

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.


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6 (MAN B&W G70ME-C9.5)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



Д. Л. Головчіц

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

Головчіц Денис Леонідович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна 8ДКРН 70/325,6 (MAN B&W G70ME-C9.5)

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - MAN B&W G70ME-C9.5, потужність
двигуна – 29120 кВт; частота обертання колінчатого валу – 83 хв⁻¹; паливо –
дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Опис конструкції двигуна 8ДКРН 70/325,6; Розрахунок робочого циклу двигуна 8ДКРН 70/325,6; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект відцентрового насосу системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 8ДКРН 70/325,6; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 8ДКРН 70/325,6; Індикаторна діаграма та діаграми
динаміки; Відцентровий насос ($Q=130\text{м}^3/\text{год}$; $L=450\text{Дж/кг}$); Принципова схема
паливної системи; Принципова схема системи змащення

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)	/Д. Л. Головчіц/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/Б. Г. Тимошевський/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 29120 кВт та 83 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун MAN B&W G70ME-C9.5.

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 66 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1 та 2 кресленнях формату А2.

Ключові слова: судновий двигун, важке паливо, насос, система охолодження.

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 29120 kW and 83 rpm. Engine MAN B&W G70ME-C9.5 was selected as a base engine.

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

The qualification work is executed in Ukrainian language on 66 pages of explanatory note. Nine sources are used. The graphic part is presented on 3 drawings of format A1 and 2 drawings of format A2.

Key words: marine engine, heavy fuel, pump, cooling system.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 8ДКРН 70/325,6.....	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 8ДКРН 70/325,6.....	11
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	20
Розділ 4. Проект відцентрового насосу системи охолодження.....	25
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 8ДКРН 70/325,6.....	35
5.1 Паливна система.....	35
5.2 Система змащення.....	43
5.3 Система охолодження.....	48
5.4 Система пуску.....	50
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	53
Висновки.....	58
Список використаної літератури.....	59
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 8ДКРН 70/325,6.....	60
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	61
Додаток В. Відцентровий насос ($Q=130\text{м}^3/\text{год}$; $L=450\text{Дж/кг}$).....	62
Додаток Г. Принципова схема паливної системи.....	63
Додаток Д. Принципова схема системи змащення.....	64

ВСТУП

Сучасні суднові двигуни є технологічно складними механічними установками, які забезпечують привід для морських та річкових суден різного типу і розміру. Найпоширеніші типи судових двигунів включають дизельні двигуни, газові турбіни та електричні мотори. Дизельні двигуни є найбільш поширеними через свою ефективність і надійність на великих відстанях. Газові турбіни використовуються для швидких та маневрених суден, таких як пасажирські лайнери або військові кораблі. Електричні мотори стають популярнішими в екологічно чутливих проектах, де вони приводяться за допомогою акумуляторів або генераторів. Сучасні суднові двигуни мають високий рівень ефективності, що дозволяє знижувати споживання палива та викиди шкідливих речовин. Вони також відповідають суворим міжнародним стандартам щодо викидів оксидів азоту (NO_x) та сірки (SO_x). Двигуни оснащені різноманітними технологіями для зниження споживання палива, такими як системи рециркуляції вихлопних газів (Exhaust Gas Recirculation, EGR), високотисневі системи впорскування палива, оптимізація форми корпусу судна для зниження гідродинамічного опору тощо. Сучасні суднові двигуни часто обладнані комп'ютеризованими системами керування та моніторингу, які автоматично регулюють режим роботи двигуна, оптимізують ефективність та діагностують потенційні проблеми. Суднові двигуни проектуються для високих навантажень і тривалих періодів безперервної роботи, що робить їх особливо надійними та довговічними.

Ці аспекти свідчать про постійний розвиток і вдосконалення сучасних судових двигунів з метою забезпечення високої продуктивності, ефективності та відповідності сучасним екологічним стандартам. Згідно із завданням потрібно виконати розрахунок розрахувати двотактного малообертового дизельного двигун. Як прототип обрано двигун MAN B&W G70ME-C9.5.

					<i>КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6

Двигун внутрішнього згоряння ряду 8ДКРН 70/325,6 (рис. 1.1) має такі технічні характеристики: він є двохтактним, складається з шести циліндрів, має реверсивну систему і всі циліндри розташовані вертикально.

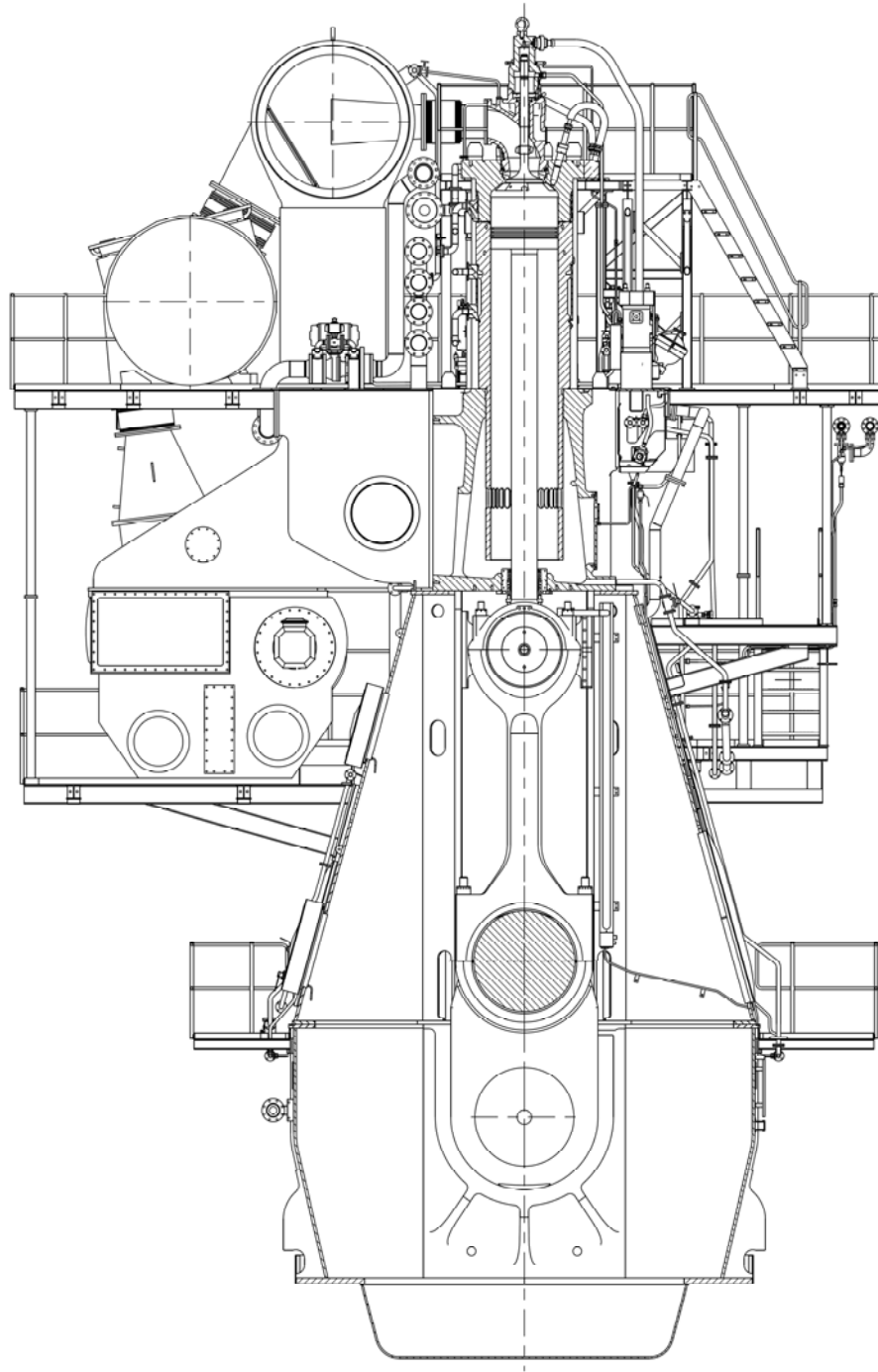


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 8ДКРН 70/325,6

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Фундаментна рама (рис. 1.2) двигуна має просту коробчасту форму і виготовлена зі сталі методом суцільного зварювання. Вона кріпиться до фундаменту корпусу судна за допомогою болтів на сталевих клинах [1]. Поперечні опори виконані з литої сталі і мають отвори для анкерних зв'язків. В рамових підшипниках використано тонкостінні сталеві вкладиші, які залите білим металом (бабітом). На кормі піддона фундаментної рами розміщений отвір, захищений сіткою, для відведення мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, що знаходиться у подвійному дні корпусу судна під двигуном. Ззаду двигуна знаходиться відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

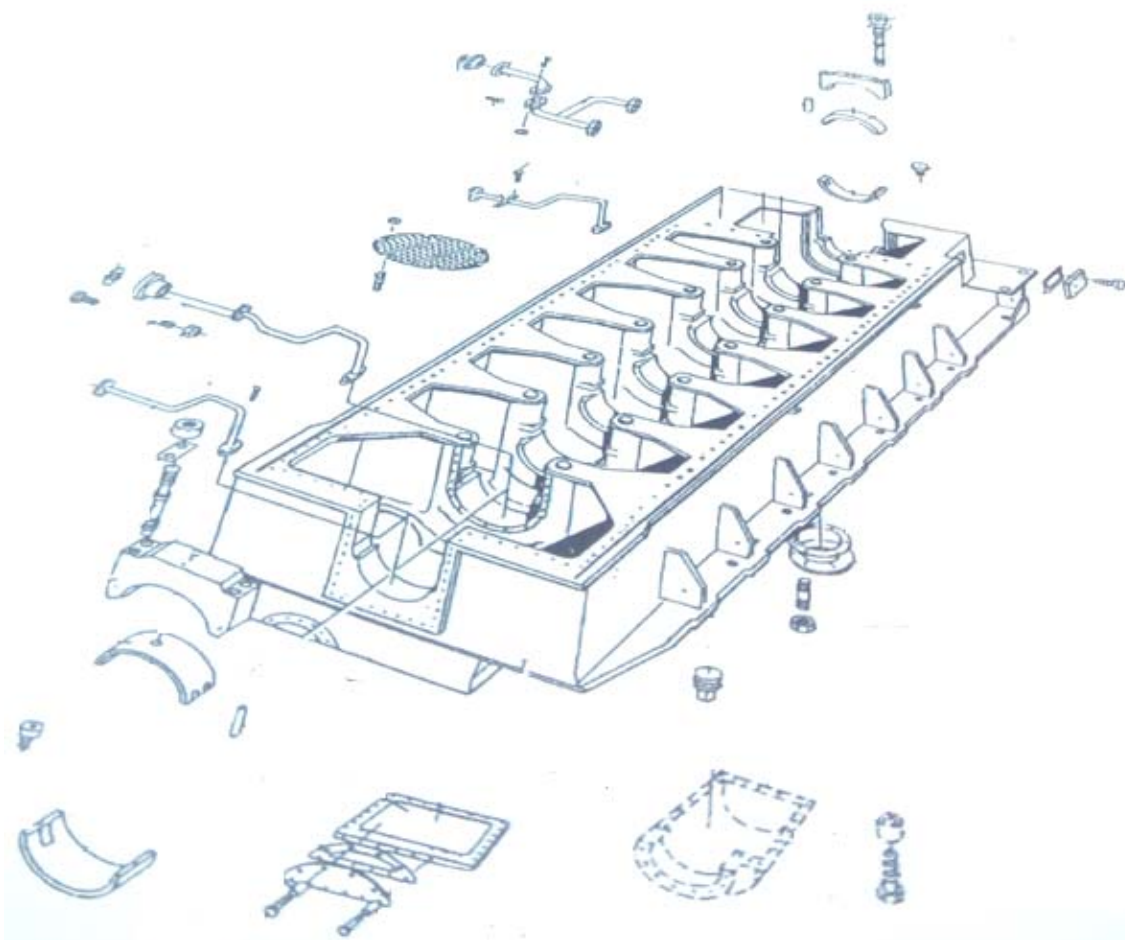


Рисунок 1.2 – Фундаментна рама

Станина виготовлена зі сталі методом суцільного зварювання і має входні двері у кожен відсік циліндрів та відсік приводів з боку управління. Відсік

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

приводів також оснащений дверима з іншого боку. Запобіжні клапани картера (6 одиниць) розташовані у верхній частині станини з боку вихлопів газів та один – у носовому торці. Кожен циліндр має чотири сталеві направляючі крейцкопфа, які приварені до станини.

