

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 СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 46/58

(WARTSILA 9L46)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти

Є. А. Кривонюк

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

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

Кривонюку Євгену Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок судового двигуна типу 9ЧН 46/58 (Wartsila 9L46)

2. Керівник роботи к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - Wartsila 9L46, потужність двигуна – 10800 кВт; частота обертання колінчатого валу – 600 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 9ЧН 46/58; Розрахунок робочого циклу двигуна 9ЧН 46/58; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект відцентрового насосу системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 9ЧН 46/58; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Двигун 9ЧН 46/58; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Відцентровий насос системи охолодження; Схеми систем двигуна 9ЧН 46/58

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/Є. А. Кривонюк/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/А. Ю. Проскурін/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 10800 кВт та 600 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 9ЧН 46/58 (Wartsila 9L46).

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 68 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

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

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 10800 kW and 600 rpm. Engine 9ЧН 46/58 (Wartsila 9L46) was selected as a 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 92 pages of explanatory note. Nine sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

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

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 9ЧН 46/58.....	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 9ЧН 46/58.....	12
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	12
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна...	13
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	15
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	20
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	23
Розділ 4. Проект відцентрового насосу системи охолодження.....	29
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 9ЧН 46/58.....	38
5.1 Паливна система.....	38
5.2 Система змащення.....	44
5.3 Система охолодження.....	48
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу.....	51
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	55
Висновки.....	63
Список використаної літератури.....	64
Додаток А. Двигун 9ЧН 46/58.....	65
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	66
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження.....	67
Додаток Г. Схеми систем двигуна 9ЧН 46/58.....	68

ВСТУП

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

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

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

В останні 10-15 років суднове світове дизелебудування енергійно розвивалося, при цьому були повністю переглянуті тенденції його реформування і розвитку. Подолано як би «звуковий бар'єр» насамперед за величиною середнього ефективного тиску і, отже, по збільшенню циліндрових і агрегатних потужностей. Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності (збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску уприскування палива більш ніж до 100 МПа, ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і вище, поява нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше зі ступенем підвищення тиску повітря 5,0...6,0, використання силових турбін – турбокомпаундних систем, застосування мікропроцесорної техніки для управління початком уприскування палива і фазами газорозподілу, нові методи розрахунків та ін. [1].

Згідно із завданням до кваліфікаційної роботи необхідно розрахувати сучасний 4-тактний судновий середньообертовий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 9ЧН 46/58 (Wartsila 9L46).

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 9ЧН 46/58

9ЧН46/58 – чотиритактний середньообертовий двигун фірми WARTSILA (рис. 1.1), потужністю 10800 кВт та частотою обертання становить 600 хв⁻¹. Швидкість поршня складає 9,7 м/с, діаметр циліндра – 460 мм, хід поршня – 580 мм [2].

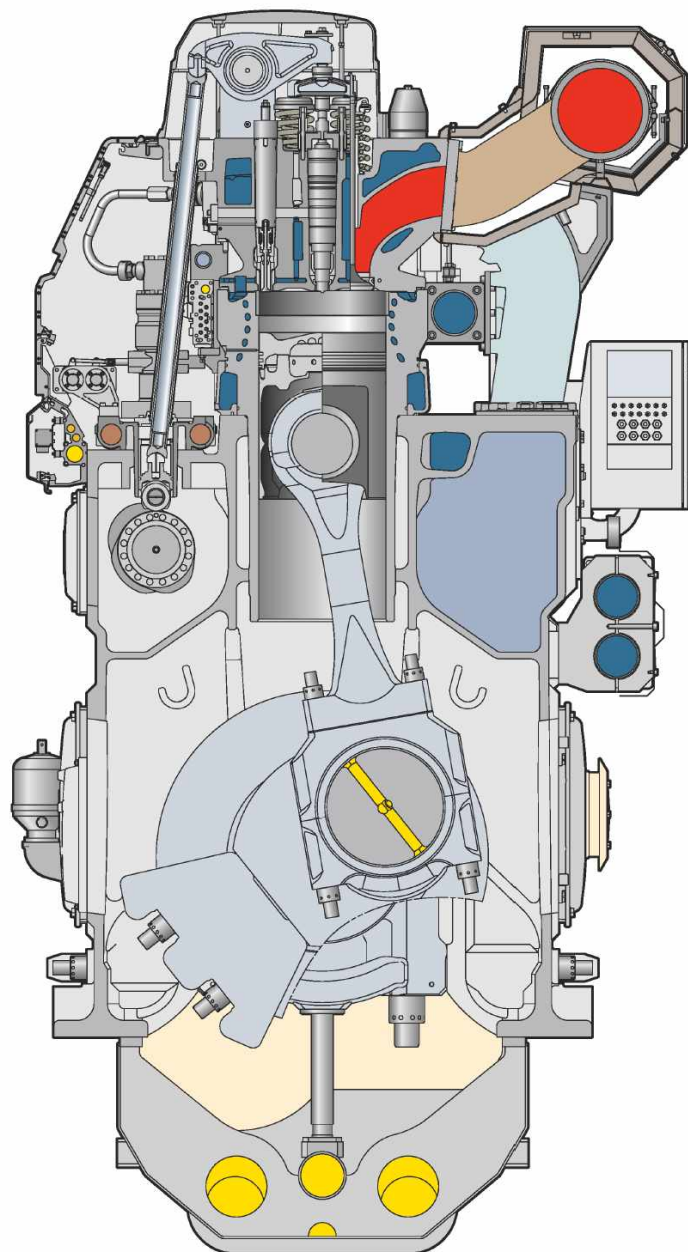


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 9ЧН46/58

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Поршень (рис. 1.2) – складений з низьким коефіцієнтом тертя і спідницею з чавуну з кулястим графітом і сталевим денцем. Спеціальний канал охолодження розроблений забезпечувати ефективне охолодження і високу жорсткість для днища поршня. Конструкція може працювати з тисками вище 20 МПа. Загартована верхня кільцева канавка забезпечує тривалий термін служби [3].

Низький коефіцієнт тертя забезпечується системою змащення спідниці показуючи:

- добре розподілену чисту масляну плівку, яка виключає ризик стирання (задір) поршневого кільця і знижує швидкість зношування;
- маслоз'ємні кільця і канавки вільні від корозійних продуктів згоряння;
- гідравлічно затухаючі похилі рухи забезпечують масляний майданчик між гільзою і поршнем приводячи до зменшення шуму і зносу.



Рисунок 1.2 – Поршень

Конструкція **колінчастого валу** (рис. 1.3) дозволяє використовувати високий тиск згоряння і підтримувати стабільні навантаження на підшипник.

Колінчастий вал:

- кований у вигляді однієї деталі і повністю оброблений на верстаті;
- жорсткий завдяки помірному відношенню внутрішнього діаметра до ходу і великого пальця, і діаметрів шийок;
- вбудований з противагою на кожному плечі кривошипа;

– спроектований для повного відбору потужності, а також з рухомими опорами.



Рисунок 1.3 – Колінчастий вал

Шатун (рис. 1.4) морської конструкції складається з 3 частин, де сили згоряння розподілені по всій опорній поверхні і де відносний рух між сполученими поверхнями мінімальний. Капітальний ремонт поршня можливий без зачіпання великого кінцевого підшипника, і підшипник може бути перевірений без демонтажу поршня.

Конструкція з трьох частин також скорочує величину капітального ремонту. Всі гайки затягнуті за допомогою гідравлічного інструменту.



Рисунок 1.4 – Шатун

Завдяки спеціальному дизайну з відносно високим ходом кільця деформації в **втулці робочого циліндра** (рис. 1.5) дуже малі. Круглий внутрішній діаметр втулки разом з відмінним мастилом покращують умови

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

для поршневих кілець і знижують знос. Щоб виключити полірування втулка забезпечується маслорозподільним кільцем у верхній частині. Мета цього кільця калібрувати осад карбону на вершині поршня до товщини досить малої щоб запобігти контакту між внутрішньою стінкою втулки і осадом на вершині поршня. Полірування внутрішнього отвору може призвести до локального зносу втулки і збільшує споживання мастила.

Епюра температур в втулці циліндра важлива не тільки під час тиску і деформації, але також має вирішальне значення для швидкості зношування втулки циліндра. Температура повинна залишатися вище точки роси сірчаної кислоти, щоб уникнути корозії, але в той же час залишатися досить низькою, щоб уникнути розшарування мастила.

Склад матеріалу заснований на довгому досвіді зі спеціальним сплавом сірого чавуну, промислово розвинутого для відмінної зносостійкості і високої міцності.



Рисунок 1.5 – Втулка робочого циліндра

Кришка циліндра (рис. 1.6) спроектована ґрунтуючись на надійному і легкому техобслуговуванні. Спроектована як жорстка коробка для зниження периферичного тиску контакту між кришкою циліндра і втулкою циліндра.

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Використовуються затискні болти для 4 кришок циліндра, що спрощує техобслуговування.



Рисунок 1.6 – Кришка циліндра

Не використовують кожух на клапани, це покращує надійність і забезпечує великі кордони для оптимізації характеристик течії у випускних клапанах.

Особливості *поршневих кілець* (рис. 1.7):

- набір кілець з низьким тертям;
- спеціальні антикорозійні покриття для компресійних кілець;
- виміряні і профільовані для максимальної герметизації і балансу тиску.



Рисунок 1.7 – Поршневі кільця

Розподільний вал (рис. 1.8) побудований з одноциліндрових секцій із вбудованими кулачками. Секції розподільного валу з'єднуються за допомогою окремих опорних шийок, що робить можливим зняттям секції вала з боку відділення розподільчого вала.

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Штовхач клапана типу ролика штовхача, де профіль рамки злегка опуклий для хорошого розподілу навантаження. Клапанний механізм включає в себе коромисла, які працюють на вилку, спрямовану пальцями. Обидва впускних і випускних клапана отримують примусове обертання від Rotorcaps протягом кожного циклу відкриття. Це рівномірне обертання забезпечується для рівномірного розподілу температур і зносу клапанів і підтримує ущільнену поверхню вільною від опадів (відстоїв).



