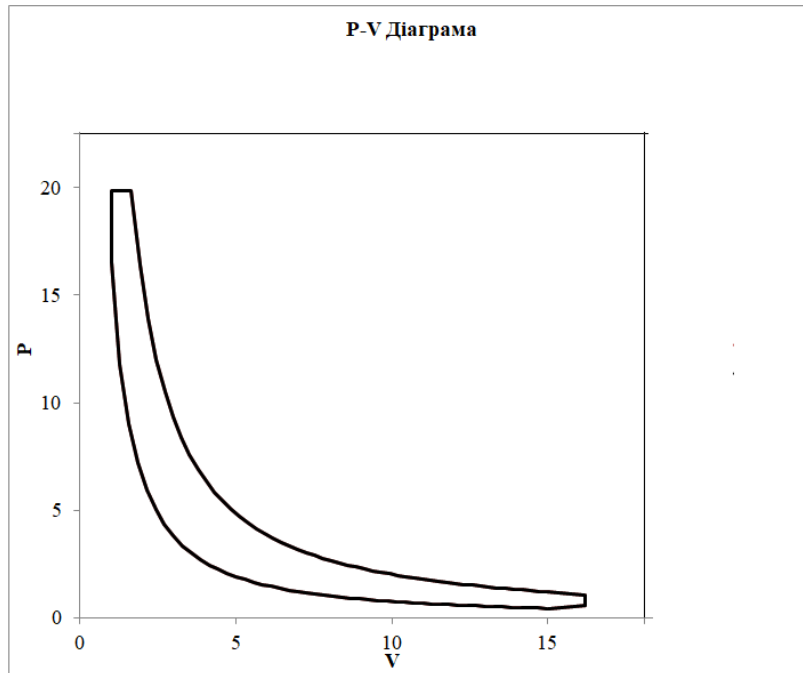


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма в P-V координатах

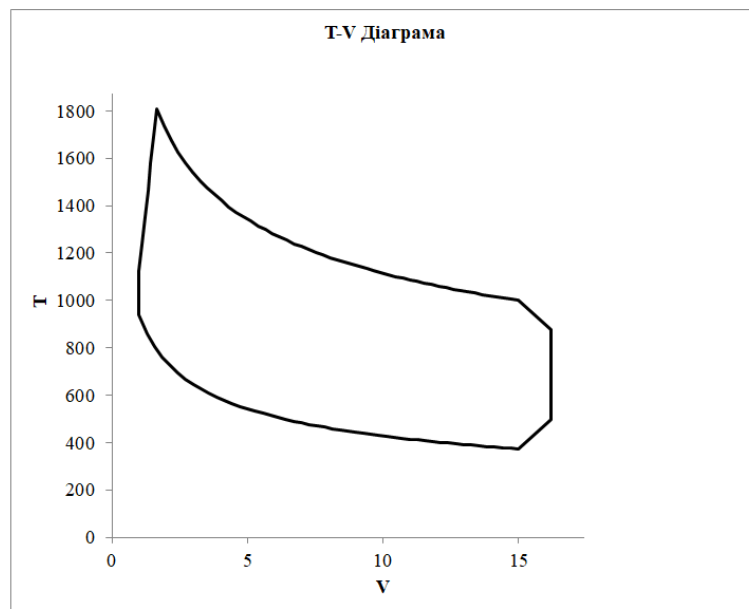


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма в T-V діаграма

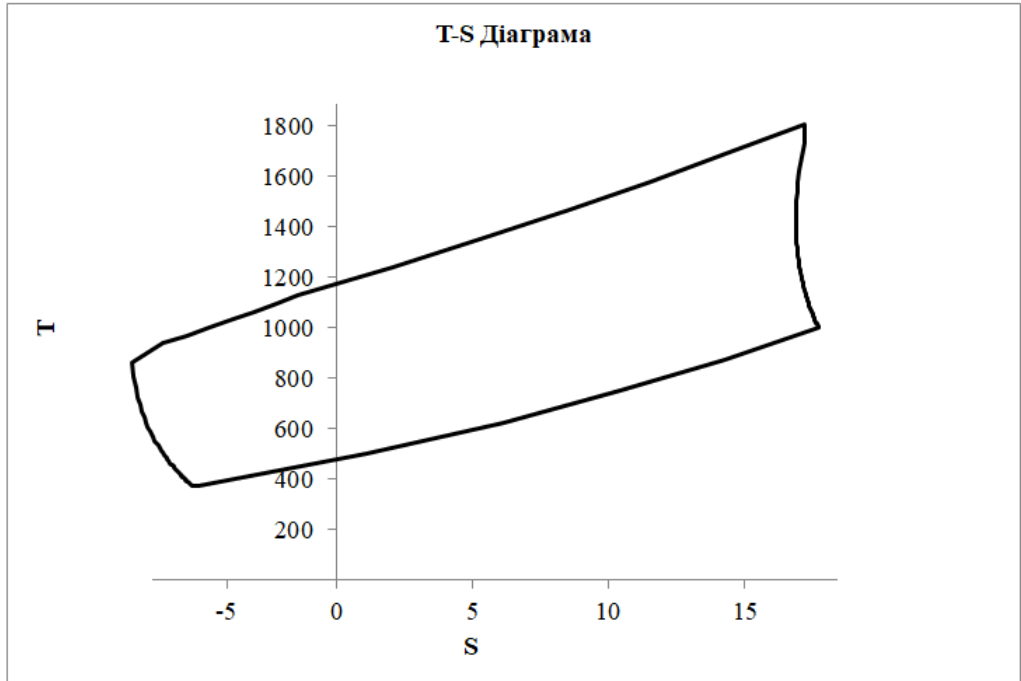


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма в T-S діаграма

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_r – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – рушійна сила, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – силу, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 3.1).

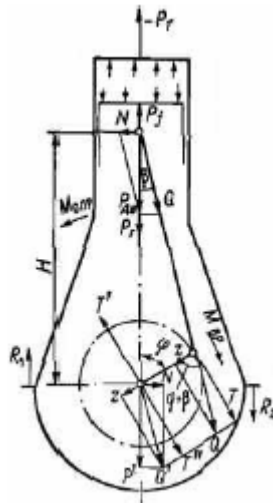


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

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

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

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		24

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	0,28
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	1000
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	21,259
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,438
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,456
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,315
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,189
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	95
Радіус кривошипа	м	r	0,16
Ступінь стиснення		ϵ	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,34
Показник політропи розширення		n_2	1,268
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,649
Угловая скорость кривошипа	с	w	104,667

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

j°	$j \text{ rad}$	s	P_r	P_j	P_{dv}	b	N	Z	T	Q	u	j
0	0	0	0,4560	-	-2,7610	0,0000	0,0000	-2,7610	0,0000	-2,76	0,00	2084,11
15	0,261799	0,040404473	0,4560	3,0563	-2,6003	0,0489	0,1273	-2,4788	0,7960	-2,60	5,13	1980,00
30	0,523599	0,157599596	0,4560	2,5989	-2,1429	0,0945	0,2031	-1,7542	1,2473	-2,15	9,74	1683,64
45	0,785398	0,340143219	0,4560	1,9132	-1,4572	0,1336	0,1959	-0,8919	1,1689	-1,47	13,42	1239,44

Продовження табл.3.2.(1)

60	1,047198	0,570875	0,4560	-1,0971	-0,6411	0,1637	-0,1059	-0,2289	-0,6082	-0,65	15,87	710,77
75	1,308997	0,829350655	0,4560	-0,2574	0,1986	0,1826	0,0367	0,0160	0,2013	0,20	16,97	166,76
90	1,570796	1,0945	0,4560	0,5114	0,9674	0,1890	0,1850	-0,1850	0,9674	0,98	16,75	-331,28
105	1,832596	1,346988745	0,4560	1,1431	1,5991	0,1826	0,2952	-0,6991	1,4682	1,63	15,38	-740,57
120	2,094395	1,570875	0,4560	1,6085	2,0645	0,1637	0,3410	-1,3275	1,6174	2,09	13,13	1042,06
135	2,356194	1,754356781	0,4560	1,9132	2,3692	0,1336	0,3185	-1,9005	1,4500	2,39	10,26	1239,44
150	2,617994	1,889650404	0,4560	2,0875	2,5435	0,0945	0,2411	-2,3233	1,0630	2,55	7,00	1352,35
165	2,879793	1,972256126	0,4560	2,1706	2,6266	0,0489	0,1286	-2,5704	0,5556	2,63	3,54	1406,20
180	3,141593	2	0,4380	2,1943	2,6323	0,0000	0,0000	-2,6323	0,0000	2,63	0,00	1421,54
195	3,403392	1,972256126	0,4457	2,1706	2,6163	-0,0489	-0,1281	-2,5603	-0,5534	2,62	-3,54	1406,20
210	3,665191	1,889650404	0,4702	2,0875	2,5576	-0,0945	-0,2424	-2,3362	-1,0689	2,57	-7,00	1352,35
225	3,926991	1,754356781	0,5156	1,9132	2,4288	-0,1336	-0,3265	-1,9483	-1,4865	2,45	-10,26	1239,44
240	4,18879	1,570875	0,5909	1,6085	2,1994	-0,1637	-0,3632	-1,4143	-1,7231	2,23	-13,13	1042,06
255	4,45059	1,346988745	0,7128	1,1431	1,8560	-0,1826	-0,3426	-0,8113	-1,7041	1,89	-15,38	-740,57
270	4,712389	1,0945	0,9142	0,5114	1,4256	-0,1890	-0,2727	-0,2727	-1,4256	1,45	-16,75	-331,28
285	4,974188	0,829350655	1,2630	-0,2574	1,0056	-0,1826	-0,1856	0,0809	-1,0194	1,02	-16,97	166,76
300	5,235988	0,570875	1,9110	-1,0971	0,8139	-0,1637	-0,1344	0,2905	-0,7721	0,82	-15,87	710,77
315	5,497787	0,340143219	3,2249	-1,9132	1,3117	-0,1336	-0,1764	0,8028	-1,0522	1,32	-13,42	1239,44
330	5,759587	0,157599596	6,0922	-2,5989	3,4934	-0,0945	-0,3311	2,8598	-2,0334	3,51	-9,74	1683,64
345	6,021386	0,040404473	11,8165	-3,0563	8,7602	-0,0489	-0,4289	8,3507	-2,6815	8,77	-5,13	1980,00
360	6,283185	0	16,4982	-3,2170	13,2812	0,0000	0,0000	13,2812	0,0000	13,28	0,00	2084,11
375	6,544985	0,040404473	21,2590	-3,0563	18,2027	0,0489	0,8911	17,3518	5,5720	18,22	5,13	1980,00
390	6,806784	0,157599596	15,6159	-2,5989	13,0170	0,0945	1,2338	10,6562	7,5770	13,08	9,74	1683,64
405	7,068583	0,340143219	8,5536	-1,9132	6,6404	0,1336	0,8928	4,0642	5,3268	6,70	13,42	1239,44
420	7,330383	0,570875	5,2133	-1,0971	4,1161	0,1637	0,6798	1,4693	3,9046	4,17	15,87	710,77
435	7,592182	0,829350655	3,5230	-0,2574	3,2656	0,1826	0,6029	0,2629	3,3104	3,32	16,97	166,76
450	7,853982	1,0945	2,5948	0,5114	3,1062	0,1890	0,5942	-0,5942	3,1062	3,16	16,75	-331,28
465	8,115781	1,346988745	2,0505	1,1431	3,1936	0,1826	0,5896	-1,3961	2,9322	3,25	15,38	-740,57
480	8,37758	1,570875	1,7169	1,6085	3,3255	0,1637	0,5492	-2,1384	2,6053	3,37	13,13	1042,06
495	8,63938	1,754356781	1,5092	1,9132	3,4224	0,1336	0,4601	-2,7453	2,0946	3,45	10,26	1239,44
510	8,901179	1,889650404	1,3830	2,0875	3,4705	0,0945	0,3289	-3,1700	1,4504	3,49	7,00	1352,35
525	9,162979	1,972256126	1,3148	2,1706	3,4854	0,0489	0,1706	-3,4108	0,7373	3,49	3,54	1406,20
540	9,424778	2	1,2933	2,1943	3,4876	0,0000	0,0000	-3,4876	0,0000	3,49	0,00	1421,54
555	9,686577	1,972256126	0,3150	2,1706	2,4856	-0,0489	-0,1217	-2,4324	-0,5258	2,49	-3,54	1406,20
570	9,948377	1,889650404	0,3150	2,0875	2,4025	-0,0945	-0,2277	-2,1945	-1,0040	2,41	-7,00	1352,35
585	10,21018	1,754356781	0,3150	1,9132	2,2282	-0,1336	-0,2996	-1,7874	-1,3637	2,25	-10,26	1239,44
600	10,47198	1,570875	0,3150	1,6085	1,9235	-0,1637	-0,3177	-1,2369	-1,5070	1,95	-13,13	1042,06
615	10,73377	1,346988745	0,3150	1,1431	1,4581	-0,1826	-0,2692	-0,6374	-1,3388	1,48	-15,38	-740,57