Втулка циліндра (рис. 1.3) є монолітною, виготовленою з модифікованого чавуну. У нижній її частині розміщені 30 продувних вікон. Як і в ранніх модифікаціях двигунів цієї фірми, масивний борт втулки має отвори для проходження охолоджуючої рідини з зарубашечного простору в кришку циліндра. Змащення циліндричної втулки забезпечується двома рядами отворів для циліндрового мастила у верхній частині втулки, кожен з яких має роздавальні канавки по боках дзеркала.

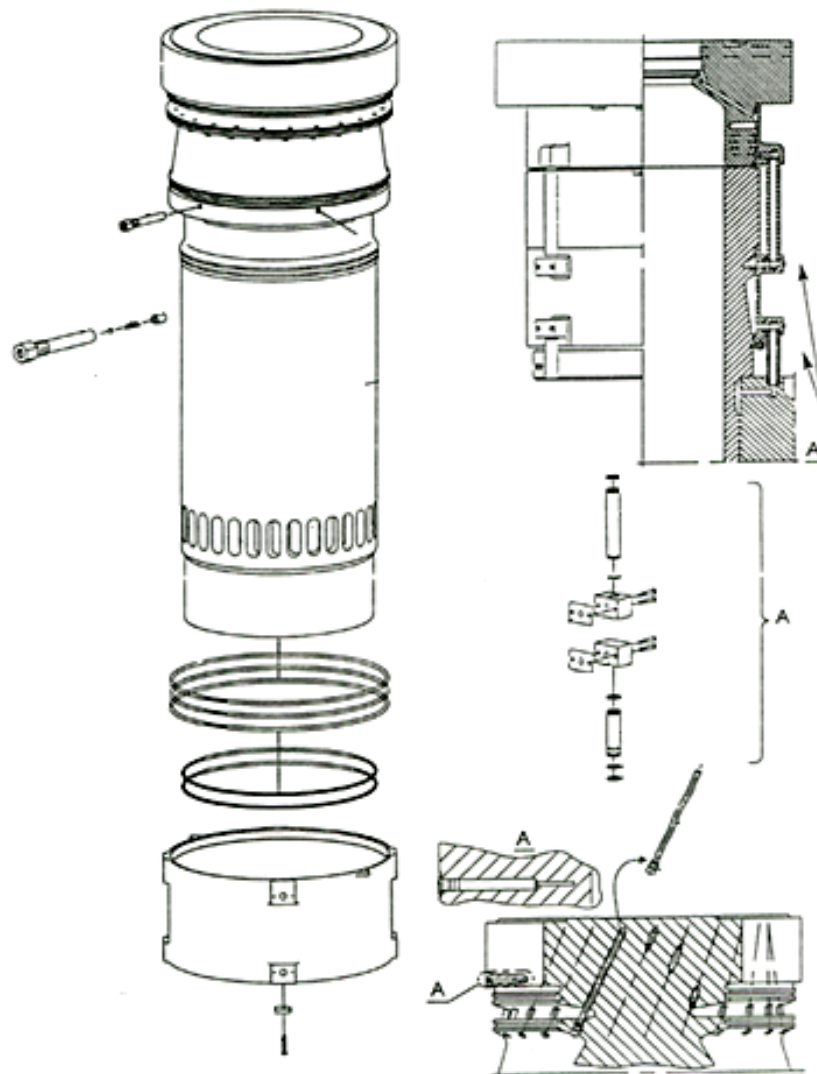


Рисунок 1.3 – Втулка циліндра

Кришка циліндра є сталевою литою ковпачкового типу і має свердління для проходу охолоджуючої води. У кришці розміщені дві форсунки, вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка прикріплена до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, які проходять через порожнисту сорочку для охолодження верхньої частини втулки.

Поршень має сталеву головку і коротку чавунну спідницю. У поршні встановлено чотири компресійних кільця, а в спідниці — два красномідних приладових паска [2]. Поршень охолоджується маслом, яке подається і відводиться через свердління в поперечині крейцкопфа і сталевій трубки всередині штока. Поршень виготовлений із хром-молібденової сталі.

Крейцкопф є двостороннім з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталева, кована з просвердленими каналами для проходу масла. До поперечини прикріплені різьбовим з'єднанням підп'ятник штока поршня, коліно телескопічного з'єднання для подачі мастила і зливна труба охолодження мастила поршня.

Колінчастий вал є полузіставним сталевим з литими кривошипам, а рамові шийки запресовані. З передньої частини двигуна на валу розташований поршень демпфера осьових коливань. Також тут розташована однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважувальними балансирами. З задньої частини двигуна до колінчастого валу прикріплена дворядна зірочка для приводу розподільного валу. Упорний гребінь з упорним підшипником розміщений у відсіку приводів.

Шатун виготовлений у формі сталевій виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка є безвильчатого типу, а верхня і нижня головки є невід'ємними. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового

					<i>КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

підшипника. Шатун має відносно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

Розподільний вал (рис. 1.8) приводиться дворядним чотирьохдуюмовим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів, які урівноважують моменти від сил інерції другого порядку, так само, як і на передньому кінці двигуна. З переднього кінця розподільного валу відводиться валик лубрикатора циліндричної мастила і регулятор обертальної частоти.

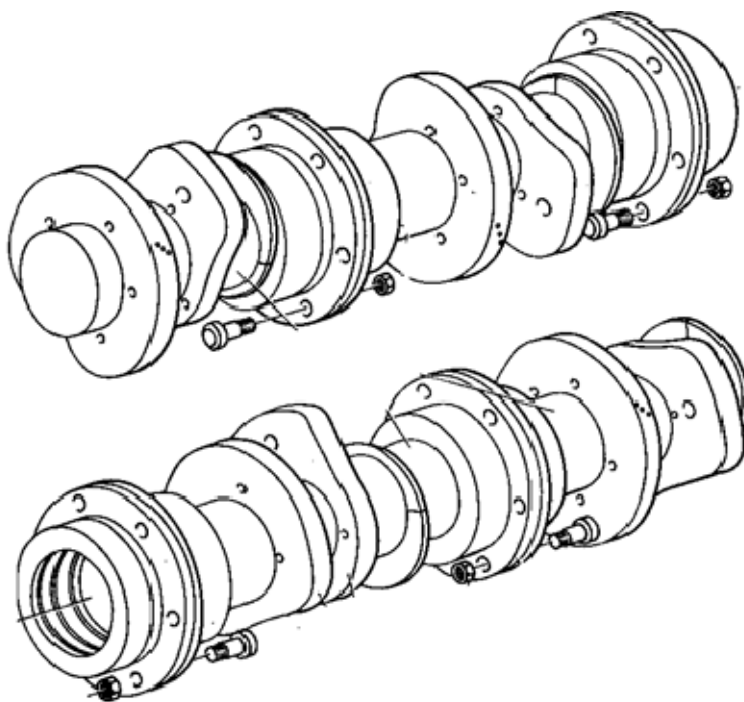


Рисунок 1.8 – Розподільний вал

З заднього торця кріпиться валик повітророзподільника до розподільного валу. Кулаки паливного та газорозподільного механізмів і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячепресовою посадкою.

Двигун має загальноприйняту систему пуску, що включає головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотниковий повітророзподільник. При реверсі двигуна реверсуються лише повітророзподільник і штовхачі ПНВТ (за допомогою актуаторів на кожному насосі) [3].

Блок циліндрів складений у єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок вставлена циліндрова втулка, складаючись з двох частин, які з'єднані роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виготовлені з модифікованого чавуну. У верхній частині нижньої частини втулки є отвори для восьми штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується чотирма гумовими кільцями в нижній частині і двома гумовими кільцями навколо сорочки охолодження в верхній частині. Між втулкою і блоком забезпечується ущільнення притирками (без використання прокладок), а між втулкою і кришкою - ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється через чотири перепускні патрубки, а з сорочки до кришки циліндра - такими ж перепускними трубками.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ДКРН 70/325,6

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів через зміну кількості робочого тіла, його складу та фізичних властивостей. Внаслідок швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння хімічна енергія, яка міститься в паливі, звільняється не миттєво. Під час процесу розширення відбувається догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, що супроводжується виділенням тепла. У розрахунковому циклі робоче тіло не можна розглядати як ідеальний газ з постійними теплоємностями, оскільки температура та склад газів у циліндрі значно змінюються. Важливими аспектами розрахункового циклу є теплові та аеродинамічні втрати, а також додаткові ефекти, такі як догоряння та відновлення хімічної енергії, які не враховуються в ідеальних моделях.

Паралельно з аналізом розрахункового циклу важливо вивчати реальний цикл, який відбувається в робочому двигуні і не може бути точно відтвореним через обмежену точність розрахункових методик та складність процесів. Чим більш точна та досконала методика теплового розрахунку, тим ближче розрахунковий цикл відповідає реальному процесу.

У роботі застосовується стандартна методика теплового розрахунку, яка була розроблена В. І. Гріневецьким і подальшим чином вдосконалена Є. К. Мазінгом. Цей підхід ґрунтується на відомих принципах термодинаміки та термохімії і достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що відбуваються у робочому циліндрі.

Вибір 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.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 13,5$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $P_{\text{к}}$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,215$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту задають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,06$.

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 проектного. Для МОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,92$; $\xi_b = 0,90 - 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,93$; $\xi_b = 0,969$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,083$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 40$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 1$.

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

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]: $C = 0,873$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,125$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірки

$O = 0,002$ кг - кількість кисню.