Рисунок 1.8 – Розподільний вал і клапанний механізм

Конструкція *підшипників* (рис. 1.9) з товстою обоймою надає особливого значення ключовому поняттю надійність.



Рисунок 1.9 – Підшипники

Навантаження на підшипники були знижені за рахунок збільшення діаметрів шийок колінвалау і пальця так само, як і довжини.

Низькі підшипникові навантаження дозволені для м'яких матеріалів підшипників з кращою комфортністю і пристосованістю. Це робить підшипниковий захват фактично вільним.

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Блок циліндрів (рис. 1.10) виготовлений з чавуну з кулястим графітом для того щоб досягти жорсткості і надійності конструкції необхідної для пружного кріплення.



Рисунок 1.10 – Блок циліндрів двигуна

Корінний підшипник підвісного типу з болтами, які гідравлічно затягуються. Бічні болти додають жорсткості до корпусу корінного підшипника. Рядний двигун оснащений загальним повітряним ресивером підвищеної жорсткості, простоти, чистоти.

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 9ЧН 46/58

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати. Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження [4].

На його основі можливо:

– кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;

– визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою програми Mathcad.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (за найгірших умов експлуатації).

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,1013$ МПа.

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,38$.

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

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектованого. Для СОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,98$ [5].

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{охл} = 0,004$ МПа.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [5]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Нижча теплота згоряння палива Q_H . Приймаємо $Q_H = 42700$ (кДж/кг).

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 473,722$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 320,108$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = 337,361$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

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

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,98 \times P_s = 0,386$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = 0,972$$

Розрахунок процесу стиску

Приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1,363$$

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 15,489$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 902,256$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,177$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1,0269$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,0263$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

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

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1900$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1813$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 18,587$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = 1,717$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 8,735$$

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

$$n_2 = 1,284$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 980$$

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 1,15$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (p - 1) + \frac{\lambda \times p}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 2,735$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,708$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 0,163$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = 0,517$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,491$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,475$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = 0,177$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 10813,8$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = 0,127\%$$

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$, Дж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_n \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \varphi_a = 18,17$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 18,7$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,367$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 760,806$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) = 1,21$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} = 287,463$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = 1,377$$

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_g}{k_g - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,951$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 0,4003$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = 0,066\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– 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 розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,284
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,489
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,587
Ступінь попереднього розширення ρ	1,717
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	18,59	
1,00	15,49	18,59
1,72	7,41	18,59
2,38	4,75	12,21
3,05	3,39	8,91
3,71	2,59	6,91
4,37	2,07	5,60
5,04	1,71	4,67
5,70	1,44	3,98
6,37	1,24	3,46
7,03	1,09	3,04
7,69	0,96	2,71
8,36	0,86	2,44
9,02	0,77	2,21
9,69	0,70	2,02

10,35	0,64	1,85
11,02	0,59	1,71
11,68	0,54	1,59
12,34	0,50	1,48
13,01	0,47	1,38
13,67	0,44	1,29
14,34	0,41	1,22
15,00	0,39	1,15
15,00		0,39

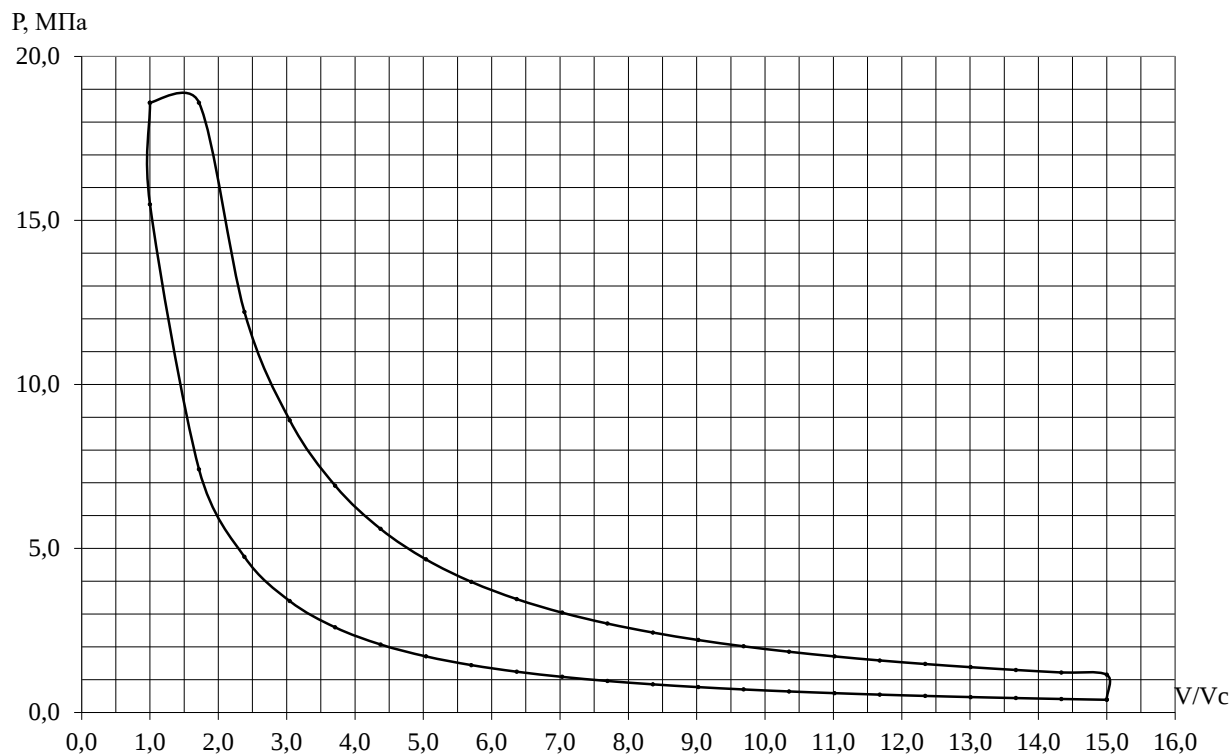


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

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).

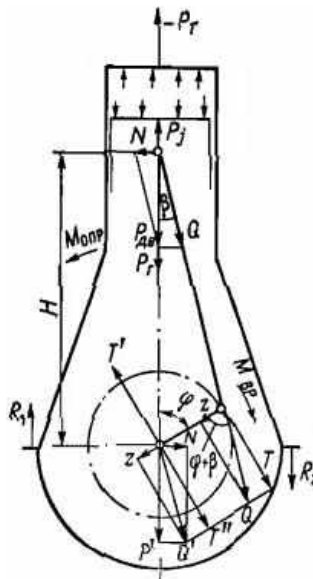


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

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.142.3227зст.23.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Параметр	Роз.	Поз.	Знач.
Діаметр поршня	м	D	0,46
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	600
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	18,587
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,389
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,4
Тиск залишкових газів	МПа	P_2	0,6
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,273
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	400
Радіус кривошипа	м	r	0,29
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,363
Показник політропи розширення		n_2	1,284
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,717
Кількість циліндрів		i	9

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,4000	-3,5061	-3,1061	0,0000	-3,1061	0,0000
10	0,4000	-3,4189	-3,0189	-0,1432	-2,9481	-0,6653
20	0,4000	-3,1641	-2,7641	-0,2588	-2,5088	-1,1886

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

30	0,4000	-2,7611	-2,3611	-0,3243	-1,8826	-1,4614
40	0,4000	-2,2404	-1,8404	-0,3263	-1,2001	-1,4329
50	0,4000	-1,6398	-1,2398	-0,2631	-0,5954	-1,1189
60	0,4000	-1,0011	-0,6011	-0,1448	-0,1751	-0,5930
70	0,4000	-0,3660	0,0340	0,0089	0,0032	0,0350
80	0,4000	0,2283	0,6283	0,1731	-0,0614	0,6488
90	0,4000	0,7519	1,1519	0,3225	-0,3225	1,1519
100	0,4000	1,1848	1,5848	0,4367	-0,7052	1,4849
110	0,4000	1,5180	1,9180	0,5031	-1,1288	1,6302
120	0,4000	1,7530	2,1530	0,5187	-1,5258	1,6052
130	0,4000	1,9009	2,3009	0,4883	-1,8531	1,4487
140	0,4000	1,9793	2,3793	0,4219	-2,0938	1,2062
150	0,4000	2,0092	2,4092	0,3309	-2,2519	0,9180
160	0,4000	2,0121	2,4121	0,2259	-2,3439	0,6127
170	0,4000	2,0058	2,4058	0,1141	-2,3891	0,3054
180	0,3890	2,0023	2,3913	0,0000	-2,3913	0,0000
190	0,3918	2,0058	2,3975	-0,1137	-2,3809	-0,3043
200	0,4002	2,0121	2,4123	-0,2259	-2,3441	-0,6128
210	0,4151	2,0092	2,4244	-0,3330	-2,2661	-0,9238
220	0,4377	1,9793	2,4169	-0,4285	-2,1269	-1,2253
230	0,4698	1,9009	2,3707	-0,5031	-1,9093	-1,4927
240	0,5146	1,7530	2,2676	-0,5463	-1,6069	-1,6906
250	0,5766	1,5180	2,0946	-0,5494	-1,2327	-1,7803
260	0,6631	1,1848	1,8479	-0,5092	-0,8223	-1,7315
270	0,7857	0,7519	1,5376	-0,4305	-0,4305	-1,5376
280	0,9634	0,2283	1,1917	-0,3283	-0,1164	-1,2306
290	1,2291	-0,3660	0,8630	-0,2264	0,0824	-0,8884
300	1,6412	-1,0011	0,6401	-0,1542	0,1865	-0,6314
310	2,3087	-1,6398	0,6689	-0,1420	0,3212	-0,6037
320	3,4377	-2,2404	1,1973	-0,2123	0,7808	-0,9323
330	5,4019	-2,7611	2,6407	-0,3627	2,1056	-1,6345
340	8,7038	-3,1641	5,5398	-0,5188	5,0283	-2,3822
350	13,1196	-3,4189	9,7007	-0,4602	9,4734	-2,1377
360	15,5942	-3,5061	12,0881	0,0000	12,0881	0,0000
370	18,5870	-3,4189	15,1681	0,7196	14,8127	3,3426
380	18,5870	-3,1641	15,4229	1,4443	13,9989	6,6321
390	13,7063	-2,7611	10,9452	1,5034	8,7271	6,7746
400	8,9542	-2,2404	6,7138	1,1904	4,3779	5,2274
410	6,1538	-1,6398	4,5140	0,9580	2,1677	4,0737
420	4,4620	-1,0011	3,4608	0,8338	1,0083	3,4141
430	3,3979	-0,3660	3,0319	0,7953	0,2896	3,1211
440	2,7014	0,2283	2,9297	0,8072	-0,2862	3,0254
450	2,2293	0,7519	2,9812	0,8347	-0,8347	2,9812
460	1,9001	1,1848	3,0849	0,8500	-1,3727	2,8905
470	1,6656	1,5180	3,1836	0,8351	-1,8736	2,7060
480	1,4963	1,7530	3,2493	0,7829	-2,3026	2,4225
490	1,3733	1,9009	3,2742	0,6949	-2,6370	2,0615
500	1,2847	1,9793	3,2639	0,5787	-2,8723	1,6547
510	1,2223	2,0092	3,2315	0,4439	-3,0205	1,2314