Продовження табл.3.2.(3)

630	10,99557	1,0945	0,3150	0,5114	0,8264	-0,1890	0,1581	-0,1581	0,8264	0,84	-16,75	-331,28
645	11,25737	0,829350655	0,3150	-0,2574	0,0576	-0,1826	0,0106	0,0046	0,0584	0,06	-16,97	166,76
660	11,51917	0,570875	0,3150	-1,0971	-0,7821	-0,1637	0,1292	-0,2792	0,7419	-0,79	-15,87	710,77
675	11,78097	0,340143219	0,3150	-1,9132	-1,5982	-0,1336	0,2149	-0,9782	1,2820	-1,61	-13,42	1239,44
690	12,04277	0,157599596	0,3150	-2,5989	-2,2839	-0,0945	0,2165	-1,8696	1,3294	-2,29	-9,74	1683,64
705	12,30457	0,040404473	0,3150	-3,0563	-2,7413	-0,0489	0,1342	-2,6132	0,8391	-2,74	-5,13	1980,00
720	12,56637	0	0,3150	-3,2170	-2,9020	0,0000	0,0000	-2,9020	0,0000	-2,90	0,00	2084,11

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град		60												
j°	T _Σ												T _Σ	T _{CPΣ}
	Номер циліндра													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
0	0,000	-0,608	1,617	0,000	-1,723	0,772	0,00	3,90	2,61	0,00	1,51	0,74	4,26	7,11
15	-0,796	0,201	1,450	-0,553	-1,704	1,052	5,57	3,31	2,09	0,53	1,34	1,28	7,94	7,11
30	-1,247	0,967	1,063	-1,069	-1,426	2,033	7,58	3,11	1,45	1,00	0,83	1,33	7,89	7,11
45	-1,169	1,468	0,556	-1,487	-1,019	2,682	5,33	2,93	0,74	1,36	0,06	0,84	4,08	7,11
60	-0,608	1,617	0,000	-1,723	0,772	0,000	3,90	2,61	0,00	1,51	0,74	0,00	4,26	7,11
													28,43	