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

Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,38}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,84} \right] = 453,241$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 453,241 - 0,9 \times (453,241 - 293) = 309,024$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{309,024 + 40 + 0,06 \times 700}{1 + 0,06} = 368,891$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

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

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \times P_s = 0,98 \times 0,376 = 0,368$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{13,5}{13,5 - 1} \times \frac{0,368}{0,376} \times \frac{309,024}{368,891} \times \frac{1}{1 + 0,06} \times (1 - 0,08) = 0,77$$

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу стиску

$$n_l = 1,367$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,368 \times 13,5^{1,367} = 12,929$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l-1} = 368,891 \times 13,5^{1,367-1} = 959,082$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, ~~кмоль~~/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,9}{0,21} \times \left(\frac{0,873}{12} + \frac{0,125}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,002}{32} \right) = 1,096$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,125 + 0,002}{32 \times 1,096} = 1,0286$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0286 + 0,06}{1 + 0,06} = 1,0269$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_{zz}}{\xi_b} = \frac{0,93}{0,969} = 0,96$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0286 - 1}{1 + 0,06} \right) \times 0,96 = 1,026$$

Максимальна температура згоряння, К

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

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 2000$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1846$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,083 \times 12,929 = 14,002$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,026}{1,083} \times \frac{1846}{959,082} = 1,823$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{13,5}{1,823} = 7,406$$

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 прийємо:

$$n_2 = 1,275$$

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1846 \times \frac{1}{7,406^{1,275-1}} = 1065$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{14,002}{7,406^{1,275}} = 1,091$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_e}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (p - 1) + \frac{\lambda \times p}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{12,929}{13,5 - 1} \times \left[1,083 \times (1,823 - 1) + \frac{1,083 \times 1,823}{1,275 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{7,406^{1,275-1}} \right) - \frac{1}{1,367 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{13,5^{1,367-1}} \right) \right] = 2,332$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,332 \times 1 \times (1 - 0,08) = 2,146$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_z \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_z \times P_i} = 433 \times \frac{0,376 \times 0,77}{2,215 \times 0,495 \times 309,024 \times 2,146} = 0,172$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,172 \times 42700} = 0,489$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,146 \times 0,963 = 2,067$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,489 \times 0,963 = 0,472$$

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,172}{0,963} = 0,1788$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i \\ = 13,1 \times 0,7^2 \times 3,256 \times 1 \times 2,067 \times 83 \times 8 = 28685$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{28685 - 29120}{28685} = -0,015\%$$

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

Індикаторна діаграма двигуна

Розрахункову індикаторну діаграму створюють на основі даних, отриманих під час аналізу робочого циклу. Ця діаграма подальше використовується як вхідні дані для динамічних та міцнісних розрахунків двигуна. Важливо відзначити, що побудова діаграми проводиться аналітичним методом, оскільки графічні методи можуть призвести до значних неточностей.

Ординати точок політропії стиснення та розширення обчислюються за такими формулами:– процес стиску:

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

– процес розширення:

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

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

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Показник політропи стиснення n_1	1,367
Показник політропи розширення n_2	1,275
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,929
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	14,002
Ступінь попереднього розширення ρ	1,823
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	14,00	
1,00	12,93	14,00
1,82	5,69	14,00
2,43	3,84	9,70
3,04	2,83	7,29
3,65	2,20	5,78
4,26	1,78	4,75
4,87	1,49	4,00
5,48	1,26	3,44
6,08	1,10	3,01
6,69	0,96	2,67
7,30	0,85	2,39
7,91	0,76	2,15
8,52	0,69	1,96
9,13	0,63	1,80
9,74	0,58	1,65
10,35	0,53	1,53
10,96	0,49	1,42
11,56	0,46	1,33
12,17	0,42	1,24
12,78	0,40	1,17
13,39	0,37	1,10
14,00	0,35	1,04
14,00		0,35

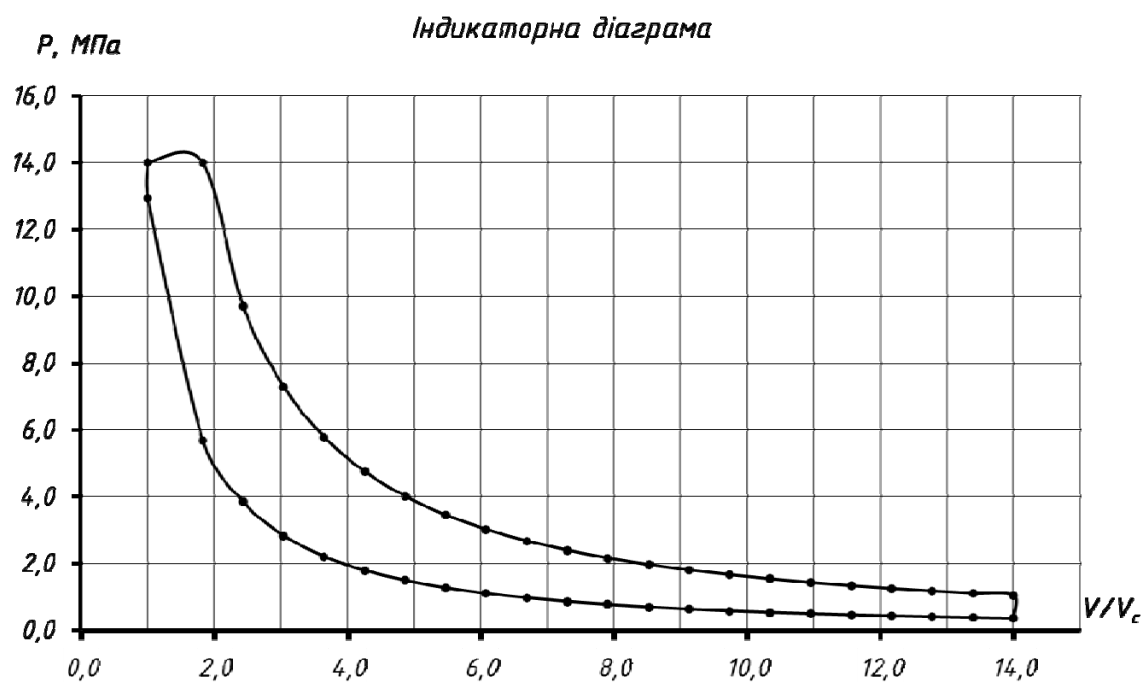


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Діаграми динаміки створюються для аналізу сил, що діють на колінчастий вал двигуна на будь-якому куті його обертання. Ці діаграми використовуються для розрахунків міцності основних деталей колінчастого валу та для визначення його врівноваженості. Побудова діаграм ґрунтується на результатах розрахунків робочого циклу, у яких враховується зміна сил під час обертання колінчастого валу. Сили, які враховуються в цих діаграмах, включають: 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).

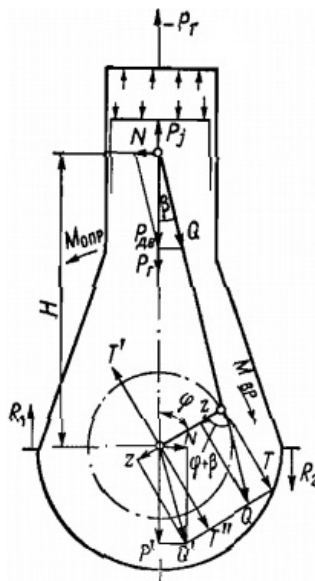


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

У таблиці 3.1. представлені вихідні дані для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.2 – 3.4.

					<i>КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,7
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	83
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	14,002
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,368
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,38
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,49
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	5300
Радіус кривошипа	м	r	1,628
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,367
Показник політропи розширення		n_2	1,275
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,823
Кількість циліндрів		i	8

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	180	0,368	0,863	1,231	0,000	-1,231	0,000
15	195	0,372	0,917	1,289	-0,164	-1,288	-0,175
30	210	0,386	1,051	1,437	-0,359	-1,424	-0,407
45	225	0,412	1,197	1,609	-0,581	-1,548	-0,727
60	240	0,457	1,261	1,718	-0,776	-1,532	-1,100
75	255	0,534	1,157	1,690	-0,866	-1,274	-1,409
90	270	0,664	0,830	1,493	-0,797	-0,797	-1,493

105	285	0,896	0,280	1,176	-0,602	-0,277	-1,292
120	300	1,338	-0,432	0,907	-0,410	0,099	-0,990
135	315	2,269	-1,197	1,072	-0,387	0,484	-1,032
150	330	4,428	-1,881	2,547	-0,637	1,887	-1,825
165	345	9,207	-2,354	6,853	-0,874	6,394	-2,618
180	360	13,571	-2,522	11,048	0,000	11,048	0,000
195	375	14,002	-2,354	11,648	1,485	10,867	4,449
210	390	10,593	-1,881	8,712	2,178	6,456	6,242
225	405	5,678	-1,197	4,481	1,618	2,025	4,313
240	420	3,470	-0,432	3,039	1,373	0,330	3,318
255	435	2,386	0,280	2,666	1,366	-0,629	2,929
270	450	1,805	0,830	2,634	1,405	-1,405	2,634
285	465	1,472	1,157	2,628	1,346	-1,981	2,191
300	480	1,274	1,261	2,536	1,146	-2,260	1,623
315	495	1,156	1,197	2,353	0,850	-2,265	1,063
330	510	1,087	1,051	2,139	0,535	-2,120	0,606
345	525	1,052	0,917	1,969	0,251	-1,967	0,267
360	540	1,041	0,863	1,904	0,000	-1,904	0,000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	T _E								T _E	T ^{cp} _E
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	-0,727	-1,493	-1,032	0,000	4,313	2,634	1,063	4,76	5,52
15	-0,175	-1,100	-1,292	-1,825	4,449	3,318	2,191	0,606	6,17	5,52
30	-0,407	-1,409	-0,990	-2,618	6,242	2,929	1,623	0,267	5,64	5,52
45	-0,727	-1,493	-1,032	0,000	4,313	2,634	1,063	0,000	4,76	5,52
									16,57	

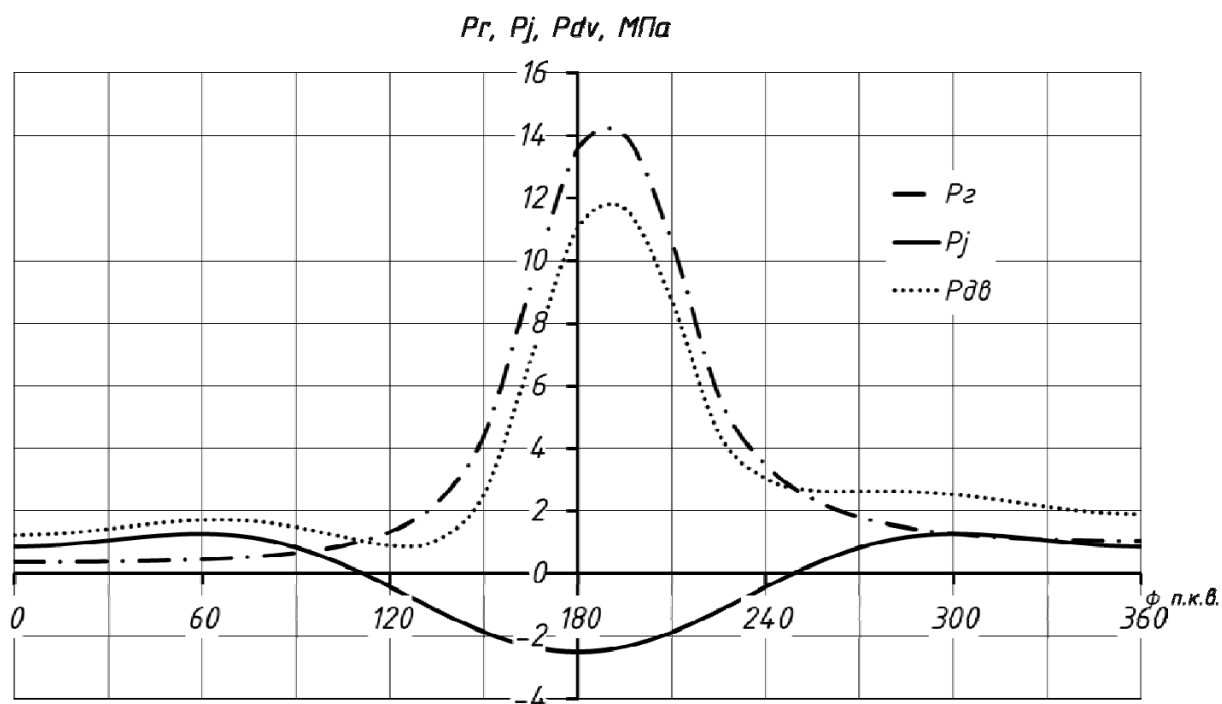


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r, P_j, P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