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

520	1,1809	2,0121	3,1930	0,2990	-3,1027	0,8111
530	1,1573	2,0058	3,1631	0,1501	-3,1411	0,4015
540	1,1496	2,0023	3,1519	0,0000	-3,1519	0,0000
550	0,7000	2,0058	2,7058	-0,1284	-2,6870	-0,3434
560	0,6000	2,0121	2,6121	-0,2446	-2,5382	-0,6635
570	0,5000	2,0092	2,5092	-0,3447	-2,3454	-0,9561
580	0,6000	1,9793	2,5793	-0,4573	-2,2698	-1,3076
590	0,6000	1,9009	2,5009	-0,5308	-2,0142	-1,5746
600	0,6000	1,7530	2,3530	-0,5669	-1,6675	-1,7543
610	0,6000	1,5180	2,1180	-0,5556	-1,2465	-1,8002
620	0,6000	1,1848	1,7848	-0,4918	-0,7942	-1,6723
630	0,6000	0,7519	1,3519	-0,3785	-0,3785	-1,3519
640	0,6000	0,2283	0,8283	-0,2282	-0,0809	-0,8553
650	0,6000	-0,3660	0,2340	-0,0614	0,0224	-0,2409
660	0,6000	-1,0011	-0,4011	0,0966	-0,1169	0,3957
670	0,6000	-1,6398	-1,0398	0,2207	-0,4993	0,9384
680	0,6000	-2,2404	-1,6404	0,2908	-1,0697	1,2772
690	0,6000	-2,7611	-2,1611	0,2968	-1,7232	1,3376
700	0,6000	-3,1641	-2,5641	0,2401	-2,3273	1,1026
710	0,6000	-3,4189	-2,8189	0,1337	-2,7528	0,6212
720	0,4000	-3,5061	-3,1061	0,0000	-3,1061	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	T _E									T _E	T _{ср}
	Номер циліндра										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
0	0,000	0,649	0,613	-1,691	-0,932	5,227	2,423	-0,664	-0,855	4,770	3,596
10	-0,665	1,152	0,305	-1,780	-1,634	4,074	2,062	-0,956	-0,241	2,315	3,596
20	-1,189	1,485	0,000	-1,731	-2,382	3,414	1,655	-1,308	0,396	0,340	3,596
30	-1,461	1,630	-0,304	-1,538	-2,138	3,121	1,231	-1,575	0,938	-0,095	3,596
40	-1,433	1,605	-0,613	-1,231	0,000	3,025	0,811	-1,754	1,277	1,688	3,596
50	-1,119	1,449	-0,924	-0,888	3,343	2,981	0,401	-1,800	1,338	4,780	3,596
60	-0,593	1,206	-1,225	-0,631	6,632	2,890	0,000	-1,672	1,103	7,709	3,596
70	0,035	0,918	-1,493	-0,604	6,775	2,706	-0,343	-1,352	0,621	7,263	3,596
80	0,649	0,613	-1,691	-0,932	5,227	2,423	-0,664	-0,855	0,000	4,770	3,596