Сили Pr, Pj, Pdv в МПа

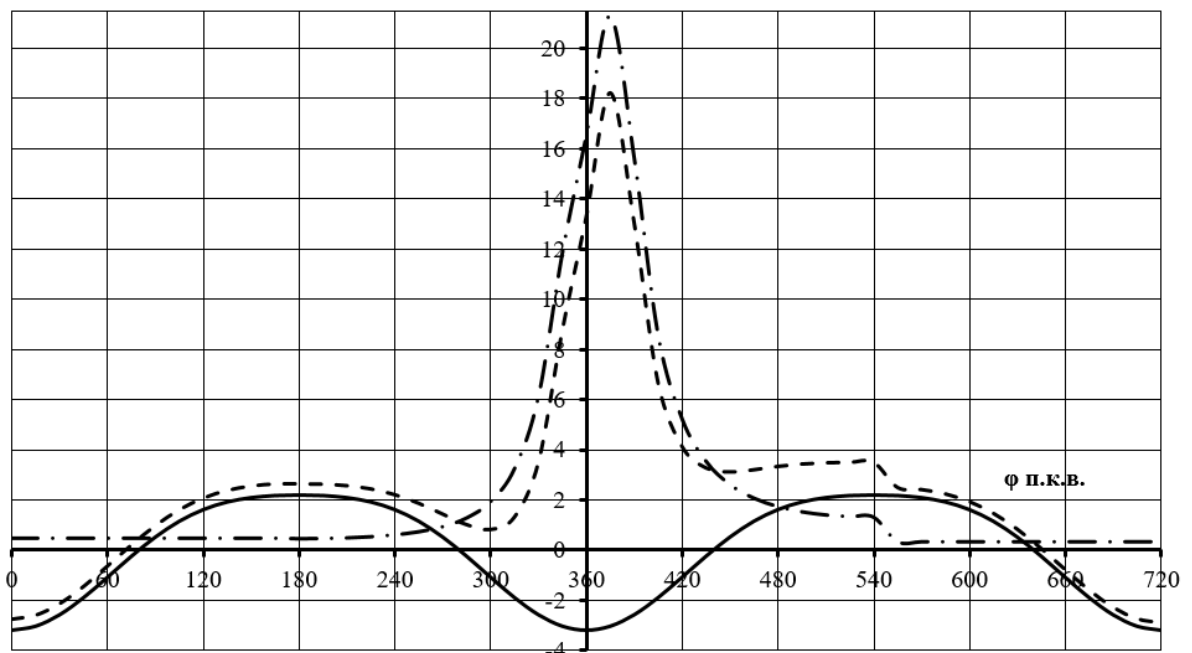


Рисунок 3.2 – Зміна сил Pr, Pj, Pdv від кута повороту колінчастого валу

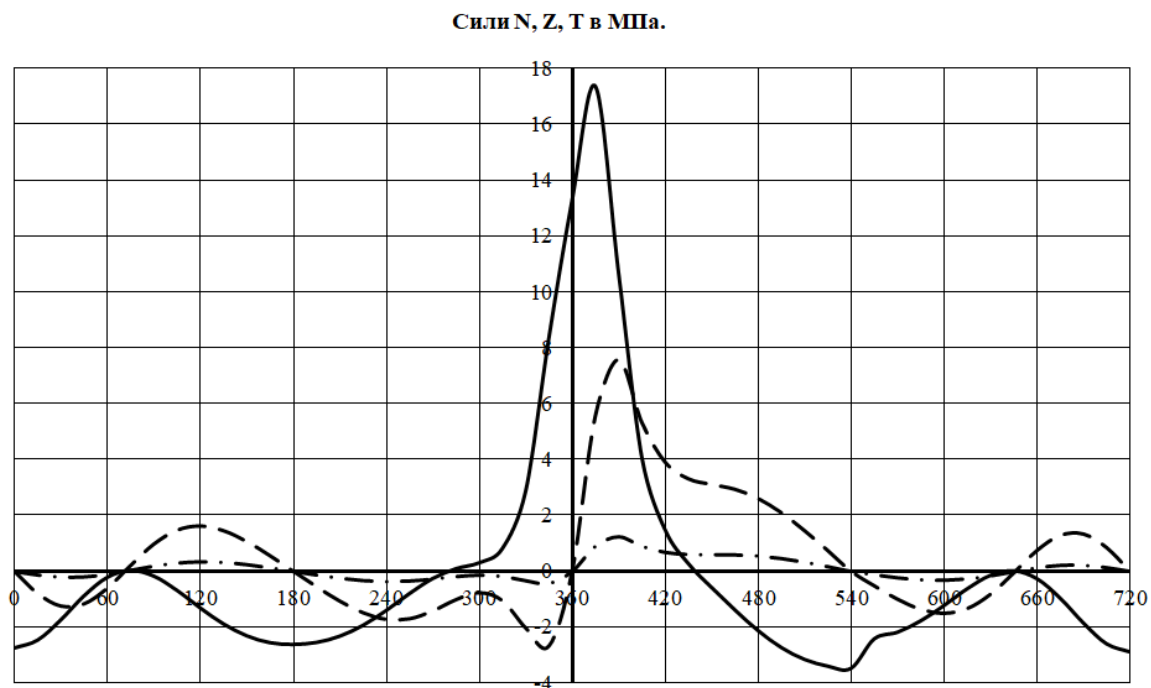


Рисунок 3.3 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

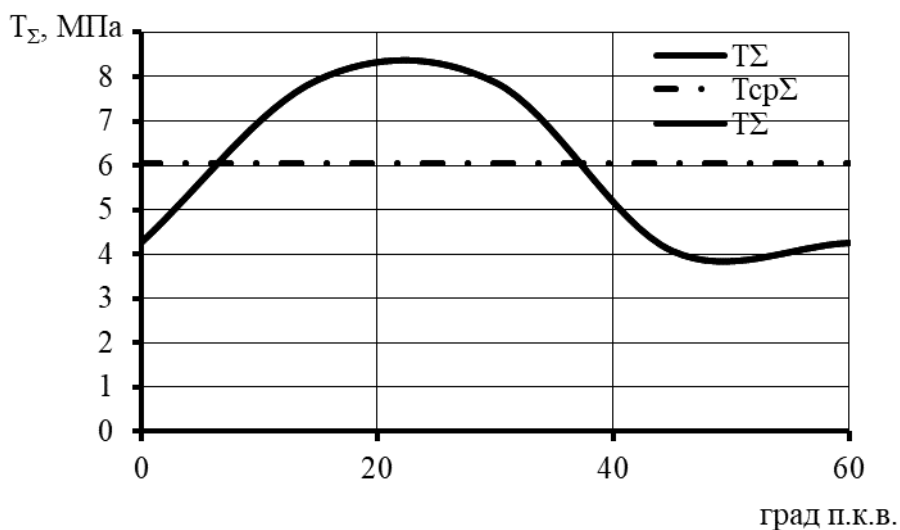


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Проектування насосу виконується при заданих значеннях витрати Q (160 м³/год) та питомої роботи L (380 Дж/кг) на відміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються.

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

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

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

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку відцентрового насосу

Параметр	Формула	Значення
Коефіцієнту швидкохідності	n_s	99,11
Кутова швидкість обертання ротору насоса, м/с	$\omega = \frac{c \Delta l_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{n_s^2}}$	209,3
Об'ємний ККД	$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,97
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}$	0,867
Приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, м	$D_{1np} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$	0,1154
Коефіцієнт входного діаметру	$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_o}}}$	4,1

Продовження табл.4.1.(1)

Коефіцієнт, який залежить від С	$k_{co} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$	0,076
Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення, м	$D_{1пр}^*$	0,0887
Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{мвн} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0,923
Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{сп} = 0,95 \dots 0,98$	0,95
ККД насоса	$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m = \eta_r \eta_o \eta_{мвн} \eta_{сп}$	0,738
Діаметр вала ротора насосу, м	$d_b = \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi[\tau]}}$	0,0265
Крутний момент на валу ротора насосу, Н·м	$M_k = \frac{N_b}{\omega}$	109,48
Потужність на привід вала ротора насосу, Вт	$N_b = \frac{\rho QL}{\eta}$	22914
Діаметр маточини робочого колеса, м	$d_{ст} = (1,2 \dots 1,8) d_b$	0,0477
Ширина колеса, м	$B_k = (0,2 \dots 0,4) D_2$	0,095
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с	$c_o = k_{c_o} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	4,28
Діаметр входу в робоче колесо, м	$D_o = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi c_o} + d_{ст}^2}$	0,1263
Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м	$D_1 = (0,9 \dots 1,0) D_o$	0,116
Приведений діаметр в другому наближенні, м	$D_{1пр}^{**} = \sqrt{0,5(d_{ст}^2 + D_1^2)}$	0,0887
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с	$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	12,14
	$c_1' = c_o$	4,28

Продовження табл.4.1.(2)

Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с	$c_1' = c_{1m}'$	4,28
Коефіцієнт захарашення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = 1,1 \dots 1,25$	1,098
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с	$c_{1m} = c_{1m}' k_1$	4,7
Кут безударного входу, град	$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$	21,17
Кут установки лопаті на вході, град	$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	22
Кут атаки, град	$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	0,83
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$	13,02
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	12,56
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) c_{1m}$	3,5
Для литих коліс з відносно великою товщиною	$k = 6,5 \dots 10$	7
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса, шт	$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	9,24
Приймаємо	$ z $	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, м	$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 n_s + 0,276}$	0,2664

Продовження табл.4.1.(3)

Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення, м	D_2^{**}	0,2441
Питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг	$L_{\infty} = (1 + p)L_{\tau}$	522,33
Теоретична питома робота колеса, Дж/кг	$L_{\tau} = \frac{L}{\eta_{\tau}}$	438,3
Зовнішній діаметр робочого колеса, м	$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + L_{\infty}} \right]$	0,244002
Коефіцієнт захарашення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_1}{\pi D_1}}$	1,098
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	$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	25,54
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_{2m} = (0,8 \dots 1,1) \cdot c_{1m}$	4,5
Коефіцієнт захарашення каналу колеса лопатями	$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_2}{\pi D_2}}$	1,06
Товщина лопаті на виході, м	$\Delta_2 = (0,001 \dots 0,003) \text{ м}$	0,002
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0,0036
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u} = \frac{L_{\tau}}{u_2};$	17,17
Швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	17,49

Продовження табл.4.1.(4)

Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей	$c_{2u\infty} = \frac{L_T (1 + p)}{u_2}$	20,46
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	9,08
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі	w_1 / w_2	1,384
Оптимальне співвідношення відносних швидкостей	$w_1/w_2 = 3,166E-11ns^6 - 1,812E-08ns^5 + 4,228E-06ns^4 - 5,150E-04ns^3 + 3,464E-02ns^2 - 1,231E+00ns + 1,982E+01$	1,382
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin\beta_2}$	6,27
	$p = 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$	0,1917
	β_2	34
	$\psi = k_3 + 0,6 \sin \beta_2$	0,89
	$k_3 = 0,55 \dots 0,68$	0,55
	$\beta_{2cp} = \arctg \frac{c'_{2m} \cdot k_1}{u_2 - \frac{u_2 - c'_{2m} \cdot k_1 / \operatorname{tg} \beta_2}{1 + p}}$	27,60

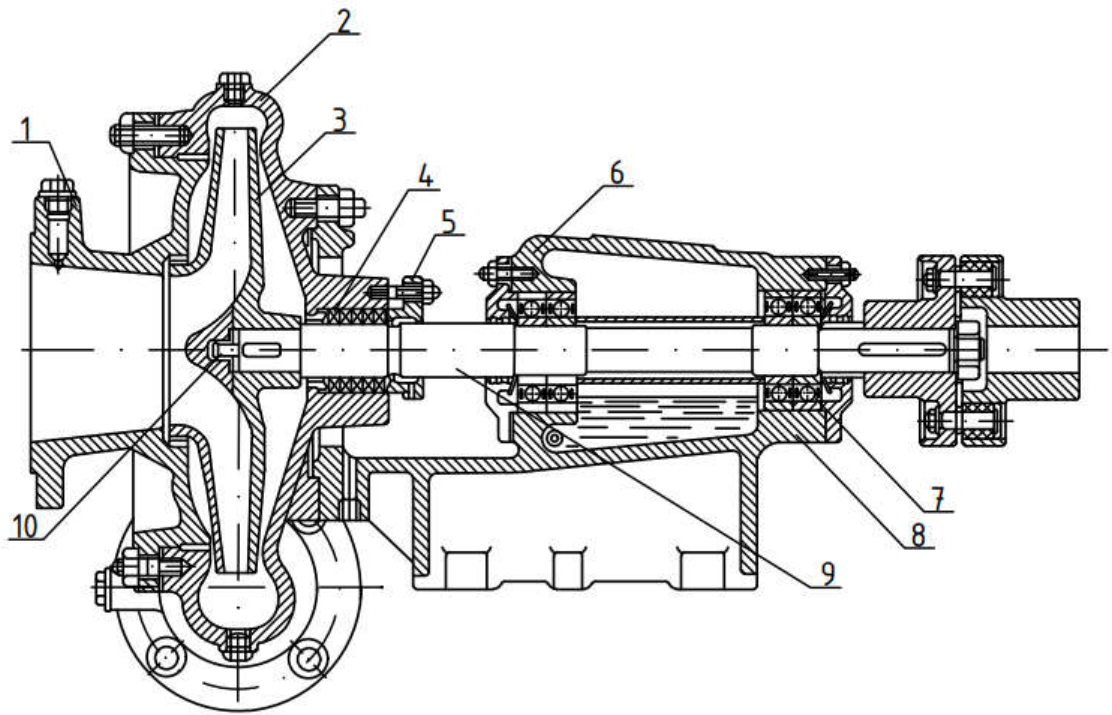


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд уніфікованого відцентрового консольного насосу:

1 – передня кришка з всмоктувальним патрубком; 2 – спіральне відведення корпусу насоса; 3 – робоче колесо; 4 – сальникове набивання; 5 – втулка сальника; 6 – опора корпусу; 7 – шарикопідшипник; 8 – опори валу; 9 – вал

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;

					<i>КРБ.142.2227см.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

- 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.

Одноступінчасті відцентрові насоси для чистої води невеликої продуктивності виконуються консольними з одностороннім входом. Такі насоси називаються насосами типу; вони мають станину 6, яка містить у собі підшипники 7 і кріпиться до фундаменту. Спиральний кожух насоса 1 кріпиться до станини фланцем і може бути повернутий так, що патрубок напірний прийме горизонтальне або вертикальне положення.

Осьовий тиск у насосі частково врівноважується за допомогою отвору розвантаження, для чого колесо забезпечене отворами в робочому диску і другим ущільненням з тильного боку колеса. Камера для розвантаження осьового тиску повідомляється трубкою з патрубком, що всмоктує, насоса.

Для сприйняття неврівноваженої частини осьового зусилля та фіксації ротора встановлено другий завзятий кульковий підшипник. Сальник насоса має гідравлічне ущільнення. Подібні насоси випускаються продуктивністю від 28 до 100 л/сек і напором від 12 до 98 м. Одноступінчасті насоси великої продуктивності найчастіше виконуються із двостороннім підведенням води. Двопотокове колесо великої продуктивності в порівнянні з однопотоковим має суттєво кращі кавітаційні показники при врівноваженому осьовому тиску.