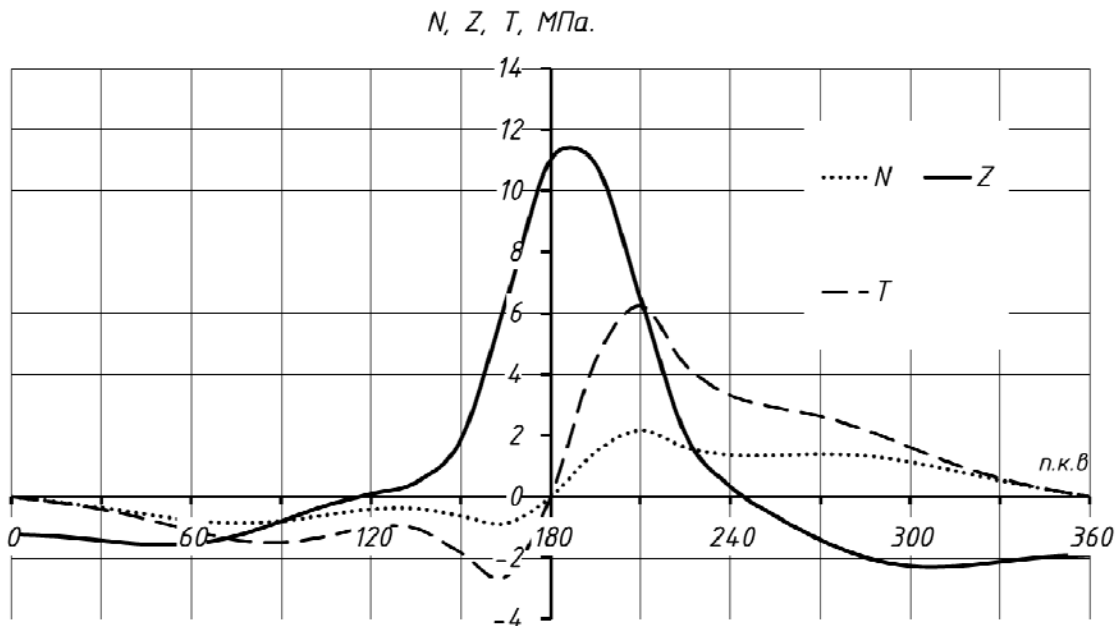


Рисунок 3.3 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

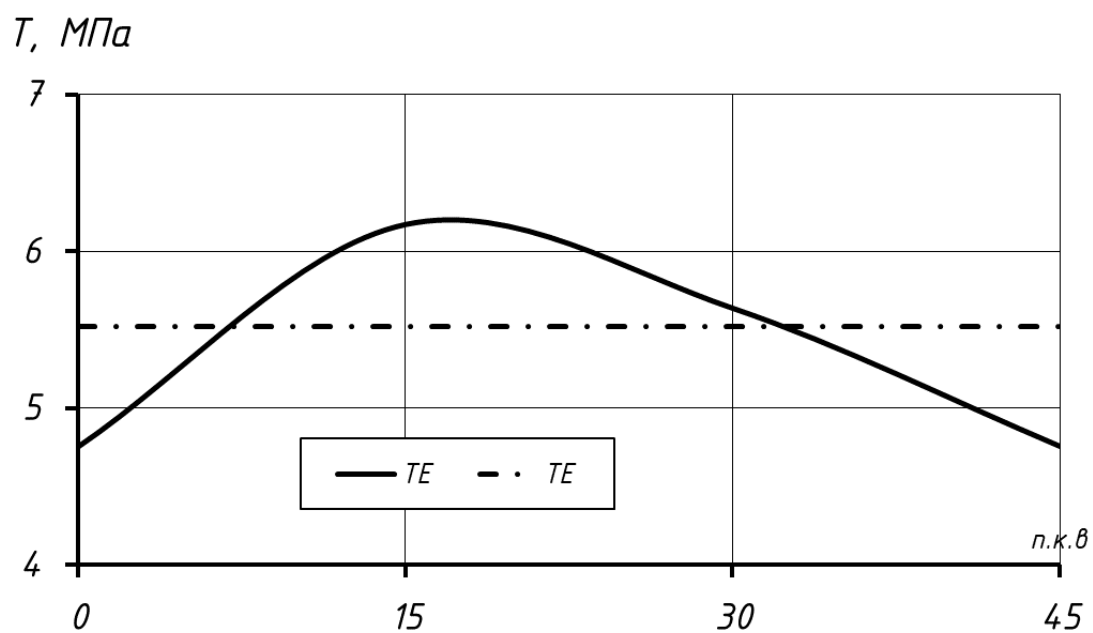


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Проектування насосу виконується при заданих значеннях розходу Q (130 м³/год) та питомої роботи L (450 Дж/кг) на відміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються.

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

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

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

Параметр C для ДВЗ може лежати у межах 800...1500 з урахуванням температури та призначення насосу. Зміна обраного значення цієї величини у програмі розрахунку частоти обертання ротору при обраному значенні n_s не впливає на частоту обертання ротору, але впливає на кавітаційний запас

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

енергії $\Delta L_{кр}$ і відповідно впливає на максимальне значення висоти всмоктування, яке обчислюється у кінці розрахунку насосу. Значення C у даному завданні спочатку довільно обирається у зазначених межах і може потім коригуватися, якщо розрахункова висота всмоктування буде менше вказаної у завданні.

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

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

а далі

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

Визначення основних розмірів робочого колеса

Вихідні данні	
$L, \text{ Дж/кг}$	450
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	130
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,0362
n_s	94,81106
C	1000
$\omega, \text{ с}^{-1}$	314

Розрахунок	
$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,969
$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}$	0,863
$D_{1np} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$	0,1026
$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_o}}}$	4,47

$k_{co} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$	0,064
D_{1np}^*	0,0828
$\eta_{MBH} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0,917
$\eta_{сн} = 0,95 \dots 0,98$	0,95
$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_o \eta_M = \eta_{\Gamma} \eta_o \eta_{MBH} \eta_{сн}$	0,729
$d_B = 3 \sqrt[3]{\frac{16M_K}{\pi[\tau]}}$	0,023
$M_K = \frac{N_B}{\omega}$	71,17
$N_B = \frac{\rho QL}{\eta}$	22346
$d_{ст} = (1,2 \dots 1,8) d_B$	0,04
$B_K = (0,2 \dots 0,4) D_2$	0,04
$c_o = k_{c_o} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	4,41
$D_o = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi c_o} + d_{cm}^2}$	0,1114

$D_1 = (0,9 \dots 1,0) D_o$	0,11
$D_{1np}^{**} = \sqrt{0,5(d_{ст}^2 + D_1^2)}$	0,0828
$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	17,27

$c'_1 = c_o$	4,41
$c'_1 = c'_{1m}$	4,41
$k_1 = 1,1...1,25.$	1,104
$c_{1m} = c'_{1m} k_1$	4,87
$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$	15,75
$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	22
$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	6,25
$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$	17,95
$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	13,01
$c_{2m} = (0,75...1,1)c_{1m}$	5
$k = 6,5...10$	6,5
$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8,96
Округлить D40 до целого, но принимать не менее 6 и не более $\boxed{Z}$ 12	12
$D_2^* = \frac{D_0}{0,002n_s + 0.276}$	0,2393
D_2^{**}	0,1483015
$p = 2^{\frac{\Psi}{z}} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$	0,1963
β_2	35

$\psi = k_3 + 0,6 \sin \beta_2$	0,900
$k_3 = 0,55 \dots 0,68$	0,55
$L_{\infty} = (1 + p) L_{\dot{o}}$	434,5
$L_{\tau} = \frac{L}{\eta_{\tau}}$	521,44
$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + L_{\infty}} \right]$	0,1483015
$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_1}{\pi D_1}}$	1,104
$\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004) \text{ м}$	0,001
$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$	0,0027
$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	23,29
$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2}$	3,15
$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \Delta S_2}{\pi D_2}}$	1,050
$\Delta_2 = (0,001 \dots 0,003) \text{ м}$	0,001
$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0,0018
$c_{2u} = \frac{L_{\tau}}{u_2};$	15,6
$c_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	15,92
$c_{2u\infty} = \frac{L_{\tau}(1 + p)}{u_2}$	18,66
$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	8,37

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Архив
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

w_1/w_2	1,392
$w_1/w_2 = 3,166E-11n_s^6 - 1,812E-08n_s^5 + 4,228E-06n_s^4 - 5,150E-04n_s^3 + 3,464E-02n_s^2 - 1,231E+00n_s + 1,982E+01$	1,391
$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin\beta_2}$	8,73

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

Цей насос можна класифікувати за наступними ознаками:

1. **За принципом підведення енергії потоку рідини:**
 - о Динамічний або лопатевий.
2. **По вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу:**
 - о Відцентровий.
3. **По числу ступенів (послідовно включених коліс):**
 - о Одноступінчатий.
4. **За призначенням:**
 - о Циркуляційний насос заборотної води системи охолодження ДВЗ.
5. **По роду приводу:**
 - о Автономний електронасос.
6. **По розташуванню колеса щодо опор:**
 - о Консольний.

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

Ротор насоса включає робоче колесо 4, яке закріплене на валу 5 за допомогою шпонки та болта 6.

Колесо відкритого типу виготовлене з литвом бронзи. Воно має 12 робочих лопатей, які вигнуті назад відповідно до розрахунків. На задньому диску колеса є 12 напіввідкритих лопатей імпелеру 15, також загнутих назад.

На валу розташована бронзова втулка 14, яка запобігає витиранню ротора об сальникове набивання 8. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких закріплені колесо 4, захисна втулка 14 і підшипники 13. На протилежній стороні від колеса на валу знаходиться шпоночний паз, який призначений для фіксації муфти, що з'єднує насос з приводом.