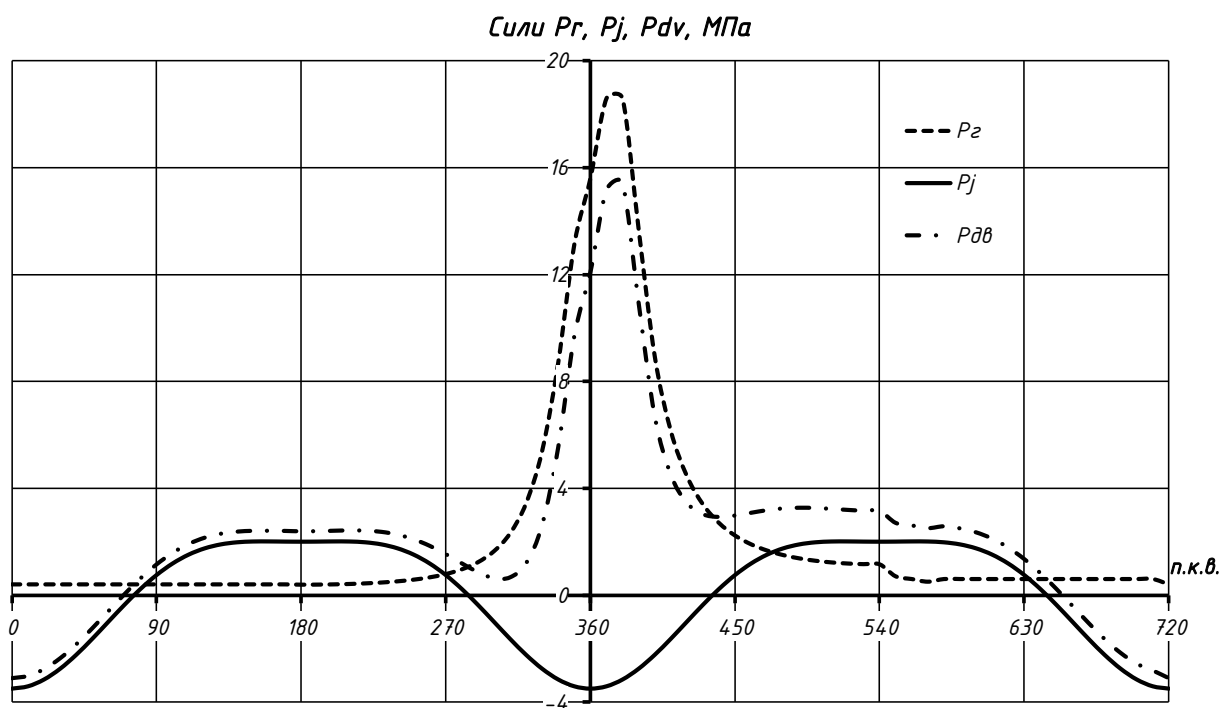


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

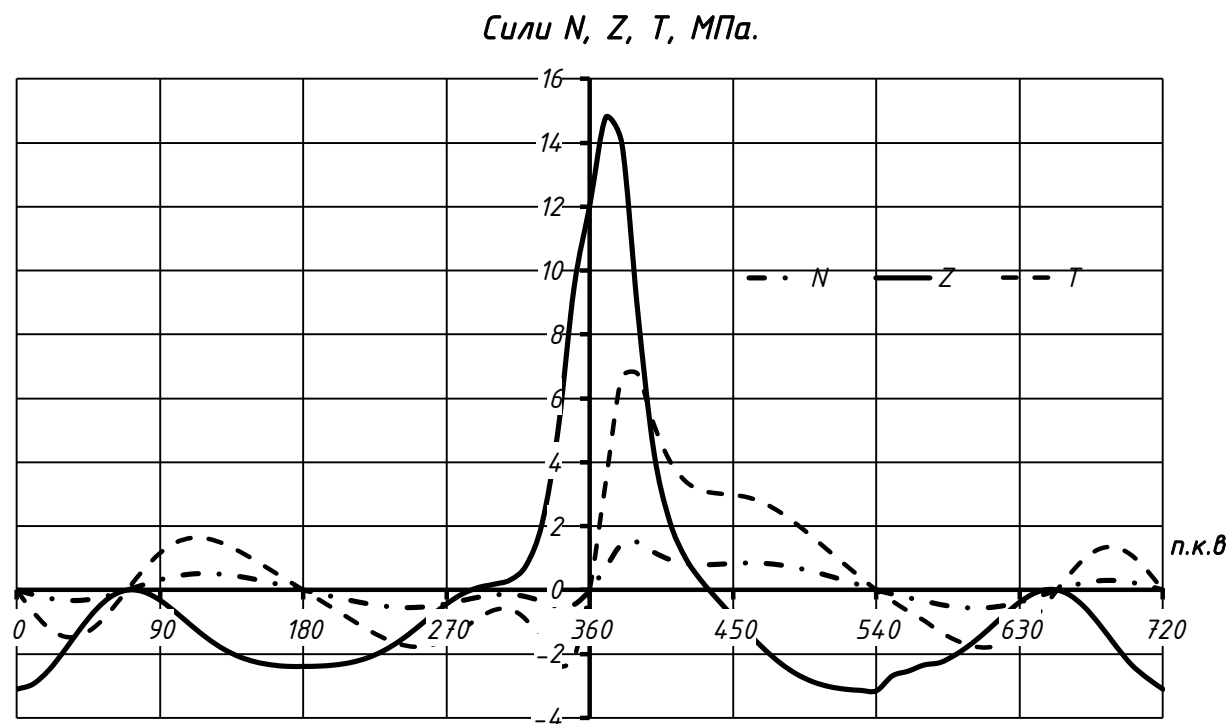


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ

Аркуш

27

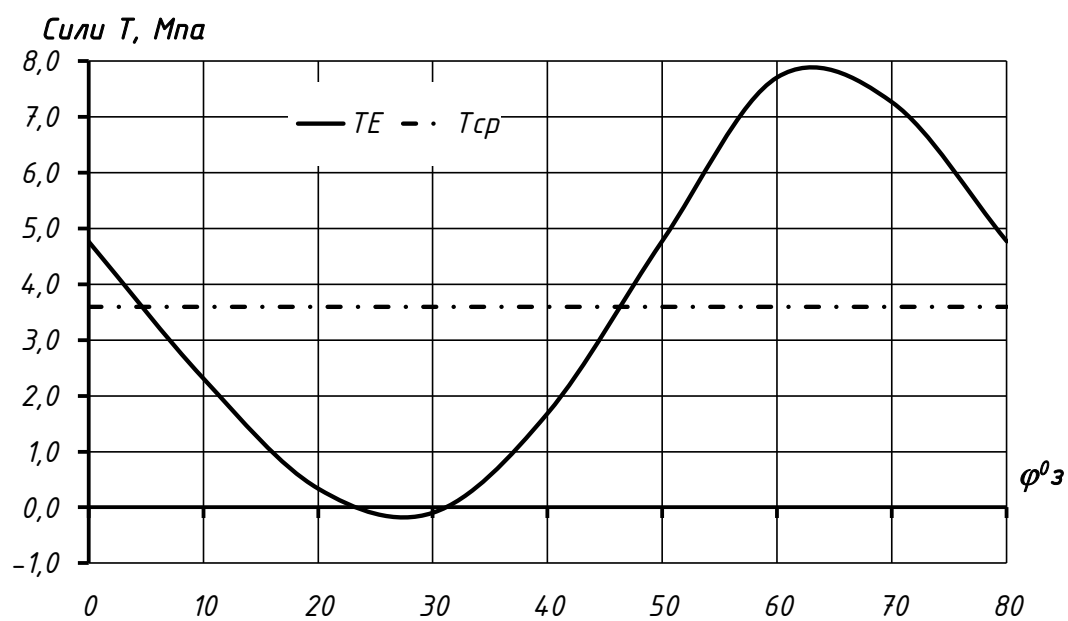


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ

Аркуш

28

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

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

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

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

Результати розрахунку

Параметр	Формула	Значення
Коефіцієнту швидкохідності		98,53463
Кутова швидкість обертання ротору насоса, м/с	$\omega = \frac{C \Delta l_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}$	261,6
Об'ємний ККД	$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,97
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}$	0,856
Приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, м	$D_{1np} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$	0,1015
Коефіцієнт вхідного діаметру	$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_o}}}$	4,47
Коефіцієнт, який залежить від C	$k_{co} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$	0,064

Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення, м	D_{1np}^*	0,0757
Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{MBH} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0,923
Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{сп} = 0,95...0,98$	0,95
ККД насоса	$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_o \eta_M = \eta_{\Gamma} \eta_o \eta_{MBH} \eta_{сп}$	0,729
Діаметр вала ротора насосу, м	$d_B = \sqrt[3]{\frac{16M_K}{\pi[\tau]}}$	0,0217
Крутний момент на валу ротора насосу, Н·м	$M_K = \frac{N_B}{\omega}$	59,71
Потужність на привід вала ротора насосу, Вт	$N_B = \frac{\rho QL}{\eta}$	15622
Діаметр маточини робочого колеса, м	$d_{ст} = (1,2...1,8)d_B$	0,038
Ширина колеса, м	$B_K = (0,2...0,4)D_2$	0,05
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с	$c_o = k_{c_o} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	3,64
Діаметр входу в робоче колесо, м	$D_o = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi c_o} + d_{cm}^2}$	0,1095
Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м	$D_1 = (0,9...1,0)D_o$	0,1
Приведений діаметр в другому наближенні, м	$D_{1np}^{**} = \sqrt{0,5(d_{ст}^2 + D_1^2)}$	0,0757
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с	$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	13,09
	$c_1' = c_o$	3,64
Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с	$c_1' = c_{1m}'$	3,64
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = 1,1...1,25$	1,134
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с	$c_{1m} = c_{1m}' k_1$	4,13

Кут безударного входу, град	$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$	17,52
Кут установки лопаті на вході, град	$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	19
Кут атаки, град	$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	1,48
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$	13,72
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	12,7
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1)c_{1m}$	3,1
Для литих коліс з відносно великою товщиною	$k = 6,5 \dots 10$	6,5
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса, шт	$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8,12
Приймаємо	$[z]$	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, м	$D_2^* = \frac{D_0}{0,002n_s + 0,276}$	0,2315
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення, м	D_2^{**}	0,199
Питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг	$L_\infty = (1 + p)L_\tau$	542,91
Теоретична питома робота колеса, Дж/кг	$L_\tau = \frac{L}{\eta_\tau}$	455,61
Зовнішній діаметр робочого колеса, м	$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2tg \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2tg \beta_2} \right)^2 + L_\infty} \right]$	0,199
Коефіцієнт захащення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_1}{\pi D_1}}$	1,134

Товщина лопаті на вході, м	$\Delta_1 = (0,001...0,004)\text{м}$	0,001
Перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$	0,0031
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с	$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	26,09
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2}$	2,96
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями	$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_2}{\pi D_2}}$	1,05
Товщина лопаті на виході, м	$\Delta_2 = (0,001...0,003)\text{м}$	0,001
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0,0021
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u} = \frac{L_r}{u_2};$	17,47
Швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	17,72
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей	$c_{2u\infty} = \frac{L_r(1+p)}{u_2}$	20,81
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	9,17
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робо- чому колесі	w_1/w_2	1,385
Оптимальне співвідношення відносних швидкостей	$w_1/w_2 = 3,166E-11n_s^6 - 1,812E-08n_s^5 + 4,228E-06n_s^4 - 5,150E-04n_s^3 + 3,464E-02n_s^2 - 1,231E+00n_s + 1,982E+01$	1,383
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}$	6,21

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

Відцентровий насос (рис. 4.1) можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопастневий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступенів (послідовно включених коліс) – одноступінчастий;
- за призначенням – циркуляційний насос для рідини, відмінної за хімічними властивостями від звичайної води;
- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

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

Ротор складається з робочого колеса 2, яке закріплене на валу 5 за допомогою шпонки та болта.

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

На валу є втулка, яка запобігає витирання ротора об сальникове набивання 4. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо 2, захисна втулка і підшипники. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпоночний паз, призначений для фіксації муфти, яка сполучає насос з приводом.

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу насоса 1, корпусу ущільнення 3 і корпусу підшипників 6. Корпус насоса об'єднує такі елементи, як: вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, в якій обертається робоче

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		33

колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. З переднього боку колеса в корпусі сформована вставка, яка охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ передньої частини колеса. У корпусі 1 виконані отвори в стінці вхідного патрубка і в стінці відвідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу рідини з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус 1 з боку заднього диска колеса з'єднується з корпусом ущільнення 3, який утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр корпусу ущільнення 3 проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується лабіринтне ущільнення і сальникове набивання 4. Корпус підшипників 6.

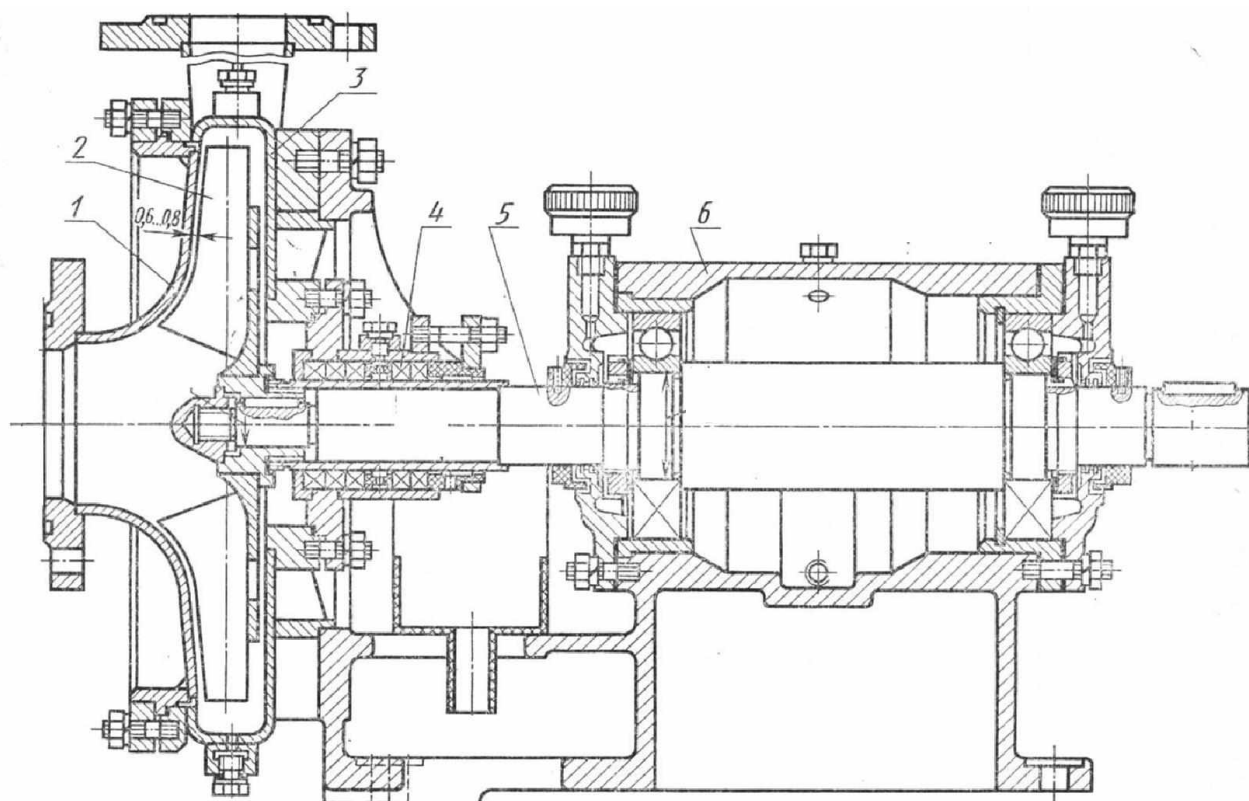


Рисунок 4.1 – Відцентровий консольний насос:

1 – корпус насоса; 2 – робоче колесо; 3 – корпус ущільнення; 4 – сальникове набивання; 5 – вал ротора; 6 – корпус підшипників

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

Корпус ущільнення 3 є частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса 1 з корпусом підшипників 6. Деталі 1, 3 і 6 строго центруються по посадках їх циліндрових виступів в розточках деталей, які сполучаються, відносно вісі обертання валу ротора.