Такі насоси призначені для перекачування чистої води із температурою до 80°. Корпус насоса чавунний, з горизонтальним роз'ємом вздовж осі валу. Кільця ущільнювальні чавунні, змінні. Вал насоса сталевий, на радіальних підшипниках ковзання з одним наполегливим шарикопадшипником. Мاستило підшипників ковзання кільцеве.

Сальники мають водяний затвор, який здійснюється за допомогою трубок, що підводять воду зі спіральної камери насоса.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		35

РОЗДІЛ 5
РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 28/33

5.1 Паливна система

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

Двигун V28/33D працює лише на дистилатному 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 [5].

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).

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		36

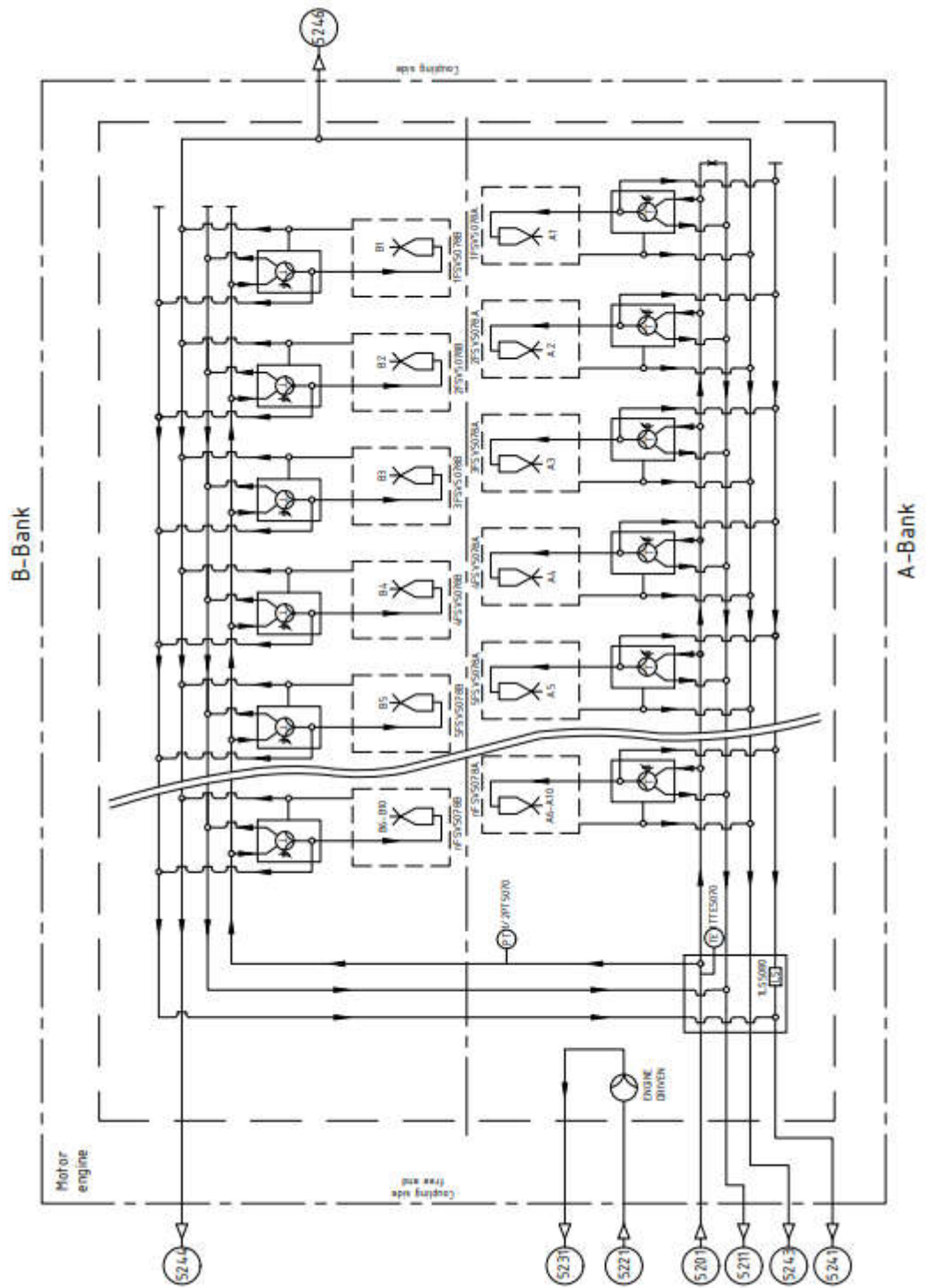


Рисунок 5.1 – Паливна система двигуна 12ЧН 28 /33

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.23.18.00.ПЗ

Аркуш

37

Класифікація паливної системи

Паливна система двигуна MAN 12V28/33D складається з коалесцера, витратоміра палива, дуплексного паливного фільтру, охолоджувача пального, клапана регулювання тиску.

Паливо в контур подається з службового або денного бака. Резервуар надається клієнту, тому його розміри можна налаштувати відповідно до специфікацій судна. Як правило, це «стандартний» збірний бак, з поплавковим клапаном контролю рівня та оснащений вентиляційним та дренажним трубопроводом. Основу резервуара потрібно встановити або макс. 4 метри нижче або макс. 6 метрів вище центральної лінії колінчастого валу двигуна (втрата тиску в системах живлення та трубопроводах не враховується). Це необхідно для забезпечення необхідного діапазону тиску на вході паливного насоса з приводом двигуна хв. – 0,5 бар до макс. + 0,5 бар. Для покращення пускової характеристики двигуна у випадку, коли паливний бак знаходиться під центральною лінією колінчастого валу, рекомендується встановити паливний ручний насос (30.110.150) у трубопроводі живлення поблизу резервуара. Цей паливний ручний насос подає мазут безпосередньо перед впуском двигуна. MAN рекомендує встановлювати запобіжний клапан у подачі як макс. не можна перевищувати тиск +0,5 бар.

За розташуванням на двигуні MAN 12V28/33D ПНВТ є рядним, кожна секція паливного насоса забезпечує роботу одного з циліндрів дизеля.

Потім паливо надходить до встановленого на двигуні паливного насоса через гнучкий з'єднання. Шестеренчатий насос з робочим об'ємом встановлений на головному масляному насосі двигуна і приводиться в рух валом масляного насоса через спеціальну муфту. Насос має будований запобіжний клапан скидання тиску.

Конструкція денного бака і насоса з двигуном гарантує, що двигун буде працювати або буде доступний для запуску в стані «чорного корабля». Це пе-

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		38

редбачає наявність 24 В постійного струму для електронних систем уприскування палива та керування.

Насос підвищує тиск палива до 10 бар і циркулює зі швидкістю, що приблизно в п'ять разів перевищує витрату двигуна. Високий тиск і витрата забезпечують достатнє охолодження інжекторних насосів, забезпечують повне заповнення камери нагнітального насоса та запобігають ерозії.

Форсунка являє собою механічну форсунку уприскування 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.

Система впорскування палива в двигуні містить (на циліндр) електронно керований паливний насос з ривком, що керується розподільним валом, паливну трубу високого тиску в оболонці та окрему форсунку. Кожен паливний насос має власний електронний соленоїд/модуль керування. Паливопроводи високого тиску мають подвійну оболонку та під кришками для захисту від розбризкування палива у малоймовірному випадку несправності.

Зовнішня обшивка лінії підключається до сигналізації; будь-яке паливо, що надходить у зовнішню оболонку, зливається в бак для витоку на двигуні, нижче центральної лінії колінчастого валу, в якому підвищення рівня спричинить сигнал тривоги. Дренажне з'єднання має бути підведене по трубці назад до збірного або зливного бака. Паливний насос уприскування вмонтований в корпус кулачкового толкателя і оснащений вбудованим роликовим толкателем. Корпус толкателя кулачка є частиною корпусу паливного насоса і з'єднаний з рейками подачі та зворотного палива. Паливні форсунки встановлені в центрі головок циліндрів, а подача палива здійснюється через з'єднання з бічного входу через головку циліндрів. Потік витоку насоса та інжектора є безперервним і залежно від навантаження двигуна може досягати максимальної швидкості 5,2-6,2 літрів на циліндр за годину. Однак цей витік палива можна

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		39

використовувати повторно. Він виходить з двигуна під дією сили тяжіння, на цей потік не повинно бути протитиску, оскільки це призведе до розбавлення моторного мастила паливом. Тому витік палива вимагатиме збору в резервуар і перекачування назад у цистерни для наливу, якщо вони будуть розміщені над двигуном.

З нагнітання паливного насоса паливо по трубопроводу надходить до позамоторного дуплексного фільтра. Фільтр являє собою дуплексну конструкцію з повстяним елементом глибиною 10 мікрон (абсолютна). Він має ручну зміну клапана, що дозволяє змінювати картридж фільтра під час роботи двигуна, щоб відповідати вимогам класифікаційного товариства. У фільтрувальних резервуарах робочий тиск вище 10 бар.

Тиск палива електронно вимірюється в двигуні на виході паливного насоса і впускному отворі двигуна після фільтра. Різниця між цими двома тисками контролюється програмним забезпеченням керування двигуном. Якщо диференціал піднімається вище 0,7 бар, подається сигнал тривоги, щоб почати ручну заміну фільтра та заміну картриджа.

Від фільтра паливо по трубопроводу повертається до двигуна і циркулює навколо колектора двигуна до паливних насосів упорскування. Потім він виходить з двигуна перед тим, як потрапити до всмоктування головного насоса через охолоджувач пального масла та клапан регулювання тиску

Фільтри призначені для запобігання загрози забруднення обладнання частинками, які знаходяться в перекачуваному паливі у взвішеному стані, а також попадання в насос випадкових крупних частинок, що можуть вивести його з ладу. Ці функції виконують фільтри грубої очистки (ФГО), що встановлюються біля забору палива.

Фільтри тонкої очистки (ФТО) призначені для видалення із палива абразивних частинок.

Фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з палива частинок розміром більше 40 мкм;

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		40

Фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з палива розміром більше 6 мкм.