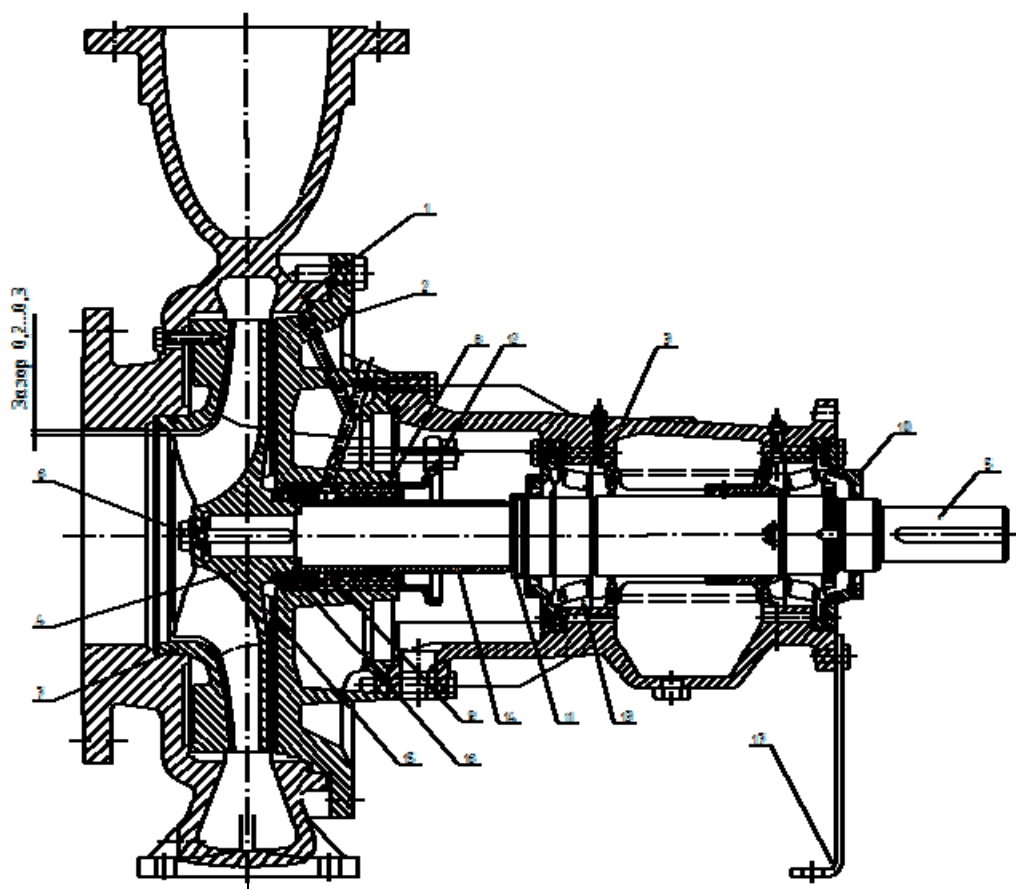


Рисунок 4.1 – Уніфікований відцентровий консольний насос:

- 1 – корпус насоса; 2 – корпус ущільнення; 3 – корпус підшипників; 4 – робоче колесо; 5 – вал ротора; 6 – болт; 7 – ущільнююче кільце; 8 – сальникове набивання; 9 – кільце водорозподільне; 10 – кришка підшипника; 11 – відбійник; 12 – натискна втулка; 13 – підшипник роликовий; 14 – захисна втулка вала; 15 – імпелер; 16 – ущільнення лабіринтне; 17 – лапа

Нерухомі елементи насоса складаються з трьох основних корпусних частин: корпусу насоса 1, корпусу ущільнення 2 і корпусу підшипників 3. Корпус насоса 1 об'єднує в собі вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, де розташовується робоче колесо. На вхідному патрубку є приєднувальний фланець для підключення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. З переднього боку колеса в корпусі є вставка, яка точно охоплює циліндричний виступ передньої частини колеса з мінімальним зазором.

У корпусі 1 зроблені отвори в стінці вхідного патрубку і в стінці відводного каналу, які закриті пробками і можуть використовуватися для зливу води з насоса, для випуску повітря перед його запуском і для підключення манометрів.

Корпус 1 з'єднується з корпусом ущільнення 2 з боку заднього диска колеса, утворюючи разом камеру, в якій рухається робоче колесо. Через центр корпусу ущільнення 2 проходить канал для вала ротора, в якому також розміщені лабіринтне ущільнення 16 і сальникове набивання 8.

Лабіринтне ущільнення 16 складається з двох частин: самого ущільнення і водорозподільчого кільця 9. Вода з порожнини відводу подається до водорозподільчого кільця через отвір у стінці каналу кришки ущільнення, який просвердлено в ребрі кришки. Сальникова набивка підтискується за допомогою натискної втулки 12.

Корпус ущільнення 2 є частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса 1 з корпусом підшипників 3. Деталі 1, 2 і 3 строго центруються за допомогою циліндричних виступів, що розташовані в розточках деталей, які з'єднані, відносно осі обертання вала ротора.

У корпусі підшипників 3 розміщені два роликових підшипника 13. Підшипник з боку колеса закріплений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку також закріплений на валу, але може переміщатися вздовж осі розточки корпусу для компенсації теплового подовження вала.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла з кришок підшипників 10 встановлені фетрові кільця. На бік колеса для запобігання потрапляння води в підшипники встановлено відбійник 11.

Під час роботи насоса рідина входить у колесо через всмоктуючий патрубок і виходить через лопатки робочого колеса. Вихідна рідина збирається спіральним відводом, який охоплює колесо по всьому периметру. Потім рідина подається у нагнітальний патрубок, звідки йде до споживача.

Для початку роботи насоса його колесо і всмоктуючий канал повинні бути заповнені водою. При обертанні колеса вода у міжлопатевих каналах притягується лопатками у круговий рух. Відцентрова сила, що виникає при цьому, переміщає частинки рідини по радіусу, одночасно обертаючи їх.

Цей процес спричиняє виникнення області зниженого тиску в вхідній частині колеса, куди рідина з всмоктуючого патрубка направляється під дією вищого тиску, ніж у вхідній області колеса. Цикл триває неперервно.

Під впливом робочих лопаток порції рідини в колесі набувають кінетичної енергії, що призводить до збільшення їх абсолютної швидкості. У відносному русі каналами колеса ці порції переміщаються від менших до більших поперечних перетинів, що зменшує їх відносну швидкість при одночасному збільшенні абсолютної швидкості.

Після виходу з колеса порції рідини продовжують уповільнювати свою швидкість вже в абсолютному русі, проходячи канал, перетин якого розширюється у напрямку руху рідини. Цей процес супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну згідно з законами гідромеханіки.

Як результат, на виході з насоса споживач отримує потік з заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, що ідеально підходить для використання в системах, де вимагається такий режим роботи насоса.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Під час роботи насоса імпелер, розміщений на задньому диску колеса, відповідає за зниження тиску в області, що знаходиться за колесом і прилягає до валу насоса. Це зниження тиску виникає подібно до того, як це відбувається у робочому колесі, однак імпелер практично не переміщує рідину, оскільки не має зв'язку зі всмоктуючим патрубком. Без зниження тиску у цій області можуть виникнути осьові зусилля, які направлені у бік всмоктування насоса. Це може призвести до навантаження підшипників і прискорення їх зносу.

У даному насосі внутрішні витоки обмежені паразитними течіями в передньому зазорі між вставкою і робочим колесом. Наявність імпелера дозволяє відмовитися від розвантажувальних осьових каналів і встановки щільного ущільнення на задньому диску. Це підвищує об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса за рахунок збільшення механічних втрат, пов'язаних із роботою імпелера. Такий перерозподіл втрат зазвичай призводить до підвищення загального коефіцієнта корисної дії насоса, що підтверджується використанням аналогічних конструктивних рішень.

Оскільки тиск за заднім диском колеса поблизу валу ротора знижений, сальникове ущільнення не може бути забезпечене водою з цієї області. Нормальне функціонування сальникового ущільнення забезпечується подачею води через спеціальний канал у корпусі, який підводить воду з відводу, де тиск майже максимальний у водяному тракті насоса. Вода введена приблизно в середню частину ущільнення, де встановлене водорозподільне кільце, що запобігає блокуванню сальникової набивки каналом для водопрокачування. Частина води введена в насос, а частина виходить назовні через зазор у втулці 12. При нормальному функціонуванні сальникового ущільнення кількість води, що виходить на зовні, становить 5-10 крапель за хвилину при роботі насоса.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ДКРН 70/325,6

5.1 Паливна система

В рис. 5.1 показана паливна система, яка обслуговує як головний, так і допоміжні дизельні двигуни. Допоміжні двигуни можуть працювати на важкому або дизельному паливі незалежно від головного двигуна.

Паливо з бункерних цистерн перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки через сепаратори подається у відповідні витратні цистерни, відомі як "добові цистерни". Для забезпечення оптимального очищення важкого палива, сепаратори оснащені підігрівачами, які можуть підігрівати паливо до температури 95-98 °С.

З конкретної витратної цистерни паливо подається до одного з двох електричних підкачуючих насосів, який по можливості через расходомір подає паливо під тиском до сторони низького тиску паливної системи. Після цього паливо подається до одного з двох електричних циркуляційних насосів і через підігрівач, регулювальник в'язкості, фільтр до паливних насосів ВД.

Відцентрове паливо від форсунок і насосів ВД через трубу поворотного палива переноситься назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса для підтримки постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів ВД. Продуктивність і подача циркуляційного насоса перевищують кількість палива, яка витрачається двигуном.

Додатково встановлюється підпружинений байпасний клапан, який діє як перепускний між входом до ПНВТ і поверненням палива, щоб підтримувати постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі.