У корпусі підшипників 6 розміщуються два підшипника кочення. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку затиснений на валу, але може переміщатися уздовж вісі розточки корпусу для компенсації теплового подовження валу. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла в кришках підшипників встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню рідини в підшипники з боку колеса встановлений відбійник.

При роботі насосу рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через лопатки робочого колеса. Рідина, яка вилітає з колеса, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені рідиною. При обертанні колеса рідина, яка знаходиться в міжлопатеких каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатеких каналів колеса порцій рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубку переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

області колеса. Цей процес відбувається безперервно. Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщуються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості. Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну. В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

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

У даному насосі внутрішні витоки пов'язані тільки з паразитними токами в передньому зазорі між вставкою і робочим колесом. Наявність імпелера дозволяє відмовитися від розвантажувальних осьових каналів і установки

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

щільного ущільнення з боку заднього диска. Це підвищує об'ємний ККД насоса при деякому збільшенні механічних втрат, пов'язаних із забезпеченням роботи імпелера. Зазвичай такий перерозподіл втрат приводить до підвищення загального ККД насоса, про що свідчить розповсюдження аналогічних конструктивних рішень.

Оскільки тиск за заднім диском колеса поблизу валу ротора знижений, сальникове ущільнення не може прокачуватися водою з цієї області. Нормальна робота сальникового ущільнення у такому разі забезпечується подачею до сальника води через спеціальний канал в корпусі, що підводить воду з відводу, в якому тиск близький до максимального у водяному тракті насоса. Вода підводиться приблизно в середню частину ущільнення, де встановлене водорозподільне кільце, яке запобігає запиранню сальниковою набивкою рідинопрокачуючого каналу. При цьому частина води що подається, йтиме в насос, а частина буде виходити на-зовні через зазор у втулці 12. При нормальній роботі сальникового ущільнення рідина буде капати зовні тільки при працюючому насосі, в кількості 5...10 крапель за хвилину.

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 46/58

5.1 Паливна система

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

На двигуні 9ЧН 46/58 встановлена паливна система типу *Common rail*. Це аккумуляторна паливна система (англ. *Common rail* — загальна магістраль). В системі типу *Common rail* насос високого тиску нагнітає дизельне паливо під високим тиском (до 160 МПа, в залежності від режиму роботи двигуна) в загальну паливну магістраль суттєвого об'єму (аккумулятор) [6].

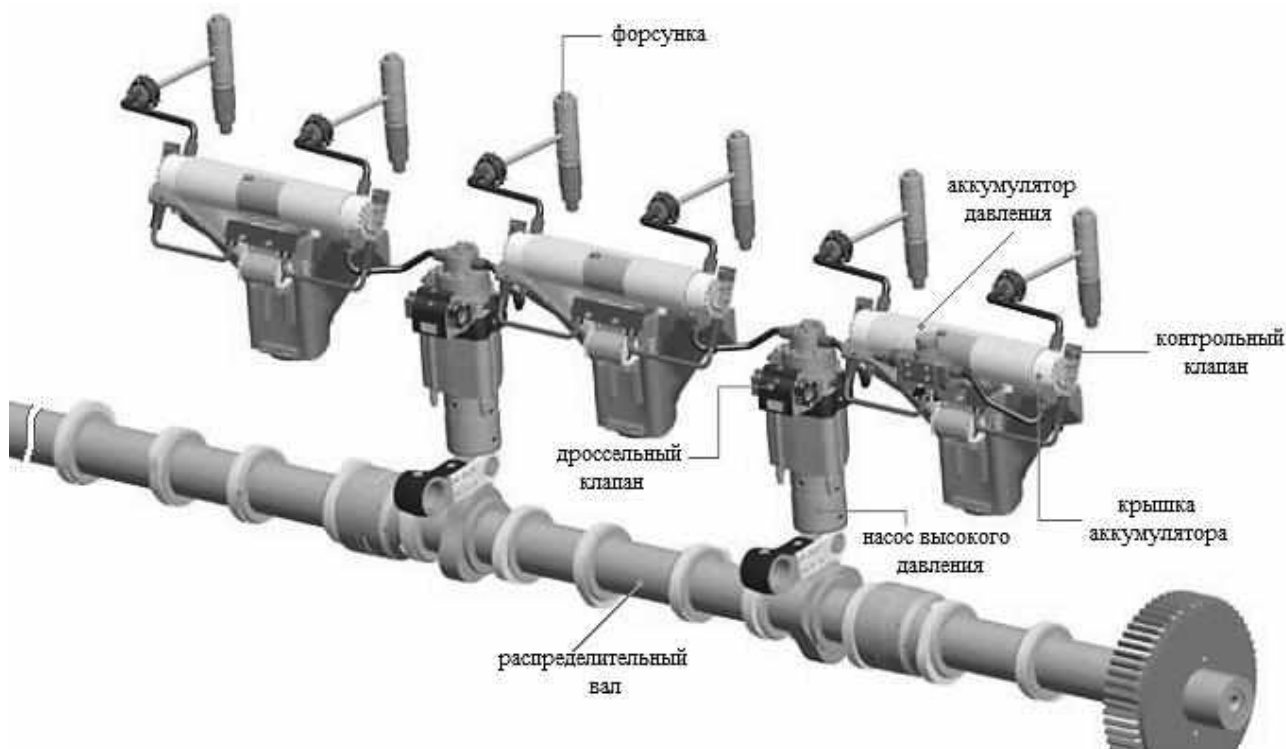


Рисунок 5.1 – Фрагмент паливної системи типу *Common rail* двигуна
8ЧН 46/58

					<i>КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

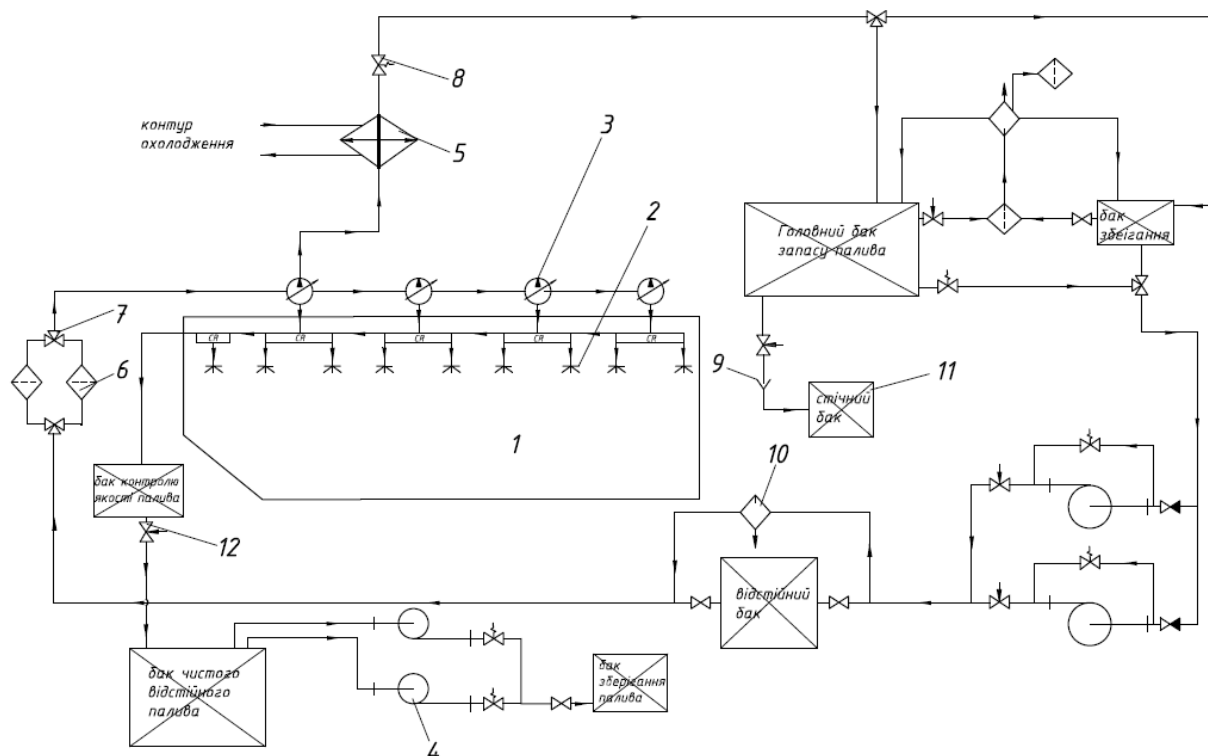


Рисунок 5.2 – Паливна система двигуна 9ЧН 46/58

Класифікація системи

1) По принципу дії:

– система безпосереднього впорску;

2) За особливостями конструювання:

- з чотирьох ПНВТ на п'ятьох паливних рампах;
- з однією форсункою на кожному циліндрі;
- з навісними фільтрами;
- з навісним паливо підкачувальним насосом;

3) За особливостями керування:

– з електронним керуванням впорску;

4). За наявністю охолодження:

- система з охолодженням форсунок;
- з охолодженням переливного палива після форсунок.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ

Аркуш

39

Паливний насос високого тиску призначений для подачі палива в паливну рампу (акумулятор), та забезпечення постійного тиску перед нею. В акумуляторній системі двигуна подача насоса не зв'язана із моментом впорску.

На двигуні установлені паливні насоси високого тиску плунжерного типу (рис. 5.3), виконані за традиційною схемою. На відміну від ПНВТ об'ємних систем впорску, на них відсутні золотникові кромки керування подачею, а у втулці немає наповнюючої і відсічних отворів. В кришці насосу передбачено наповнюючий клапан, призначений для заповнення надплунжерного простору палива.