Розрахункова частина

Таблиця 5.1. – Розрахунок паливної системи

Параметр	Формула	Значення
Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	27095,03
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,1878
Номінальна потужність двигуна, кВа	N_e	5465
Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	33,42
Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	860,00
Коефіцієнт захаращення 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 паливопідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nh} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	2,28
Коефіцієнт запаса палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
Потужність привода паливопідкачуального насоса, кВт	$N_{nh} = \frac{W_{nh} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nh}}$	0,67
Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,50
ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	$\eta_{nh} = 0,6 \dots 0,7$	0,70
Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nh}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{\text{осн}}}$	0,04
Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,05

Продовження табл. 5.1.(1)

Коефіцієнт живого перетину	$K_{жнп} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,95
Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	24631,84
Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	3
Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цмстерні сепаратора, м ²	$F_{mn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	4,085
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	$N_{mn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	142,5
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	$g_{u \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	35,636
Кількість циліндрів	i	12
Частота обертання, об/хв	n	1000
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	0,436
	приймаємо	0,5
Діаметр циліндра, мм	D	280,00
Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	7
Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	1,5

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

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, формується масляна плівка. Вона розділяє рухомі поверхні і уберігає поверхні, що труться від додаткових навантажень.

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

Зменшення тертя між сполученими деталями. Причому компоненти системи спрямовані на зменшення всіх видів тертя - сухого - безпосереднього зіткнення деталей один з одним, рідинного - з поділом масла, напіврідинного (масляний шар присутній, але повного поділ поверхонь, що труться маслом немає). Сухе тертя у чистому вигляді на практиці – найрідкісніше. Його можна зустріти при деформації контактуючих тіл (наприклад, підшипників), при руйнуванні граничних плівок у місцях підвищеного тиску. Набагато ж найпоширеніша ситуація – напіврідинне та рідинне тертя. З рідинним тертям деталі, наприклад, часто зустрічаються при високих окружних швидкостях при попаданні олії в клиновий проміжок між цапфою і вкладишем підшипника ковзання.

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

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

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		44

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 (паливо йде безпосередньо в камеру згоряння, відсутній етап промивання клапанів). Також проблема нагару актуальна у ситуаціях, якщо транспортний засіб використовується лише час від часу, є постійні простої, або при використанні авто в холодну пору року його власник не вдається до прогріву двигуна.

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

Піддон картера для мастила – мокрого типу для допоміжних двигунів та дизель-генераторів. Сухий картер рекомендується для головних двигунів, що працюють на важке паливо. Піддон сухого типу має два отвори для зливу олії з кожного кінця. двигуна. З них два отвори слід приєднати до масляного танка системи.

Насос мастила, що наводиться безпосередньо, - шестеренного типу і обладнаний клапаном регулювання тиску. Насос налаштовується таким чином, щоб забезпечити достатню потік навіть за низьких швидкостях. З'єднання для резервного насоса можливе на вибір. Інформацію щодо висоти всмоктування, витрати та тиску насоса див.

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

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

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		45

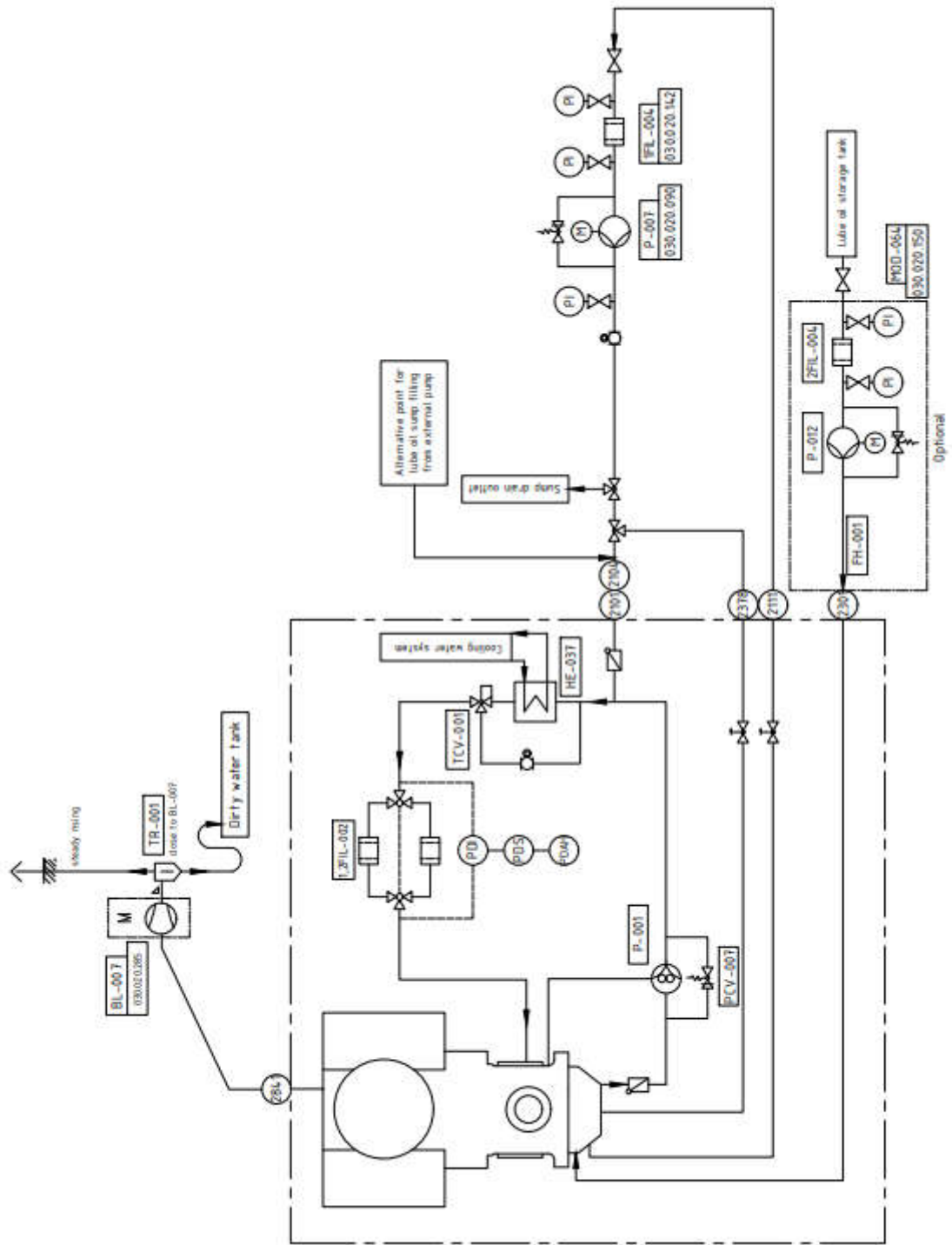


Рисунок 5.2 – Система змащення

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

Класифікація системи змащення

Насос попереднього змащування всмоктує масло через всмоктувальні сітчасті фільтри в картері двигуна. Залежно від типу насоса попереднього змащення, отвір на випуску може знадобитися для забезпечення необхідного перепаду тиску насоса, наданого виробником насоса.

Насос попереднього змащування є об'ємним типом, оснащеним байпасом запобіжний клапан для захисту насоса та системи від надмірного тиску. Блокування встановлюється в системі керування двигуном (SaCoS), щоб запобігти запуску двигуна, якщо тиск оливи перед змащенням не визначається або не досягається. Двигун буде повністю заправлений і готовий до запуску протягом 60 секунд після початку попереднього змащування насос.

Насос попереднього змащення повинен бути розташований якомога нижче і ближче до резервуар для мастила для запобігання кавітації. Перепад тиску в трубопроводі не повинна перевищувати всмоктувальну здатність насоса. З відповідним діаметром, прямі лінії та коротка довжина падіння тиску може бути низьким. Після зупинки двигуна необхідно розпочати додаткове змащування, яке має тривати 15 годин хв. Це потрібно для охолодження і нагрівання підшипників турбокомпресора внутрішні компоненти двигуна.

Для температур машинного відділення нижче 5 °C використовується попередній підігрівач охолоджувальної води НТ можна використовувати для попереднього нагрівання мастила шляхом одночасної циркуляції обох середовищ через двигун. Насос попереднього змащування можна використовувати для циркуляції мастила через двигун. Для температур значно нижче 0 °C більше необхідно забезпечити потужний попередній нагрівач охолоджувальної води НТ, а також потужність електродвигун і всмоктувальна здатність насоса попереднього змащування повинні бути налаштована на максимально можливу в'язкість мастила.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

Як альтернатива окремо можна встановити блок попереднього підігріву мастила. Цю ж процедуру можна використовувати для підтримки температури масла вище 40 °С (вимога запуску) під час роботи двигуна в режимі очікування.

Фільтр всмоктування мастила захищає насоси мастила від великого бруду частинок, які могли накопичитися в резервуарі. Рекомендується використовувати а фільтр конусного типу з розміром осередків 1,5 мм. Два манометри, встановлені перед і після сітчастого фільтра, вказують, коли виникає необхідність ручного очищення фільтра, яке бажано робити в порту.

Щоб забезпечити підтримку легкого вакууму в картері двигуна та видалити потенційно небезпечну суміш масляного туману та газу згоряння, двигун встановлено витяжний вентилятор. Більшість масляного туману конденсується в краплі вентиляційну трубу і повертається в двигун, отже трубопровід до вентилятора агрегат повинен мати безперервний підйом. Щоб забезпечити тривалу роботу без обслуговування, ми рекомендуємо встановлювати цей трубопровід під мінімальним кутом 25 °. Якщо цей кут недосяжний для частини або всієї установки, вручну точки зливу повинні бути встановлені в трубопроводі в місцях, де масло може потрапляти збирати. Розрідження в картері регулюється витяжним вентилятором, розміщеним усередині вентиляційну трубу двигуна та регулюється за допомогою датчика тиску, розміщеного на картер. Відстань між двигуном і вентиляційним вентилятором повинна бути мін. 7 метрів і макс. 10 метрів.

Передбачено місце для відбору зразків мастила – ручний вентиляційний отвір для мастила. Для цього використовується масляний фільтр. Дивлячись на маховик, цей вентиляційний отвір розташований з правого боку корпусу масляного фільтра, трохи вище керівництва місце заповнення відстійника. Є достатньо місця для розміщення невеликої пляшки для проб розташувати під вентиляційним краном.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		48

Всмоктувальні труби повинні бути встановлені з постійним ухилом і відповідати розмірам загальний опір (включаючи перепад тиску для всмоктувального фільтра), що не перевищує опору насоса висота всмоктування. Перед запуском двигуна необхідно забезпечити вентиляцію лінії всмоктування. Тому конструкція всмоктувальної лінії повинна бути виконана відповідно.