					<i>КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

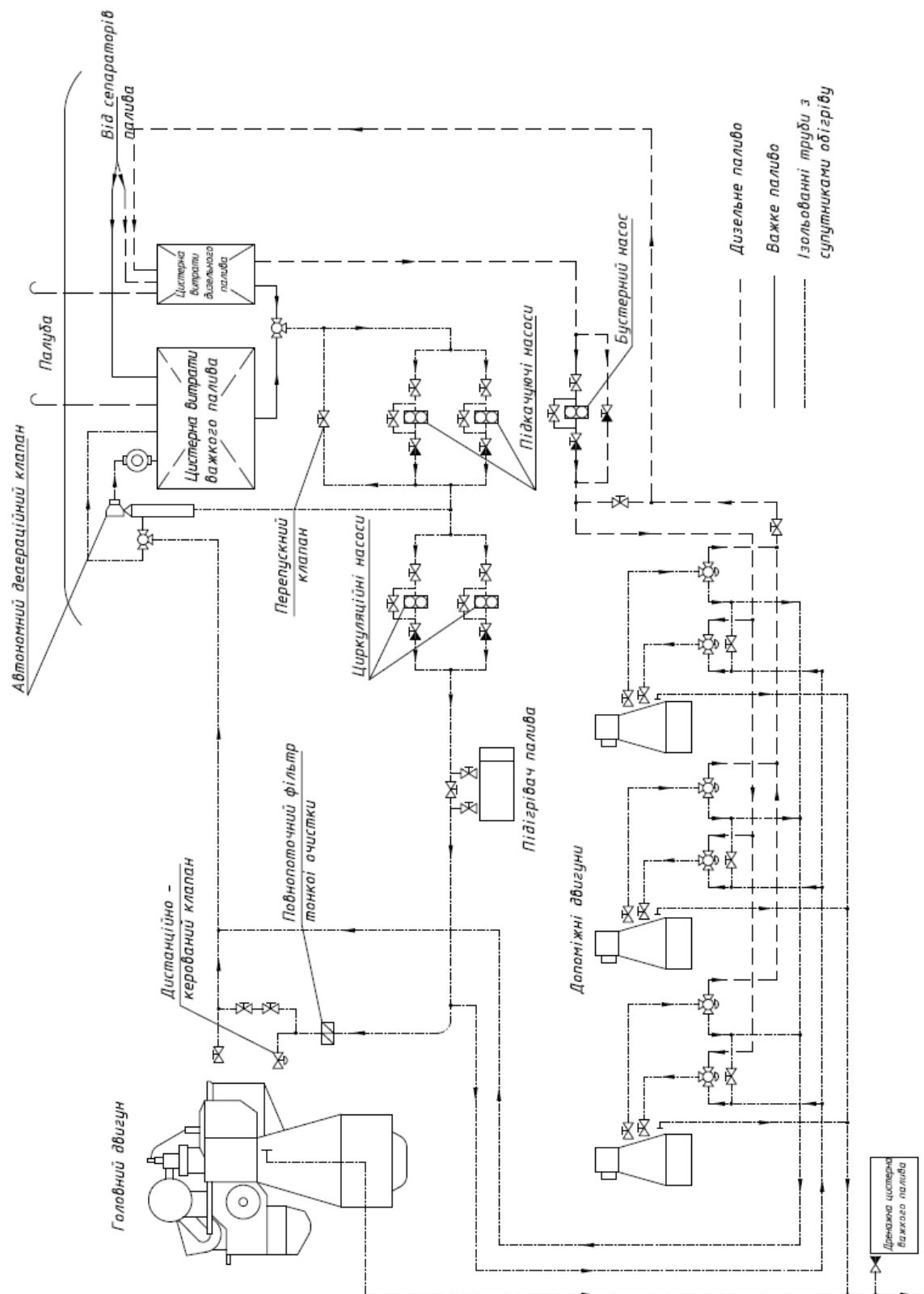


Рисунок 5.1 – Паливна система

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ

Аркуш

36

Згідно з наданою інформацією, паливна система призначена для роботи як на дизельному, так і на важкому паливі, забезпечуючи надійну роботу двигуна навіть у різних умовах експлуатації.

Циркуляційний принцип підігріву палива: Система включає циркуляційний насос, який забезпечує постійний обіг підігрітого палива через паливну систему, навіть коли двигун зупинений. Це дозволяє підтримувати оптимальну температуру паливних насосів і форсунок, що забезпечує надійну роботу при будь-яких умовах.

Можливість відключення циркуляційного насоса: У випадку тривалої стоянки, коли необхідно відключити циркуляційний насос або підігрівання, рекомендується заздалегідь злити важке паливо з системи. Це важливо для запобігання можливому охолодженню палива і утворенню конденсату, що може вплинути на роботу паливної системи.

Основні функції паливоподаючої апаратури: Включають точне дозування палива на кожному циклі, забезпечення необхідного тиску впорскування палива, можливість розподілу палива по окремим циліндрам, оптимальне протікання процесу впорскування відповідно до умов роботи дизеля, а також надійну роботу апаратури на всіх режимах і максимальний термін служби.

Структура системи: Паливо з цистерни основного запасу перекачується насосом в різні витратні цистерни, де через сепаратори воно очищується перед подачею в двигун.

Ця система дозволяє ефективно використовувати як дизельне, так і важке паливо в залежності від умов експлуатації і потреби, забезпечуючи надійну роботу двигуна і максимальну ефективність паливної системи.

З наданої інформації випливає, що паливна система розрахована на надійну та ефективну роботу двигуна з використанням як важкого, так і дизельного палива. Основні аспекти системи включають:

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1. Підігрів палива: Паливо з витратних цистерн (як важке, так і легке) підігрівається за допомогою підігрівачів до заданої температури (95-98 °С). Це забезпечує оптимальну в'язкість палива для його ефективного використання в системі впорскування палива.

2. Фільтрація палива: Після підігрівачів паливо проходить через автоматичний фільтр, що захищає обладнання від частинок, які можуть спричинити пошкодження, особливо ПНВТ.

3. Система повернення палива: Кожне ПНВТ має трубу повернення палива, яка відводить паливо назад у головний трубопровід зворотнього палива. Це дозволяє забезпечити оптимальний тиск і рівномірний потік палива в системі.

4. Деаератор: У системі присутній деаератор, який вентилює утворені гази для запобігання кавітації в насосах циркуляції палива. Насоси живлення підтримують тиск в деаераторі на рівні 4 бар для запобігання газифікації гарячого важкого палива і випаровування води, що може призвести до утворення пін. Тиск автоматично контролюється деаератором-клапаном.

5. Перемикання на дизельне паливо: При переході на дизельне паливо, підігріте важке паливо може бути повернене у витратну цистерну через спеціальний кран перемикання.

6. Циркуляційні насоси: В системі використовуються циркуляційні насоси для подачі підігрітого палива до ПНВТ і підтримання необхідного тиску та потоку в системі навіть при стоянні двигуна.

Ця система розроблена для забезпечення максимальної ефективності роботи дизеля в різних умовах експлуатації, з метою підтримання надійності і довговічності обладнання.

1. Підготовка палива з витратних цистерн:

- Важке і легке паливо з витратних цистерн поступає через триходовий кран до живильних насосів.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- Живильні насоси перекачують паливо в резервуар, звідки воно подається до підігрівачів за допомогою циркуляційних насосів.

2. Підігрів палива:

- Підігрівачі підтримують паливо при заданій температурі, яка контролюється регулятором в'язкості.

- Температура підігріву досягається через подачу пари до підігрівачів.

3. Фільтрація палива:

- Після підігрівачів паливо проходить через автоматичний фільтр, що захищає ПНВТ від частинок, що можуть призвести до пошкоджень.

4. Подача в ПНВТ:

- Після фільтрації паливо подається в ПНВТ (паливна система високого тиску).

5. Система повернення палива:

- Від кожного ПНВТ є труба повернення палива, яка відводить паливо назад у головний трубопровід зворотнього палива.

- Зворотне паливо потрапляє в деаераційний резервуар, де відбувається змішування чистого палива з витратної цистерни та підігрітого поворотного палива від двигуна.

6. Деаератор:

- Деаератор вентилює утворені гази для запобігання кавітації в насосах циркуляції палива.

- Насоси живлення підтримують тиск в деаераторі на рівні 4 бар для запобігання газифікації гарячого важкого палива і випаровування води, що може призвести до утворення пін.

7. Перемикання на дизельне паливо:

- При переході на дизельне паливо, поворотне важке паливо може бути повернене у витратну цистерну через кран перемикання.

8. Циркуляційні насоси:

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- Для підтримки постійного тиску в трубопроводі перед ПНВТ, продуктивність циркуляційного насоса перевищує потребу двигуна в паливі, що забезпечує стабільну роботу системи.

Ця система ретельно розроблена для забезпечення ефективної і надійної роботи дизельного двигуна, зокрема в умовах високих навантажень і різних умов експлуатації. Підігрів, фільтрація, повернення палива і деаерація - це ключові елементи, що забезпечують оптимальну температуру і чистоту палива, що в свою чергу впливає на продуктивність і довговічність обладнання.

Щоб забезпечити ефективне очищення сепараторів важкого палива, система обладнана підігрівачами. Паливо з витратних цистерн (включаючи важке і легке) через триходовий кран поступає до живильних насосів. Живильні насоси перекачують паливо до резервуару, звідки циркуляційні насоси направляють його до підігрівачів. Підігрівачі розраховані так, щоб забезпечувати повністю контрольований нагрів і підтримувати стабільну температуру палива на виході, котру встановлює регулятор в'язкості. В'язкість підтримується на потрібному рівні шляхом регулювання температури палива і подачею пари до підігрівачів. Після підігрівачів паливо проходить через автоматичний фільтр, який захищає ПНВТ від можливих пошкоджень частинок. Потім паливо подається в ПНВТ, звідки частина відводиться через трубопровід зворотнього палива в деаераційний резервуар, де відбувається змішування з чистим паливом з витратної цистерни і підігрітим поворотним паливом від двигуна.

Для запобігання кавітації в насосах циркуляції палива деаератор вентиліює утворені гази. Насоси живлення підтримують тиск в деаераторі на рівні 4 бар, щоб уникнути газифікації гарячого важкого палива і випаровування води, що може призвести до піноутворення. Підтримка тиску здійснюється автоматично за допомогою деаератора-клапана.

					<i>КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При переході на дизельне паливо, важке поворотне паливо може бути повернене у витратну цистерну через кран перемикання. Для забезпечення сталого тиску в трубопроводі перед ПНВТ, продуктивність циркуляційного насоса перевищує потребу двигуна в паливі.

Система паливоподачі включає:

- Паливний насос високого тиску золотникового типу.
- Форсунка закритого типу з гідравлічним підйомом голки і тиском відкриття $250 + 5 \text{ кгс/см}^2$.
- Паливопідкачувальний насос автономний, горизонтальний, зубчастий, електроприводний з продуктивністю $Q = 3,5 \text{ м}^3/\text{год}$ і тиском $P = 58 \text{ м}$ водяного стовпа.
- Підігрівач важкого палива з паровим підігрівом, трубчастого типу з площею нагріву $9,8 \text{ м}^2$, розрахований на робочий тиск пари до 10 кгс/см^2 і здатний підігрівати паливо до $135,5 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Фільтр тонкого очищення з фільтруючими елементами з пористого металу, що складається з 3-х паралельних секцій.
- Пневматичний регулятор в'язкості важкого палива.
- Холодильник дизельного палива для охолодження форсунок, трубчастого типу з площею охолодження 6 м^2 .
- Сепаратор важкого палива вертикального типу, відцентровий з самоочищенням, з максимальною продуктивністю 5000 л/год .

Температура палива, необхідна для нормальної роботи дизеля, залежить від в'язкості палива. Для відключення подачі палива до двигуна рекомендується встановлювати швидкозапірний клапан на лінії подачі палива до двигуна.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	137609,47
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,179
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	29120
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	173,42
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	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
3	Продуктивність паливopідкачувального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	12,26
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачувального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	3,16
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жп}}$	0,28
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	7,36
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	125099,52
	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	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	22,64
	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	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	789,66
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	58,80
		приймаємо	60,00

10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$ при $g_{\text{ц}} < 10 \text{ г}$	
		приймаємо	42,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	41,14
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	163,54
	Кількість циліндрів	i	8,00
	Частота обертання, об/хв	n	83,00
	Коефіцієнт тактності	z	1,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10 \text{ мм}$ 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14 \text{ мм}$ 3 при $d_r = 15 \dots 20 \text{ мм}$ $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20 \text{ мм}$	7,80
		приймаємо	8,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100 \text{ мм}$ 0,3 при $D = 105 \dots 200 \text{ мм}$ 0,35 при $D = 205 \dots 250 \text{ мм}$ 0,4 $+ 0,0012(D - 250)$ при $D > 250 \text{ мм}$	0,94
		приймаємо	1,00
	Діаметр циліндра, мм	D	700,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	2,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	2,00

5.2 Система змащення

Система змащення призначена для забезпечення мастилом всіх тертьових частин дизеля з метою зниження втрат на тертя і зношування, а також для часткового відведення тепла, що виникає при терті. Зовнішня схема системи змазки показана на рис. 5.2.