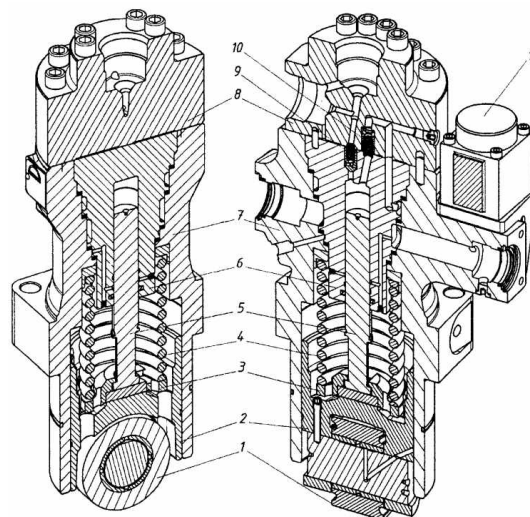


Рисунок 5.3 – Паливний насос високого тиску:

- 1 – ролик штовхача; 2 – штовхач; 3 – нижня тарілка повертаючої пружини;
 4 – повертаючі пружина; 5 – плунжер; 6 – втулка плунжера; 7 – корпус;
 8 – кришка; 9 – нагнітаючий клапан; 10 – наповнюючий клапан;
 11 – дросельний клапан керування подачею с електромагнітним приводом

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

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Мікропроцесорний контролер керує і наповнюючими дросельними клапанами, які мають електромагнітний привід і кріпляться безпосередньо на корпусі насоса. Крім наповнюючого, в кришці насоса встановлюються нагнітаючий клапан, розділяючий над плунжерний простір і лінію високого тиску при відсутності нагнітання.

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

Форсунка (рис. 5.4) [7] призначена для впорскування в циліндр двигуна, забезпечення необхідного розпилю палива і обмеження початку і кінця подачі. Вона повинна забезпечити оптимальні умови сумішоутворення, основними з яких є дрібність розпилю і рівномірність розподілу палива в камері згоряння.

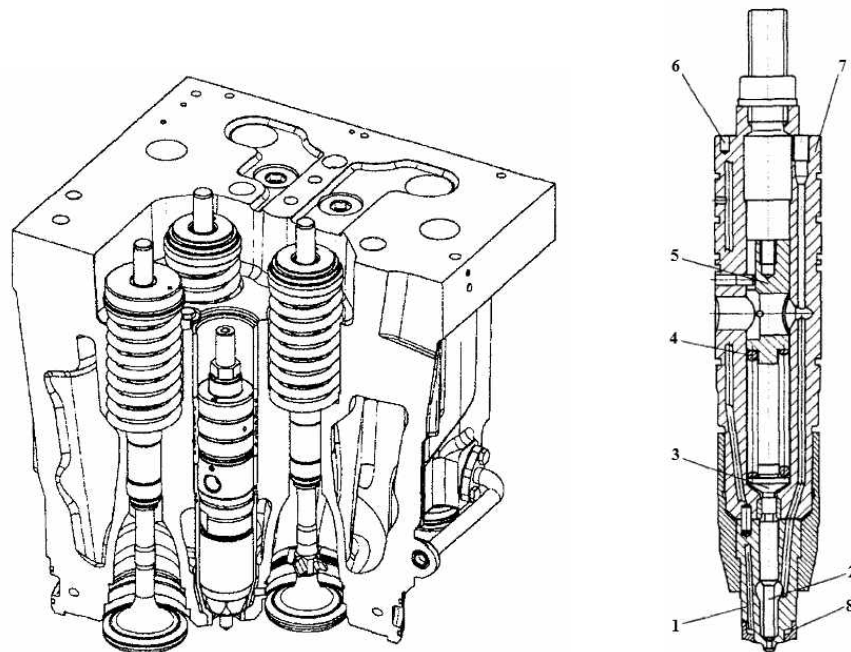


Рисунок 5.4 – Розташування форсунки в кришці циліндру та конструкція форсунки:

1 – корпус розпилювача; 2 – голчастий клапан розпилювача; 3 – штанга привода голчастого клапана; 4 – нагружаюча пружина; 5 – упір нагружаючої пружини; 6 – встановлюючий штифт; 7 – корпус форсунки; 8 – порожнина для охолоджуючої рідини

На двигуні встановлено 9 форсунок с електронним керуванням. Початок і кінець подачі забезпечується електромагнітним клапаном.

Форсунка має центральне розташування в кришці циліндра, та має охолодження в корпусі. Форсунка закритого типу, в якій встановлено спеціальний клапан, який роз'єднує порожнину розпилювача форсунки і робочого циліндру на протязі всього циклу, крім процесу вприску. Також в ній встановлено голчастий клапан з автоматичним відкриттям під дією тиску палива, подаваючого від паливного насоса в порожнину форсунки.

Фільтри призначені для запобігання загрознення 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;

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

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	50466,24
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,177
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	10800
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	63,60
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захарашення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачувального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	4,50
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00

4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	1,16
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачуальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жн}}$	0,10
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жн} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	2,70
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	45878,40
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	8,30
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	289,60
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	56,00
		приймаємо	56,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	38,20
		приймаємо	40,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	309,76
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	14,75
	Кількість циліндрів	i	9,00
	Частота обертання, об/хв	n	600,00
11	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	7,36
		приймаємо	8,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + 0,0012(D -250) при $D > 250$ мм	0,65
		приймаємо	0,70
	Діаметр циліндра, мм	D	460,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	4,20

5.2 Система змащення

Система змащення призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі масла для змащення і охолодження деталей механізмів що труться, а також для перекачки його на інші судна та берег [8].

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

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

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

На двох кінцях масляного піддона двигуна розташовані і з'єднані з ним дві труби для зливу масла (рис. 5.5). Під двигуном знаходиться бак для зливу масла. Дренажні труби повинні бути короткими. Наклонні кінці труб повинні бути загрузені в масло таким чином, щоб створити рідині ущільнення між картером и баком.

Класифікація системи

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

– система із сухим картером;

2) За способом дії:

– циркуляційна;

3) За способом охолодження:

– з охолодженням циркуляційного мала;

4) За типом маслоохолоджувача:

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– з кожухотрубним маслоохолоджувачем.

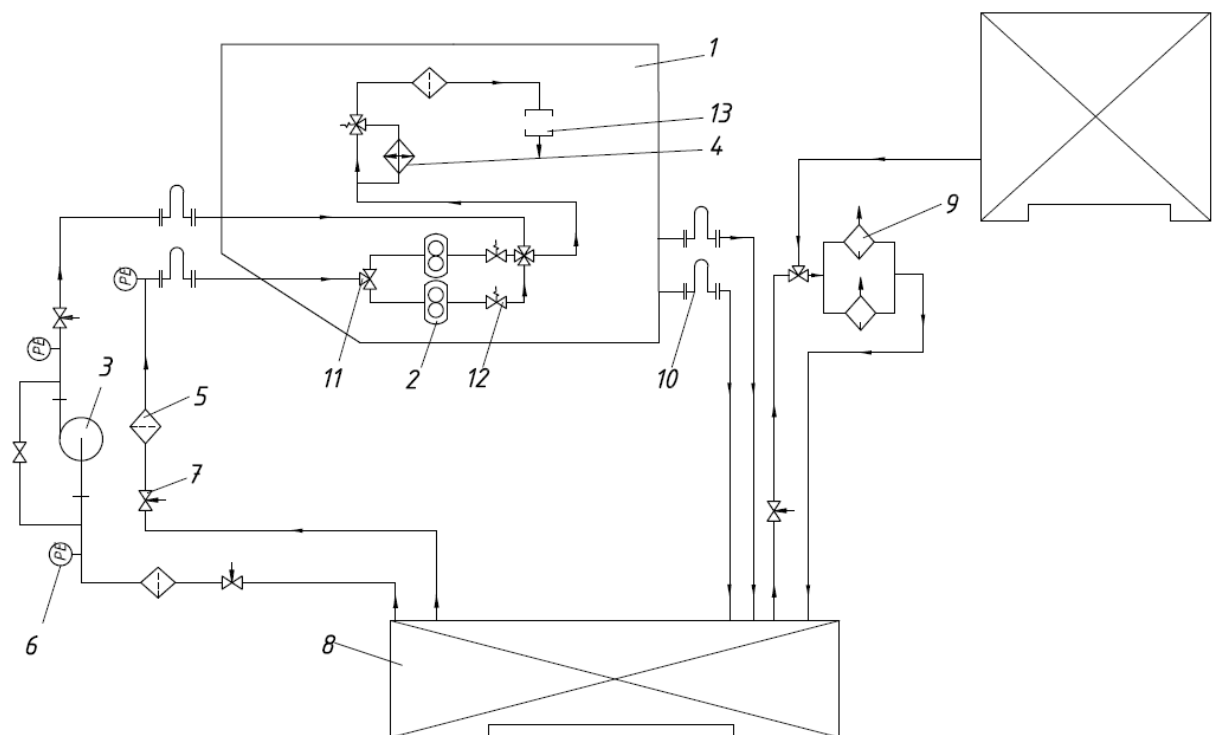


Рисунок 5.5 – Система змащення

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

В даній системі використовується шестеренний насос (рис. 5.6). Робочі органи таких насосів виконані у вигляді шестерень, що передають обертальний момент.

Корпус насоса 1 включає у себе ведучу 2 і ведену 3 шестерні, всмоктувальну порожнину зі всмоктувальним патрубком А та нагнітальну порожнину з нагнітальним патрубком Б. Робочі камери насоса 4, 5, 6 це міжзубцеві западини, обмежені корпусом насоса. Принцип дії шестеренного насоса ґрунтується на перенесенні перекачуваної рідини у западинах зубців при обертанні шестерень з порожнини всмоктування вздовж стінок корпусу в порожнину нагнітання. Зубці, що знаходяться у зачепленні, відділяють порожнину всмоктування від порожнини нагнітання. Зубці, що вступають у

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

зачеплення в порожнині нагнітання, витискують рідину з міжзубцевої западини й одночасно виконують функції ущільнення, що перешкоджає витіканню рідини з порожнини нагнітання у порожнину всмоктування у цьому місці.