Промивка системи мастила перед введенням двигуна в експлуатацію вимагає, щоб усі установки в системі були належним чином операція. Майте на увазі, що для введення в експлуатацію потрібні спеціальні установки.

Насос попереднього змащення повинен бути включений принаймні за 5 хвилин до запуску двигуна. Насос попередньої мастила служить для допомоги підключеній магістралі двигуна масляний насос, доки він не забезпечить достатню швидкість потоку.

Систему мастила можна заповнювати вручну з бочок і ручного насоса за допомогою точки заливної кришки, розташована на корпусі масляного фільтра з боку банку «В». Альтернативно заповнення може здійснюватися шляхом перенесення насос із резервуара для зберігання масла через вхідну трубу попереднього змащування.

Складові системи:

Стандартно двигун оснащений таким навісним обладнанням:

- Масляний насос
- Масляний картер для повного заповнення мастила (доступні 2 різні види)
- Охолоджувач мастила
- Клапан регулювання температури мастила
- Дуплексний фільтр мастильного масла, додатково: Альтернативний автоматичний фільтр мастильного масла плюс відцентровий фільтр мастила

Не приєднаний до двигуна, але є частиною поставки:

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		49

- Видалення масляного туману

Не входить:

- Насос попереднього змащення (з електричним приводом)
- Блок попереднього підігріву

Розрахункова частина

Таблиця 5.2. – Розрахунок масляної системи

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	239,282
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	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	2,191*10 ⁶
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,1878
Номінальна потужність двигуна, кВа	N_e	5465
Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
Продуктивність відкачуючого насосу, м ³ /год	$W_{MВ} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	311,066
Ємність маслзбірної цистерни, м ³	$V_{MЦ} = K_c \frac{W_{MВ}}{z}$	16,17
Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
Кратність циркуляцій	$z = 10 \dots 30$ – МОД,СОД $z = 40 \dots 60$ – ВОД	25

Продовження табл. 5.2.

Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{mц}$	9,702
Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_v = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{mц}$	24,255
Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	80,08
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	$k = 290 \dots 460$	380
Температурний напір, К	Δt	20
Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{mc} = \frac{m \cdot V_{mц}}{t_c}$	5,1744
Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,2
Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	10

5.3. Система охолодження

Для охолодження суднових 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 повз масляний холодильник) і змішувач, подається через регулювальні вентилі в нижню частину зарубашкового простору циліндрів. зарубашкового простору циліндрів вода по патрубках переходить у циліндрові кришки, а звідти в зливний колектор і з нього через безповоротний клапан зливається за борт.

Частина води через терморегулятор направляєтся змішувач, який необхідний для підтримки мінімально допустимої температури води на вході. Імпульс на терморегулятор надходить від зливного колектора 9, і тому він

					<i>КРБ.142.2227см.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

працює автоматично: чим вище температура води на виході, тим менше води терморегулятор направляє змішувач 3. Індивідуальне регулювання температури води, що виходить з циліндрів, здійснюється вентилями і .

При замкнутій системі прісна вода, що подається насосом з розширювального бака через вхідні вентиля, надходить на охолодження циліндрів і циліндрових кришок, через вентиля індивідуального регулювання гаряча вода стікає в колектор прісної води, звідки надходить у розширювальний бак, з яким зв'язаний колектор. Забортна вода з кінгстона забирається насосом, проганяється через масляний холодильник і далі прокачується через холодильник прісної води і безповоротний клапан 16 за борт.

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

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		52

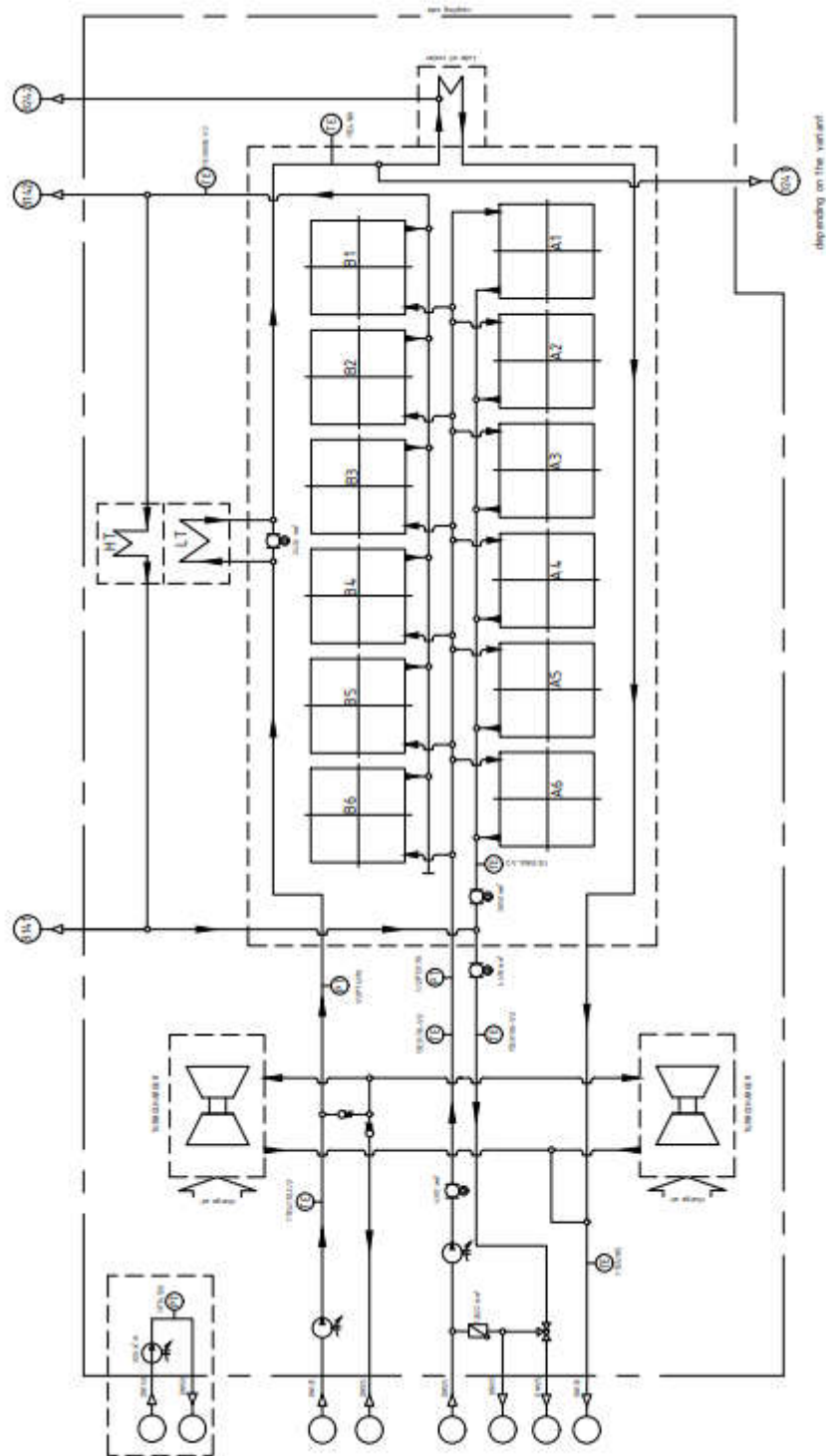


Рисунок 5.2 – Система охолодження

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ

Аркуш

53

Класифікація системи охолодження

Для охолоджувачів, що працюють на морській воді (неочищеній воді), мастилі або мазуті первинної сторони та очищеної прісної води на вторинній стороні, додаткова запас міцності 10 % щодо коефіцієнта теплопередачі.

Відповідно до вимог сучасних морських установок, щоб забезпечити мінімальну вагу та досягнуто фізичного розміру, основний пластинчастий охолоджувач(и) розроблено з дуже малим розміром поля. Для досягнення максимальної ефективності охолоджувача важливо, щоб проектні витрати води в системах правильні. Крім того, проектні витрати не слід перевищувати більш ніж на 15 %, щоб уникнути кавітації всередині двигуна та його систем. Тому засіб для обмеження потоку у формі будь-якого мають бути регульовані клапани або діафрагми та втулки для приладів встановлено в трубопровід двигуна.

Для температур машинного відділення нижче 5 °С використовується попередній підігрівач охолоджувальної води НТ можна використовувати для попереднього нагрівання мастила шляхом одночасної циркуляції обох середовищ через двигун. Насос попереднього змащування можна використовувати для циркуляції мастила через двигун. Для температур значно нижче 0 °С більше необхідно забезпечити потужний попередній нагрівач охолоджувальної води НТ, а також потужність електродвигун і всмоктувальна здатність насоса попереднього змащування повинні бути налаштована на максимально можливу в'язкість мастила.

Термостатний клапан ВТ контуру охолодження завжди монтується на двигуні, в той час як термостат НТ контуру охолодження може розташовуватися як на двигуні, так і поза ним. В установках з двигуном, що працює тільки на паливі морському дизельному паливі (MDF), можна встановити термостат НТ контуру у зовнішній системі охолодження і, таким чином, регулювати температуру води НТ контуру охолодження до двигуна.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		54

Складові системи:

• насоси (типи, конструкції)

Насос служить для охолодження корпусу колеса компресора турбокомпресора після зупинки двигуна. Його потрібно використовувати під час попереднього змащування і після змащування і залишаються в роботі протягом 45 хвилин після зупинки двигуна.

Контур НТ також включає водяний нагрівач із сорочкою та насосний модуль, що складається з вбудованого електричного нагрівача з термостатичним керуванням та відцентрового циркуляційного насоса. Цей пристрій працює, коли двигун не працює і не працює режим очікування для підтримки температури води в сорочці вище 60 °С. Двигун потрібно попередньо розігріти, щоб зменшити теплове розширення за рахунок швидкого кроку навантаження вгору. Температура вище 60 °С також запобігає корозії двигуна може бути викликано конденсатом води у вологому повітрі. вимагається потужність нагріву не менше 30 кВт. Для роботи в холодних умовах (арктика), а необхідна більш висока потужність обігріву.