Циркуляційна система змащення, що об'єднана з масляною системою охолодження поршнів, приводиться в рух насосом, який приводиться електродвигуном. Масло для кривошипно-шатунного механізму, упорного підшипника, приводного відсіку, розподільних валів паливних насосів і випускних клапанів, після редукційного клапана, подається під тиском 1,8 атм через трубопровід. Масло з піддону стікає в стічну цистерну через спеціальний патрубок. Рекомендовані температурні показники масла: 40...45 °С на вході і 46...52 °С на виході.

Змащення втулок здійснюється за допомогою лубрикаторів, які приводяться в рух від розподільного вала паливних насосів. Мастило підшипників газотурбонагнітачів циркулює самостійною системою змащення.

Для змащення циліндрів на дизелі використовується 6 лубрикаторів. Система змащення головного руху, упорного підшипника, приводного відсіку циркулює під тиском.

Система змащення приводів паливних насосів і випускних клапанів, а також гідравлічних демпферів штовхачів випускних клапанів є автономною і циркулює під тиском.

Змащення важелів і шпинделів випускних клапанів здійснюється від автономної централізованої системи змащення.

Система змащення підшипників газотурбонагнітачів (ГТН) базується на гравітаційній системі.

Елементи системи змащення включають:

а) масляний насос для циркуляційної системи змащення, вертикальний, гвинтовий, електроприводний, з продуктивністю $Q = 355 \text{ м}^3/\text{год}$ і тиском $P = 4,5 \text{ кг/см}^2$;

б) насос для змащення підшипників ГТН, горизонтальний, зубчастий, електроприводний, з продуктивністю $Q = 5 \text{ м}^3/\text{год}$ і тиском $P = 30 \text{ кг/см}^2$.

в) насос для змащення приводів, горизонтальний, з ротаційно-зубчастим механізмом, електроприводний, з продуктивністю $Q = 3,3 \text{ м}^3/\text{год}$ і тиском $P = 3 \text{ кг/см}^2$;

г) блок фільтрів масла, сітчастий, для циркуляційної системи змащення, складається з двох однакових секцій, що працюють паралельно, з фільтруючою поверхнею 7970 см^2 . Автоматизоване очищення фільтра, управління очищенням здійснюється дистанційно через ЦПУ;

д) магнітний фільтр, встановлений після блоку сітчастих фільтрів;

е) фільтр для грубого очищення масла;

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ж) імпульсний насос системи централізованого змащення типу MIRCOMBI, з приводом від дизеля та ручним приводом;

з) лубрикатори з автоматичним поповненням, встановлені окремо на кожний циліндр;

і) фільтр для тонкого очищення масла;

к) Регулятор температури непрямої дії, модель ДУ200, контролює температуру циркуляційного масла з зонами нерівномірності регулювання від 6 °С до 12 °С. Цей регулятор встановлюється в системі охолодження забортною водою.

л) Горизонтальний холодильник циркуляційного масла трубчастого типу має поверхню охолодження 160 м². Він забезпечує нормальну роботу при температурі охолоджувальної забортної води на вході до 35 °С.

м) Холодильник турбінного типу для масла також трубчастого типу, з поверхнею охолодження 6 м², забезпечує нормальну роботу при температурі охолоджувальної води не вище 32 °С.

н) Сепаратор масла є вертикальним відцентровим типу з максимальною продуктивністю 3000 л/год.

Температура масла на вході в дизель, необхідна для надійного пуску, становить +25 °С. В експлуатаційному режимі масло має наступні температурні параметри:

- при вході в дизель не нижче +32 °С;
- на виході з дизеля не вище +65 °С.

Очищення холодильників відбувається відповідно до рекомендацій, наведених в інструкції з обслуговування дизеля.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок системи змащення

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м³/год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	511,662
	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/м³	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	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	11128644,80
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,179
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	29120
	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, м³/год	$W_{M6} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	639,577
3	Ємність маслосбірної цистерни, м³	$V_{Mц} = K_c \frac{W_{M6}}{z}$	83,15
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $= 40 \dots 60$ - ВОД	10
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{Mц}$	49,887
5	Об'єм витратної цистерни, м³	$V_{\phi} = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{Mц}$	99,774
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	439,867
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м³/год	$W_{Mc} = \frac{m \cdot V_{Mц}}{t_c}$	31,18
	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 є замкнутою і двоконтурною, з насосами заборної і прісної води, що приводяться електродвигунами. На всіх режимах роботи двигуна за допомогою терморегулятора рекомендується підтримувати температуру прісної води на вході 70 °С і на виході 85 °С. Вода підводиться до циліндрів під тиском 0,25 МПа через трубопровід і відводиться через корпуси випускних клапанів також по трубопроводах. Охолодження корпусів турбін нагнітачів здійснюється від магістралі прісної води.

Поршні охолоджуються маслом з циркуляційної системи мастила, яке подається через трубопровід за допомогою телескопічного пристрою і відводиться через контрольні колонки до стічної цистерни.

Центральна система охолодження (рис. 5.3)

Оскільки надлишкова витрата охолоджуючої води через відносно малий маслоохолоджувач розпредвала, при його наявності, може викликати корозію, клапан на вході охолоджуючої води слід задросселювати так, щоб витримати підвищення температури води в охолоджувачі приблизно на 10 °С.

Розрахунок системи охолодження

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{вк} = K_3 \frac{Q_{\theta}}{c_{пв} \cdot \rho_{пв} \cdot \Delta t_{\theta}}$	796,800
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{пв}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{пв}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_{\theta} = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{вк} = \alpha_{\theta} \cdot g_{\theta} \cdot N_{\theta} \cdot Q_{нр}$	33385934,40
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_{θ}	0,179
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_{θ}	29120,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{\theta} = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000

2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м³/год	$N_{\text{вк}} = 0,272 \frac{W_{\text{вк}} \cdot H \cdot \rho_{\text{пв}}}{\eta}$	115,589
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м²	$F_o = \frac{Q_{\text{вк}}}{k \cdot \Delta t}$	166,93
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м³/год	$W_{\text{нз}} = K_3 \frac{Q_{\text{вк}}}{c_{\text{зв}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{зв}}}$	986,874
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність забортоної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{зв}}$	3,980
	Щільність забортоної води, кг/м³	$\rho_{\text{пв}}$	1020,0
	Різниця температур забортоної води на вході і виході, К	$\Delta t_{\text{зв}} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м³	$V_{\text{рб}} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	4,368

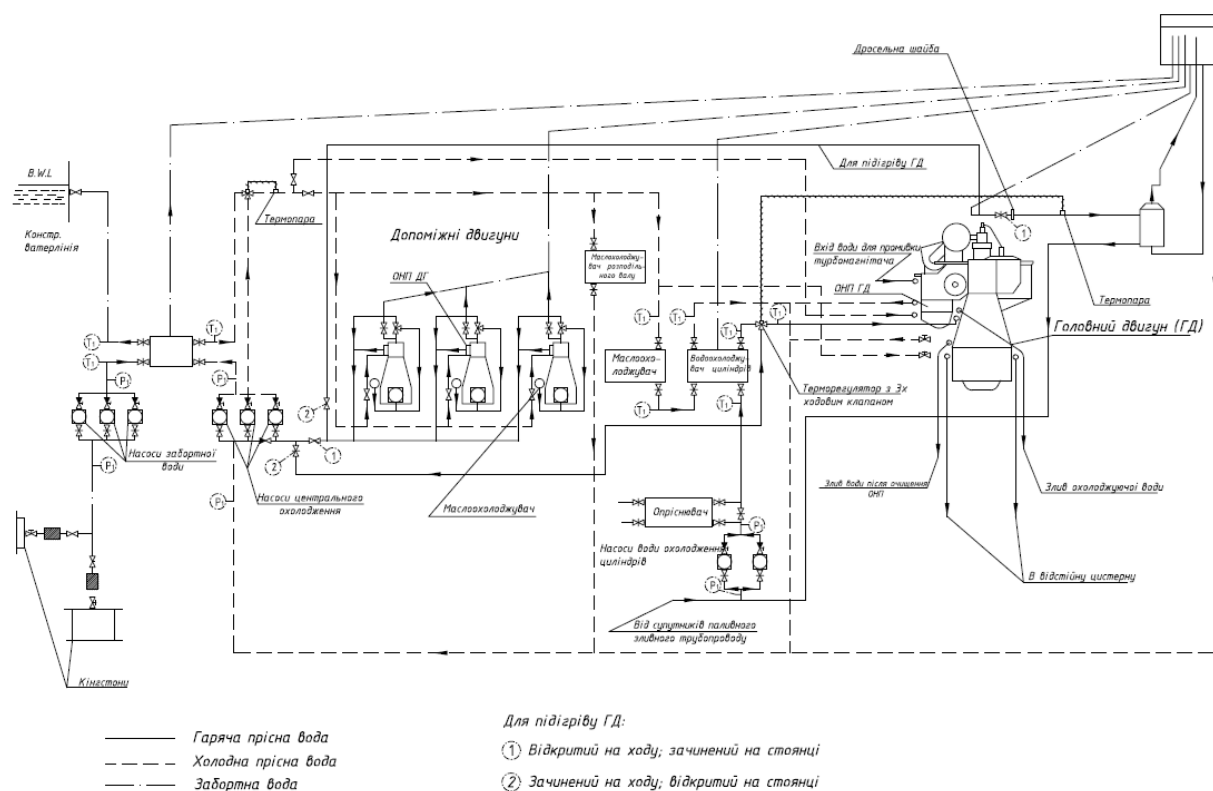


Рисунок 5.3 – Центральна система охолодження

5.4 Система пуску

Система пускового повітря (зображена на рис. 5.4) складається з елементів системи управління та системи пускового повітря. Система управління є електричного/пневматичного типу і призначена для:

- місцевого керування двигуном зі спеціального поста;
- дистанційного керування з центрального пункту управління (ЦПУ).

Ця система має три підсистеми:

- систему регулювання;
- систему реверсування;
- систему захисту.

Система регулювання дозволяє запускати, зупиняти і керувати роботою двигуна. Операції пуску і зупинки здійснюються за допомогою пневматичного управління.

При дистанційному керуванні регулюванням обертів використовується рукоятка управління на пульті, яка відправляє електричний або пневматичний сигнал регулятору. Частота обертання двигуна залежить від величини цього сигналу, а регулятор підтримує встановлену частоту незалежно від навантаження.

Під час місцевого керування двигуном регулятор від'єднується від паливних насосів, і частота обертання регулюється за допомогою ручки регулювання.

Система реверсування включає два пневматичні клапани (Вперед і Назад), які управляють циліндром реверсу розподільника повітря і пневмоциліндрами для зміни напрямку обертання роликів штовхачів паливних насосів.

Система захисту забезпечується повітрям і управляється системою контролю двигуна, яка має окреме живлення. При зупинці двигуна система захисту відправляє пневмосигнал до перепускного клапана на кожному

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

паливному насосі, що призводить до припинення подачі палива високого тиску і зупинки двигуна.

Система захисту активна на всіх етапах управління двигуном.