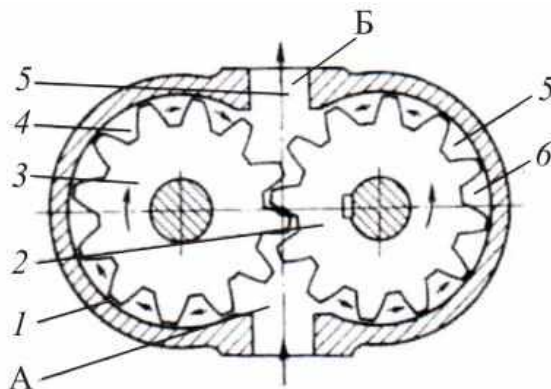


Рисунок 5.6 – Схема шестеренного насоса

Фільтри призначені для очищення масла що циркулює у системі.

За тонкість відсіву фільтри підрозділяють на наступні групи:

фільтри попереднього очищення – для запобігання попаданню випадкових крупних забруднень до паливної системи (фільтри перед паливо перекачувальними насосами);

фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з масла частинок розміром більше 40 мкм;

фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з масла розміром більше 6 мкм.

Масло що охолоджує двигун потребує охолодження. Тому в системі встановлюються маслоохолоджувачі, призначені для відводу тепла від масла. Їх виконують найчастіше кожухотрубними (рис. 5.7). Основними елементами таких апаратів є циліндричний корпус (кожух), усередині якого розміщені найчастіше гладкі, іноді ребристі труби, що утворюють поверхню теплообміну. Труби можуть бути прямими, закріпленими у двох трубних

дошках, або змійовиковими, петлеподібними, спіральними із закріпленням обох кінців у одній трубній дошці.

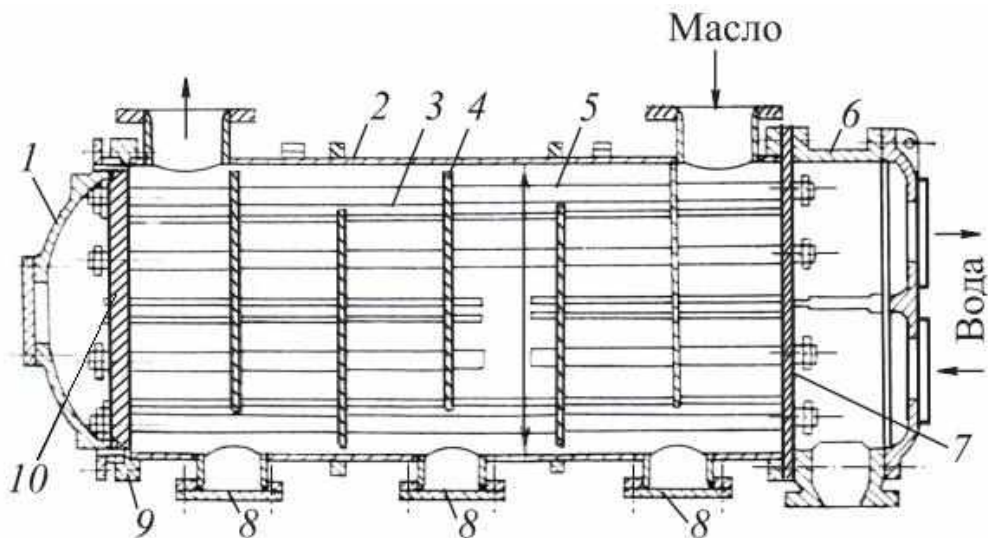


Рисунок 5.7 – Кожухотрубний маслоохолоджувач:

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

Трубопроводи призначені для перенесення масла на відстань між обладнанням, насосами, фільтрами і т.і. Трубопроводи зливу і прийому масла розташовують в різних кінцях. Зливний патрубок має фільтруючу сітку.

Цистерни призначені для зберігання масла та розташування його в певному місці. Місця встановлення цистерни циркуляційного масла можуть бути різними. Для двигуна зливно-циркуляційні системи розміщують в другому дні з відділенням кофедрадами від дневої обшивки судна.

Дно цистерни виконують із наклоном в корму, де скопляться відстій і грязь, які періодично видаляють. Цистерна обладнана пристроєм для заміру рівня масла, для заповнення, осушки, вентиляції і підігріву, а також горловинами для огляду, очищення і ремонту.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ

Аркуш

47

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	187,644
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	4081266,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,177
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	10800,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{M\phi} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	234,556
3	Ємність маслозбірної цистерни, м ³	$V_{M\psi} = K_c \frac{W_{M\phi}}{z}$	10,16
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $= 40 \dots 60$ - ВОД	30
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{M\psi}$	6,098
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{\phi} = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{M\psi}$	12,197
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	161,315
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{Mc} = \frac{m \cdot V_{M\psi}}{t_c}$	3,81
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

5.3 Система охолодження

Система охолодження представляє собою групу систем, призначених для подачі робочої рідини на охолодження деталей механізмів, приборів, приладів і робочих середовищ (води, масла, повітря, пару, газу, палива) в теплообмінних апаратах. В якості охолоджуючого середовища

					<i>КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

використовуються забортна і прісна вода, масло, легкі сорти палива і в деяких випадках повітря.

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

В судовій установці використовують два типа системи охолодження – проточна і замкнута. Замкнута система використовується для відводу теплоти від деталей двигуна, а проточна – для охолодження робочих середовищ в теплообмінниках.

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

Система охолодження двигуна показана на рисунку 5.8.

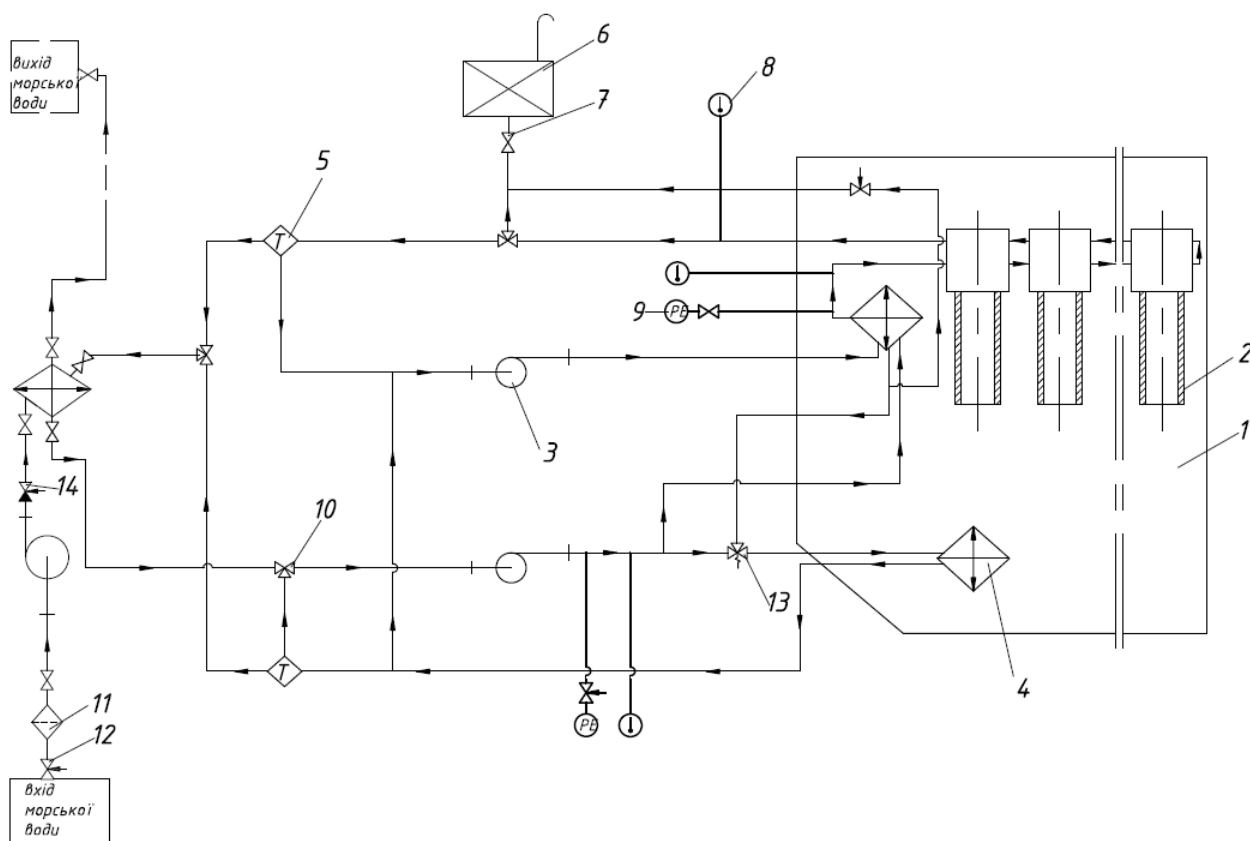


Рисунок 5.8 – Система охолодження двигуна

Класифікація системи

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

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

Для подачі заборотної і прісної води використовуються відцентрові насоси. Вони мають автономний привід від електродвигуна.

Фільтр заборотної води (сітчатий, спарений) встановлюють відразу після кінгстону, щоб попередити попадання із заборотної води предметів, що можуть пошкодити насос або засмітити трубопроводи і теплообмінники.

В системі охолодження використовуються теплообмінники такого ж типу, як і в системі змащення – кожухотрубні з круглими або плоскими трубками і пластинчаті.

В системі охолодження двигуна встановлено два водо-водяних охолоджувачів. Один теплообмінник охолоджує контур низької температури заборотною водою, а другий – контур високої температури.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{вк} = K_z \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{пв}} \cdot \rho_{\text{пв}} \cdot \Delta t_{\text{в}}}$	292,215
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_z = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{пв}}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{\text{пв}}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_{\text{в}} = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_{\text{в}} \cdot g_{\text{в}} \cdot N_{\text{в}} \cdot Q_{\text{пр}}$	12243798,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_{\text{в}}$	0,177
	Номинальна потужність двигуна, кВт	$N_{\text{в}}$	10800,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{\text{в}} = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{\text{пр}}$	42700,000

2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{\text{вк}} = 0,272 \frac{W_{\text{вк}} \cdot H \cdot \rho_{\text{нв}}}{\eta}$	42,391
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{\text{вк}}}{k \cdot \Delta t}$	61,22
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{\text{нз}} = K_z \frac{Q_{\text{вк}}}{c_{\text{зв}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{зв}}}$	361,921
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_z = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{зв}}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м ³	$\rho_{\text{вв}}$	1020,0
	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{\text{зв}} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{\text{рб}} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	1,62

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

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

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

Класифікація системи

Класифікація системи повітропостачання

1) За числом ступенів стискання повітря:

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- одноступенева;
- 2) За числом компресорів:
 - однокомпресорна;
- 3) За призначенням і числом теплообмінників:
 - з охолоджувачами наддувочного повітря (два ОНП 2-х ступеневі);
- 4) За способом підтримання параметрів повітря:
 - регульована.