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

Сервісний насос мастила всмоктує мастило через всмоктувальні фільтри в картер двигуна. Сервісний насос мастила, який приводиться в дію двигуном, має вбудований клапан скидання тиску, щоб запобігти надлишковому тиску в системі, коли масло більш в'язке в холодних умовах. Основний масляний насос як запасний повинен бути на борту відповідно до класу суспільства.

• охолоджувачі (конструкції)

Стандартно двигун оснащений таким навісним обладнанням:

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		55

- Двоступеневі охолоджувачі наддувочного повітря (1,2 HE-008), відповідний 2-й ступінь для LT охолоджувальна вода
- Охолоджувач мастила (HE-037)
- Насос охолоджувальної води LT (P-004)

Для охолодження наддувочного повітря після компресора турбокомпресора двигун оснащений двоступеневим охолоджувачем наддувочного повітря.

Для охолодження мастила двигун оснащений пластинчастим теплообмінником.

Охолоджувач має пластинчасту конструкцію та встановлений горизонтально на верхній частині фільтра модуль, який також включає вбудований клапан термостата масла. Охолоджуючим середовищем, що проходить через охолоджувач мастила, є низькотемпературна (LT) охолоджуюча вода. Між основним насосом і термостатом здійснюється подача від магістралі лінію подачі до детектора металевих частинок. Цей детектор забезпечує додатковий високий рівень захисту двигуна.

Термостатичний клапан прямої дії з восковим елементом, автоматичний регулятор температури, встановлений на вході та виході кулера. Як масло нагріває, клапан працює, щоб відвести більше масла через охолоджувач, щоб підтримувати його на рівні правильна робоча температура на вході в двигун.

• цистерни, трубопроводи, запірні арматури (конструкції, типи з'єднань)

Резервуар повинен мати розміри та розташування таким чином, щоб охолодження. Вода, що міститься в водяних контурах НТ і LT, може бути злита в нього для обслуговування. Це необхідно для виконання вимог щодо захисту навколишнього середовища (вода була оброблена хімікатами) та інгібування корозії (повторне використання кондиціонованої охолоджувальної води). Трубопроводи. Добавки охолоджуючої рідини можуть пошкодити цинковий шар. Тому вкрай необхідно уникати з використанням сталевих оцинкованих труб.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		56

Обробка охолоджувальної води надійно захистить внутрішні стінки труби від корозії. Крім того, існує ризик утворення локального електролітичного елемента пари, де цинковий шар зносився, і ризик аераційної корозії, коли цинковий шар неправильно прикріплений до основи. Труби повинні бути виготовлені та зібрані таким чином, щоб забезпечити належне дренажування всіх сегментів. Вентиляція повинна бути передбачена на кожній високій точці систему труб і дренажні отвори в кожній нижній точці. Обов'язково використовуйте кульові крани, що замикаються, або запірні ковпачки для запобігання витoku гарячої води з системи якщо клапани відкриті помилково.

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

Розширювальний танк повинен бути обладнаний лючком для огляду, рівнеміром, АПС по низькому рівню та пристроями для дозування присадок. Деяка кількість паливного газу може потрапляти до системи водяного охолодження двопаливного двигуна. Газ (як і повітря) сепарується в системі водяного охолодження та випускається у розширювальний танк системи охолодження. Тому розширювальний танк охолоджувальної води повинен мати кришку, щоб запобігти попаданню газу у зовнішню середу. Вентиляція розширювального танка охолоджувальної води двопаливного двигуна проводиться за аналогією з вентиляцією газопроводу. Всі отвори з розширювального танка охолоджувальної води у зовнішнє середовище виключенням вентиляційної труби, повинні бути, як правило, або закриті, або сконструйовані так, щоб не дозволити паливному газу вийти з танка (наприклад, переливна труба з водяним затвором). Вентиляційні труби розширювального танка охолоджувальної води двигунів, розташовані в одному машинному відділенні, можуть бути об'єднані. Конструкція та пристрій розширювального танка охолоджувальної води для певного проекту можуть вимагати схвалення класифікаційного суспільства. Вирівнююча труба від розширювального танка по-

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		57

винна мати переріз для швидкості протоки, не перевищує 1,0-1,5 м/с, щоб забезпечити необхідний тиск на вході насоса при працюючих двигунів. Потік води трубами залежить від кількості ведучих до танка вентиляційних труб та розмірів отворів у вентиляційних трубах.

Розрахункова частина

Таблиця 5.3. – Розрахунок системи охолодження

Параметр	Формула	Значення
Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{вк} = K_3 \frac{Q_6}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_6}$	393,257
Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,3
Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг*К)	$c_{пв}$	4,19
Щільність прісної води, кг/ м ³	$\rho_{пв}$	1000
Різниця температур води на виході і вході до двигуна, К	$\Delta t_6 = 10 \dots 12$	12
Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_6 \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{пр}$	$1,521 \cdot 10^7$
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,1878
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	5465
Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_6 = 0,12 \dots 0,17$	0,15
Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{пр}$	42700
Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{вк} = 0,272 \frac{W_{вк} \cdot H \cdot \rho_{пв}}{\eta}$	$4,261 \cdot 10^6$
Напір насоса, м	H	30
ККД насосу	η	0,753
Площа теплопередаючої поверхні водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{вк}}{k \cdot \Delta t}$	152,1
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	k	5000
Температурний напір, К	Δt	20
Продуктивність насоса забортної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_3 \frac{Q_{вк}}{c_{зв} \cdot \rho_в \cdot \Delta t_{зв}}$	462,877

Продовження табл. 5.3.

Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,3
Питома теплоємність забортної води, кг/ м ³	$c_{зв}$	4,188
Щільність забортної води, кг/ м ³	$\rho_{зв}$	1020
Різниця температур забортної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	10
Ємність розширювального баку, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,819

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

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		59

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 запропонованої 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.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		60

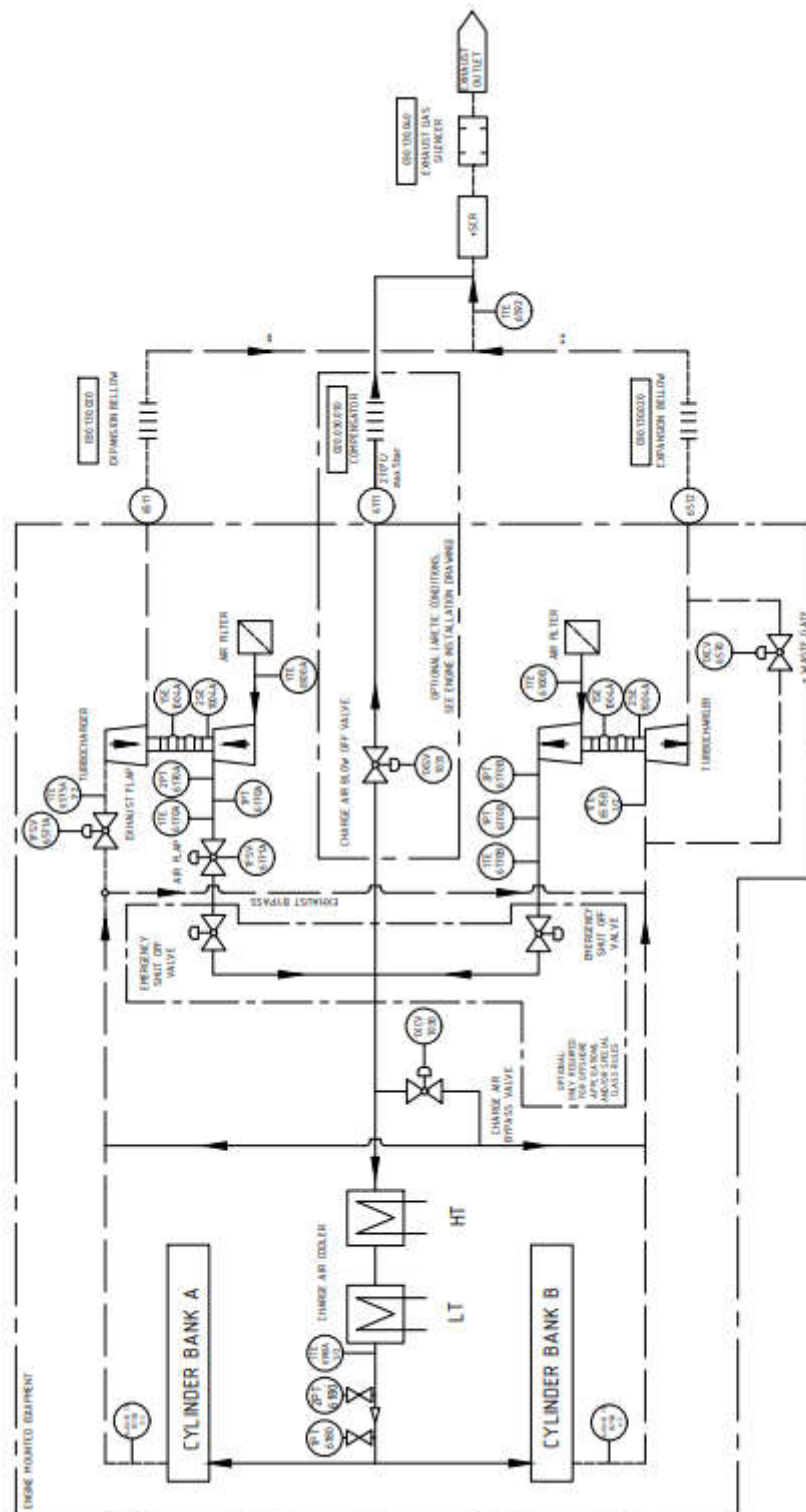


Рисунок 5.4 – Системи повітропостачання і газовідводу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.23.18.00.ПЗ

Аркуш

61

Класифікація системи повітропостачання і газовідводу

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 системи:

- **компресори (тип, конструкція)**

Відповідно до більшості класифікаційних товариств, два або більше повітряних компресорів повинні надаватися. Принаймні один з повітряних компресорів повинен працювати незалежно від головного двигуна і повинен забезпечувати принаймні 50 % необхідної загальної кількості. Загальна потужність повітряних компресорів повинна бути здатною зарядити ресивери від атмосферного тиску до повного тиску 37 бар протягом одного година.