Класифікація системи газовипуску

- 1) За глибиною утилізації теплоти:
 - із помірною утилізацією;
- 2) За способом руху газу в колекторі:
 - ізобарна.

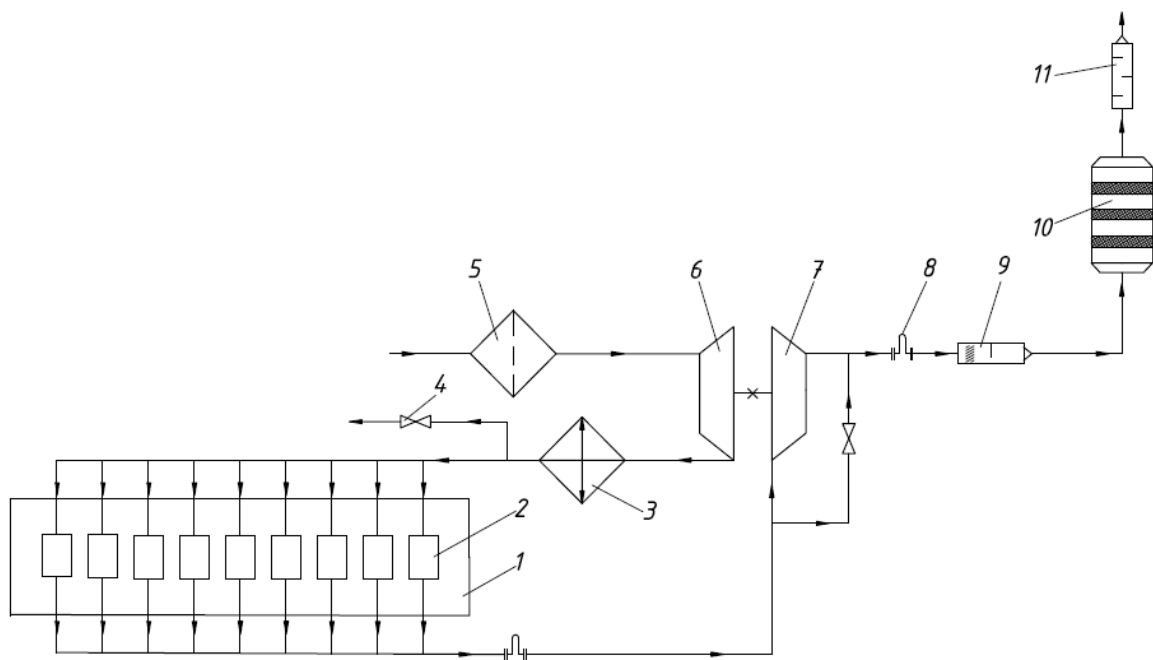


Рисунок 5.9 – Система повітропостачання та газовідводу двигуна

Складові системи

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

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

ОНП (рис. 5.10) призначений для охолодження надувного повітря після компресора та підтримання його постійної температури.

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

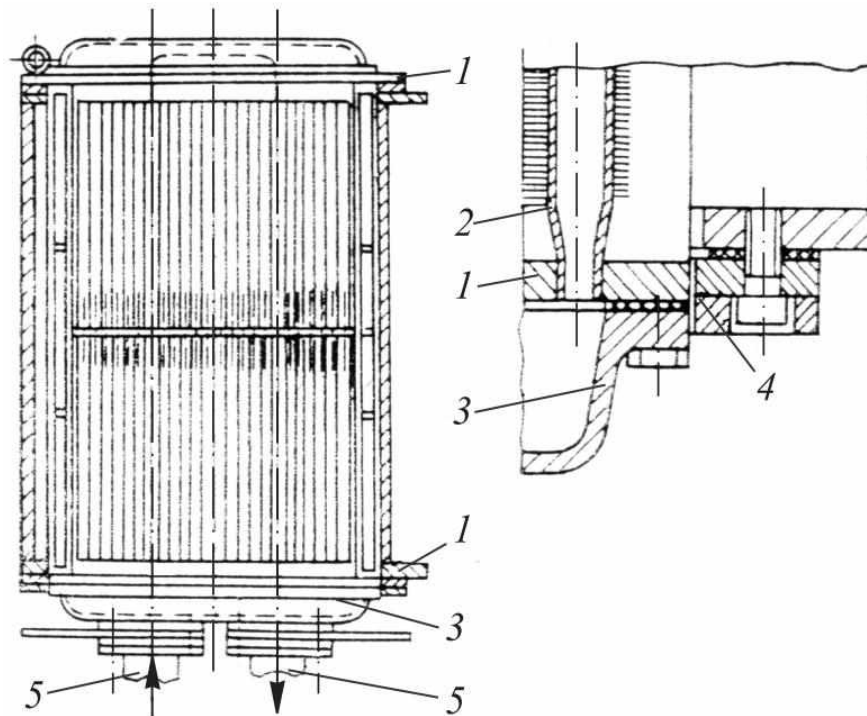


Рисунок 5.10 – Охолоджувач надувного повітря двигуна:

1 – трубна дошка; 2 – труби; 3 – кришка; 4 – гумове кільце; 5 – патрубки

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

Глушники встановлені в корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтра.

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

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

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

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{ez}}{3600 \cdot c_{ez} \cdot p_2}$	1,700
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,380
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{ez} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{ez} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{ez} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,177
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	10800,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{ez} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	1,471

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 [9].

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.

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Інформацію 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 [9]:

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;

- 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 9ЧН48/56

Особливо небезпечним ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори:

Небезпечні:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- небезпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки;
- небезпека вибуху;
- небезпека виникнення пожежі

Шкідливі:

- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- недостатня освітленість
- порушення метеумов в машинно котельному відділенні;
- підвищений рівень вібрації.

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Електричний струм. На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів.

Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки.

За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізольованих токоведучих частин електроустаткування; поява напруги на нетоковедучих металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин, верстатів і ін.) в результаті пробоя ізоляції, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції токоведучих частин, своєчасно не виявлене унаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки.

Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення;

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції ДСТУ EN 60204-1:2015.

Небезпека вибуху. Під час роботи ДВЗ, рульової машини, гідронасосів та при проведенні ремонтних робіт можливе виділення значної кількості масляного туману, який при значній концентрації може спричинити небезпеку вибуху. Вибух представляє велику небезпеку для членів екіпажу, тому кожен з них повинен знати властивість речовин та механізм виникнення і розвиток процесу горіння та вибуху. У якості джерела ініціювання можуть бути нагріті тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій та механічної дії, іскри від удару і тертя, ударні хвилі. Компресорні установки належать до виробничого обладнання, яке при порушенні норм монтажу і експлуатації може створювати велику небезпеку. Вибух компресорної установки супроводжується, як правило, значними руйнуваннями і людськими жертвами. Тому екіпаж судна має чітко і своєчасно виконувати свої обов'язки, та притримуватись техніки безпеки. Нормативні вимоги до вибуху регулюються ДСТУ EN 1127-1:2014.

Небезпека виникнення пожежі. Утворення пожеж на суднах має свою специфіку внаслідок архітектурно-конструктивних і технологічних особливостей будівництва, та істотно відрізняється від пожеж у будівлях і спорудах. При пожежі на суднах частіше спостерігаються явища, що характеризують високу швидкість поширення небезпечних факторів пожежі та зумовлюють винятковість і складність евакуації людей. Під час пожежі на суднах спостерігається швидша теплопередача від осередку пожежі в суміжні приміщення, ніж у будівлях, унаслідок високої теплопровідності металевих конструкцій або руйнування в процесі нагрівання конструкцій із легких сплавів (пластмас). Переважно пожежа виникає в одному з приміщень (каюті, салоні, коморі) і деякий час розвивається непомітно.

Найчастіше пожежа на суднах виникає у житлових і службових приміщеннях, а також у машинних відділеннях через необережне

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

користування вогнем, несправність обладнання, порушення правил технічної експлуатації енергетичних установок та протипожежних вимог. Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями УкрНДПБ МНС України нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007 **Правила пожежної безпеки для суден**, затверджений наказом МНС України від 29.03.2007 за № 191 та зареєстрований в Міністерстві юстиції України 16.04.2007 за № 373/13640. Міжнародний кодекс з систем пожежної безпеки (ІМО, MSC 98 (73); Особлива потреба в таких Правилах визначена в процесі досліджень, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки [10].

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій в машино-котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСН 3.3.6.039-99 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м .

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Навколо працюючих механізмів у МВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газоходів.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ. На території з підвищеним рівнем шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугового шуму на робочих місцях регламентується ДСТУ 2867-94.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК) , спричиняють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання. Вуглекислий газ в концентрації більше 1 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи.

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Захист від підвищеної запиленості і загазованості – вентиляція, а також газо та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні регламентується ДСТУ-Н Б А 3.2-1:2007. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях є ДСТУ 2456–94 .

Температура повітря, вологість, швидкість повітря.

Серед шкідливих факторів, яким протидіє вентиляція можна виділити: температура, вологість та швидкість повітря і підвищена запиленість та загазованість робочої зони виробничих приміщень, які повинні оцінюватися відповідно до вимог санітарних правил і норм СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Нормативним документом, що регламентує параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99. В основу принципів нормування цих параметрів покладено диференційну оцінку оптимальних та допустимих метеорологічних умов у залежності від категорії робіт, періоду року та виду робочих місць.

					<i>КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

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

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

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

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

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

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

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. Wartsila 46 Technology review. Wartsila Corporation, 2008. 20 p.
3. Wartsila 46 engines : Project guide for marine applications. Wartsila, Finland Oy Marine, 2002. 212 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					КРБ.142.3227зст.23.03.00.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		