1 С-001, 2 С-001/Повітряний компресор. Це багатоступінчасті компресорні установки з запобіжними клапанами, охолоджувачем стисненого повітря та конденсатоуловлювачами. Робочий компресор вмикається регулятором тиску на низькому рівні тиску, а потім вимикається, коли досягається максимальний робочий тиск. Для двигуна MAN V28/33D потрібен тиск повітря в

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		62

ресивері 37 бар, щоб зменшити фізичний розмір ресивера до мінімуму. Сервісний компресор має електричний привід; допоміжний компресор може також приводиться в рух дизельним двигуном. Потужність обох компресорів повинна бути ідентичним. Загальна потужність повітряних компресорів повинна бути здатною завантажувати повітря ресиверів від атмосферного до повного робочого тиску в межах одного година.

- **повітряний ресивер**

Стартова подача повітря повинна бути розділена на не менше ніж два початкові ресивери повітря номінально однакового розміру, які можуть використовуватися незалежно від кожного інший. Ємність повітряних ресиверів повинна бути розрахована таким чином, щоб було можливим не менше шести пусків двигуна без поповнення. Точна кількість необхідних запусків залежить від розташування силової установки та на спеціальні вимоги класифікаційного товариства. Перед підключенням двигуна контролюйте впуск повітря і «аварійне відключення клапан" необхідно встановити осушувач повітря (на 10 К нижче температури навколишнього середовища) і фільтрацію 40 мкм. Перед з'єднаннями двигуна "аварійний запірний клапан" а $V_{min} = 15$ літрів необхідно встановити запірний ресивер повітря.

1 Т-007, 2 Т-007/Повітряні ресивери пускові. Розташування ресиверів повинно забезпечувати хороший дренаж конденсованої води. Повітряний ресивер повинен бути встановлений з ухилом вниз, достатнім для забезпечення хорошого дренажу накопиченого конденсату. Установка також повинна забезпечити, щоб під час аварійного розрядження запобіжний клапан, ніхто не може постраждати. Не допускається приварювати опори (або інші) до повітроприймачів. Оригінальний дизайн не можна змінювати. Повітряні ресивери повинні бути укладені та закріплені використання зовнішніх опорних конструкцій.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		63

• охолоджувачі надувочного повітря (конструкція)

Для охолодження, що надходить від турбокомпресора повітря, застосовується інтеркулер (intercooler, дослівно – проміжний охолоджувач, інша назва – охолоджувач наддувочного повітря). Інтеркулер забезпечує охолодження повітря до 50-60 ° С, чим досягається краще наповнення циліндрів і відповідно збільшується потужність двигуна.

• глушники шуму, іскрогасники

Система труб вихлопних газів повинна бути ізольована, щоб знизити максимальну температуру поверхні до рівня, який вимагається як класифікаційним товариством, так і SOLAS та уникати температур нижче точки роси. Таким чином, повна система вихлопних газів (від виходу турбокомпресора, глушника, котла до виходу стек) повинні бути достатньо ізольовані. Також уникайте температур нижче точки роси, що призводить до надмірного утворення води в трубі, вихлопі газові труби назовні, включаючи котел, якщо він встановлений, і глушник, повинні бути ізольовані таким чином, щоб уникнути посилення корозії та відкладень сажі всередині поверхні вихлопної труби. Коли відбуваються швидкі зміни навантаження двигуна, ці відкладення можуть відшаровуватися та захоплюватися вихлопними газами у вигляді сажі пластівці. Фланцеве з'єднання на виході турбокомпресора, а також сусідні круглі фланці адаптера або перехідної частини також повинні бути закриті з ізолюючими комірами, з міркувань безпеки. Утеплення та покриття в компенсатор не повинен обмежувати його свободу руху. Відповідні положення щодо запобігання нещасним випадкам та положення класифікаційних товариств та вимоги SOLAS повинні бути дотримані.

Глушник, зазвичай поставляється клієнтом, зазвичай працює на поглинання. Цей принцип дуже ефективний у широкому діапазоні частот. Шлях потоку, що проходить через глушник по прямій лінії, забезпечує оптимальне зниження шуму з мінімальним опором потоку і, отже, низьким протитиском.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		64

Якщо можливо, глушник слід встановлювати ближче до кінця вихлопу лінія; точне положення можна адаптувати до наявного простору (від вертикального до горизонтальний). Якщо глушник має іскрогасник, необхідно переконатися, що він порти для очищення легко доступні.

Глушник працює за принципом поглинання та резонансу, тому він ефективний у широкій смузі частот. Шлях потоку, який проходить через глушник по прямій лінії, забезпечує оптимальне зниження шуму з мінімальним опором потоку. У системі вихлопних газів має бути передбачений іскрогасник (наприклад, інтегрований у глушник).

• утилізатори теплоти відхідних газів

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

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

• випускний колектор, температурні компенсатори, ізоляція

Для використання теплової енергії вихлопних газів можна встановити котел, що виробляє пару або гарячу воду. Ізоляція. Система вихлопних газів (від

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		65

випуску турбокомпресора, котла, глушника до випускної трубу) необхідно ізолювати, щоб знизити температуру зовнішньої поверхні до необхідного рівня. Необхідно дотримуватися відповідних положень щодо запобігання нещасним випадкам та положень класифікаційних товариств. Ізоляція також потрібна, щоб уникнути температури нижче точки роси внутрішня сторона. При недостатній ізоляції посилюється корозія і нагар наслідком є відкладення на внутрішній поверхні. Під час швидкого навантаження зміни, такі відкладення можуть відшаровуватися та потрапляти у вихлопні гази у вигляді пластівців сажі. Ізоляція і покриття компенсатора не повинні обмежувати його вільний рух.

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

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

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

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		66

Розрахункова частина

Таблиця 5.4. – Розрахунок систем повітропостачання і газовідводу

Параметр	Формула	Значення
Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{вг}}{3600 \cdot c_{вг} \cdot p_2}$	1,667
Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,4
Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{вг} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{вг} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	30
Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	35
Температура випускних газів, К	$T_{вг} = 573 \dots 773$	650
Питома ефективна витрата палива, кг/кВт*год	g_e	0,1878
Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	5465
Газова стала	R	0,287
Кількість повітря теоретично необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	13,3
Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{вг} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	1,457

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-

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		68

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;

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		69

- 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 12ЧН28/33

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.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ІЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		70

Обладнання безпеки та заходи, що забезпечуються заводом

Правильне виконання роботи

Як правило, необхідно забезпечити, щоб уся робота була виконана належним чином відповідно до завдання навченим і кваліфікованим персоналом.

Усі інструменти та обладнання повинні бути надані для забезпечення належного доступу та безпечно виконання робіт на всіх життєвих циклах заводу.

Особливу увагу необхідно приділити виконанню електрообладнання. Шляхом підбору відповідних спеціалізованих компаній і персоналу це має бути забезпечено уникнення неправильної подачі середовища, електричної напруги та електричних струмів.

Протипожежний захист

Необхідно виконати концепцію протипожежного захисту заводу. Всі від необхідно вжити необхідних заходів з міркувань безпеки. Конкретні інші ризики, напр. витік легкозаймистих середовищ від негерметичних з'єднань, необхідно враховувати.

Як правило, будь-які джерела займання, такі як куріння або відкритий вогонь, у зоні обслуговування та захисту двигуна заборонені.

Необхідно встановити системи виявлення диму та системи пожежної сигналізації в експлуатації [7].

Електробезпека

Необхідно дотримуватися стандартів і законодавства з електробезпеки. Необхідно вжити відповідних заходів, щоб уникнути короткого електричного замикання, смертельних ударів електричним струмом і специфічних для заводу тем, таких як статичний заряд трубопроводу через сам медіа-потік.

Захист від шуму та вібрації

Рівень шуму від двигуна необхідно враховувати на початку планування та етап проектування. Може знадобитися звукоізоляція або шумоізоляція. Фундамент має бути таким, щоб витримувати вібрацію двигуна та коливання крутного моменту. Вібрація двигуна також може вплинути на установки нав-

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		71

коло двигуна, наприклад на галереї для обслуговування поруч із двигуном. Вібрації діють на тіло людини і можуть залежно від сили, частоти і тривалості шкоди здоров'ю.

Теплова небезпека

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

Склад ґрунту

Земля, робочий простір, транспортні шляхи та складські приміщення повинні бути розроблені відповідно до фізико-хімічних характеристик допоміжні речовини та матеріали, 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 на стороні рослин. 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 необхідно врахувати додаткові заходи безпеки. Серед іншого речей, має бути можливість працювати закріпленими ременями безпеки. Необхідно передбачити відповідні підйомні точки/пристрої.

Облаштування зон зберігання

По всьому заводу необхідно визначити відповідні місця для зберігання стійкість компонентів і інструментів.

Важливо забезпечити стійкість, вантажопідйомність і доступність. Необхідно враховувати якісну структуру ґрунту (опір ковзанню, стійкість до залишкових рідин компонентів, що зберігаються, врахування транспортні та транспортні маршрути).

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		72

Вентиляція машинного відділення

У машинному відділенні має бути передбачена ефективна система вентиляції уникати небезпеки через контакт або вдихання рідин, газів, парів та пил, який може мати шкідливий, токсичний, корозійний та/або кислотний вплив.

Вентиляція картера і турбокомпресора

Гази/пари, що виходять із картера двигуна та турбокомпресора, є займистими. Необхідно переконатися, що гази/пари не будуть займатися зовнішніми джерелами. Для багатомоторних установок кожен двигун повинен вентилюватися окремо. Не можна підключати вентиляцію двигуна різних двигунів.

Якщо встановлена система всмоктування, необхідно переконатися, що вона не буде зупинити принаймні через 20 хвилин після вимкнення двигуна.

Фільтрація вхідного повітря

Якщо забір повітря здійснюється через трубопровід, а не за допомогою впускного глушника турбокомпресора, необхідно вжити відповідних заходів для фільтрації повітря повинно надаватися. Необхідно переконатися, що частинки розміром понад 5 мкм будуть затримані системою фільтрації повітря.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		73

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 12ЧН 28/33.

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.

					<i>КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		74

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згорання : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. MAN V28-33D STC IMO Tier III – Marine
3. MAN V28-33D IMO TIER II HIGH SPEED ENGINE INSTALLATION PAPERS
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. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
7. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					КРБ.142.2227ст.23.18.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75