Головний пусковий клапан вбудований у магістраль пускового повітря. Він складається з великого кульового клапана і, в залежності від конфігурації, меншого кульового клапана, який використовується як байпас для великого клапана. Обидва клапани управляються пневматичними пристроями.

У випадку наявності меншого кульового клапана налаштування частоти обертання можна регулювати за допомогою регулювального гвинта.

Додатково, в клапані є вбудований невідбійний клапан, який запобігає зворотному потоку при підвищеному тиску в магістралі пускового повітря.

Головний пусковий клапан оснащений блокуючим пристроєм, який включає пластину, що може блокувати виконавчий пристрій за допомогою маховика.

Кульові клапани разом з їх виконавчими механізмами встановлені в єдиному блоку разом із невозвратним клапаном і блокуючим пристроєм. Виконавчі механізми кульових клапанів управляються пневматичними клапанами. При нормальному пуску обидва кульові клапани будуть відкриті.

Розподільник повітря розташований в кормовій частині двигуна і приводиться в дію безпосередньо від кормового кінця розподільного валу. Він управляє пусковими клапанами.

Реверсування розподільника повітря здійснюється за допомогою пневмоциліндра, який переміщає пускові кулачки в осьовому напрямку для активації комплекту кулачків, що відповідає напрямку обертання, заданому командою.

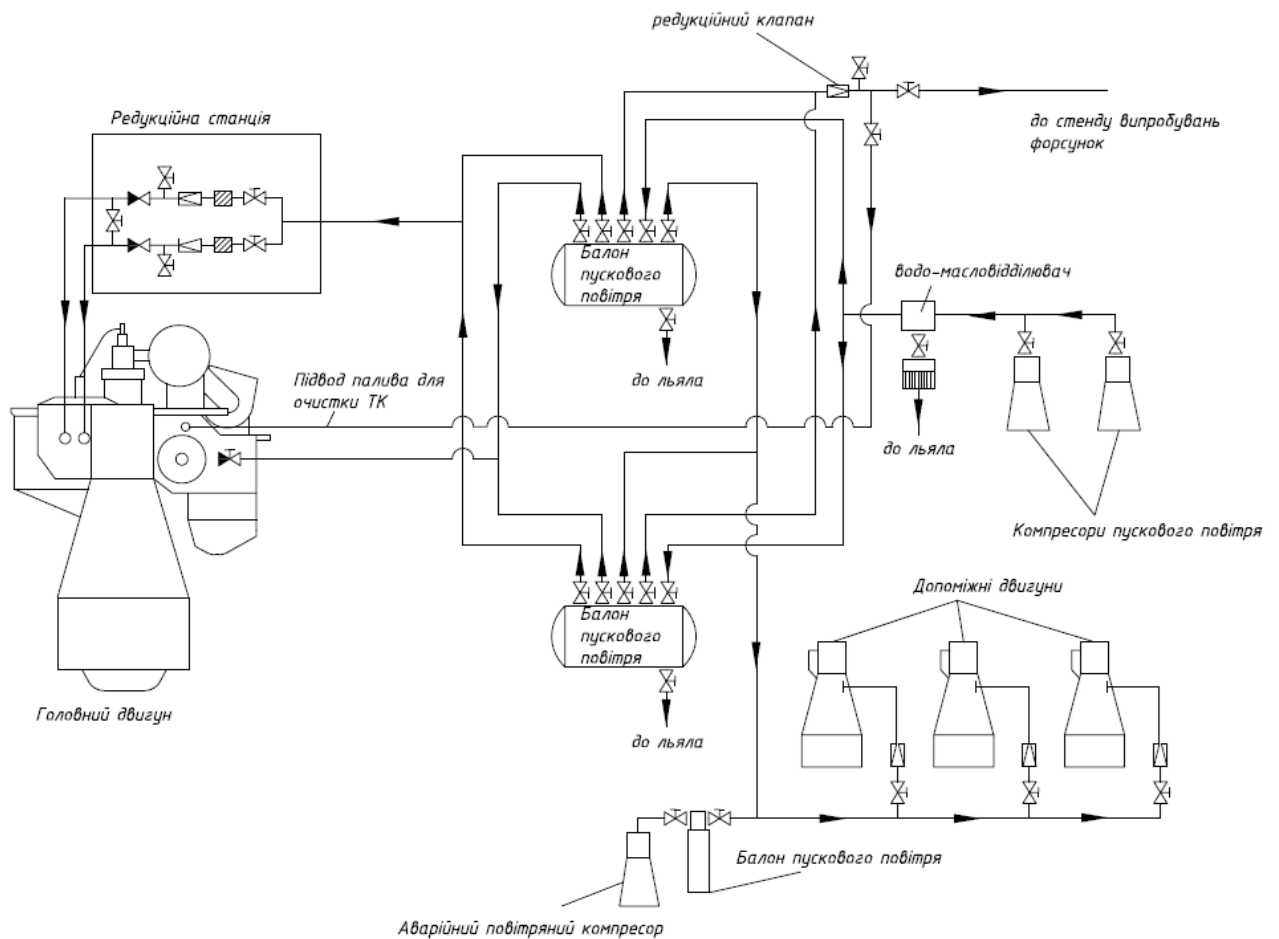


Рисунок 5.4 – Система пуску

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Міжнародна конвенція з безпеки життя на морі (СОЛАС) 1974 року є однією з найважливіших міжнародних конвенцій, яка регулює безпеку мореплавства. Офіційна назва конвенції – Міжнародна конвенція з безпеки життя на морі, 1974 року. Термін «СОЛАС» походить від англійської назви "International Convention for the Safety of Life at Sea".

Основні аспекти і цілі СОЛАС-74 включають:

Забезпечення безпеки життя на морі: Конвенція встановлює стандарти безпеки, що стосуються конструкції суден, обладнання, експлуатації та підготовки моряків. Вона охоплює різноманітні аспекти, такі як стабільність суден, системи змащення, огороження, обладнання для пожежного захисту та аварійного рятування.

Запобігання забрудненню морського середовища: Конвенція містить також правила та стандарти, спрямовані на зменшення забруднення морських вод, включаючи вимоги до сміттєвих вод та відходів від суден.

Регулювання безпеки судноплавства: СОЛАС визначає обов'язкові вимоги до суден усіх держав-учасниць, які забезпечують безпеку під час морських перевезень пасажирів і вантажів.

Міжнародна координація і стандартизація: Конвенція встановлює міжнародні стандарти і процедури, що забезпечують однаковість підходів до безпеки на морі серед усіх держав-учасниць.

Охорона життя та майна на судах: СОЛАС регулює і покращує умови безпеки для моряків, пасажирів і всього майна, що перебуває на судні.

Загалом, СОЛАС-74 вважається ключовим документом в галузі міжнародного мореплавства, який встановлює обов'язкові мінімальні стандарти безпеки і сприяє забезпеченню безпеки всіх учасників морських перевезень.

					<i>КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Міжнародна конвенція про стандарти тренінгу, сертифікації і вахтенного режиму для моряків, відома як STCW (з англійської International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers), була ухвалена вперше в 1978 році (STCW-78) і зазнала значних поправок у 1995 році (STCW-95). Ця конвенція є однією з найважливіших міжнародних нормативних актів, що регулюють підготовку та кваліфікацію моряків.

Основні аспекти STCW-78/95 включають:

Стандарти тренінгу: Конвенція встановлює мінімальні стандарти тренінгу та освіти для всіх категорій моряків, включаючи офіцерів і рядовий склад екіпажу. Вимоги охоплюють як практичний, так і теоретичний тренінг, необхідний для безпечної та ефективної роботи на морських судах.

Сертифікація: Конвенція встановлює процедури та критерії для отримання сертифікатів, які підтверджують кваліфікацію моряків. Це включає необхідність підтвердження моряцьких здібностей, медичної готовності та інших вимог, необхідних для роботи на судах.

Вахтенний режим: STCW встановлює стандарти для вахтового режиму роботи моряків, щоб забезпечити безпеку судна і його екіпажу під час навігації. Це включає вимоги до вахтової системи, відпочинку і робочого часу моряків.

Міжнародне визнання: STCW забезпечує міжнародне визнання сертифікатів та кваліфікації моряків, що дозволяє їм працювати на судах під прапором будь-якої держави-учасниці конвенції.

Адаптація до змін у морській галузі: Конвенція періодично переглядається та модернізується для врахування нових технологій, методів управління суднами і вимог безпеки.

STCW-78/95 відіграє ключову роль у покращенні безпеки та ефективності морських перевезень шляхом створення уніфікованих міжнародних стандартів для підготовки моряків і підтримки їх кваліфікації.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Техніка безпеки під час роботи з судновими двигунами є критично важливою, оскільки судновий двигун є серцем судна і його неправильне функціонування може призвести до серйозних аварій. Ось основні аспекти техніки безпеки, які враховуються при роботі з судновими двигунами:

Особистий захист: Перш ніж розпочати роботу з судновим двигуном, необхідно впевнитися в належному оснащенні особистими засобами захисту. Це включає захисні окуляри, відповідний одяг, взуття та рукавички, що вберігають від хімічних речовин і сприяють захисту від травм.

Ознайомлення з процедурами і інструкціями: Перед роботою з судновим двигуном слід детально ознайомитися з усіма вимогами, процедурами і інструкціями щодо безпеки, які встановлені виробником двигуна і судновою компанією. Це включає правила пожежної безпеки, процедури надання першої допомоги і т. д.

Правильна експлуатація і обслуговування: Суднові двигуни мають бути експлуатовані та обслуговувані згідно з встановленими процедурами і рекомендаціями виробника. Неправильна експлуатація може призвести до аварій, пожеж або інших небезпечних ситуацій.

Перевірка перед запуском: Перед запуском суднового двигуна необхідно впевнитися, що всі системи перевірені і готові до роботи. Це включає перевірку рівня масла, системи охолодження, гальм і смазки.

Регулярні перевірки і обслуговування: Регулярне технічне обслуговування суднових двигунів є ключовим для їхньої надійності і безпеки. Це включає заміну фільтрів, свічок запалювання, систем охолодження та інші технічні процедури.

Безпека в разі аварій: Кожен член екіпажу повинен бути ознайомлений з процедурами в разі аварії, включаючи процедури евакуації, використання вогнегасників і надання першої допомоги.

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що притаманні експлуатації, ремонту та технічному обслуговуванню суднового двигуна, є важливим аспектом забезпечення безпеки на судні. Ось основні аспекти цього аналізу:

1. Пожежна безпека: В експлуатації суднових двигунів велике значення має пожежна безпека. Високі температури, наявність горючих матеріалів, паливні системи і електричні проводки створюють потенційні загрози пожеж. Необхідно вживати заходів для запобігання пожеж, таких як правильне утримання і експлуатація електричного обладнання, регулярна перевірка на витікання палива і використання вогнегасників.

2. Хімічні речовини: Під час роботи з судновими двигунами використовуються різні хімічні речовини, такі як масла, змашувальні матеріали, розчинники і охолоджувальні рідини. Вони можуть бути небезпечними для здоров'я, якщо не користуватися ними з увагою. Необхідно дотримуватися інструкцій виробника і використовувати особисті захисні засоби.

3. Електрична безпека: Суднові двигуни мають значну кількість електричного обладнання, яке потребує ретельної уваги до електричної безпеки. Це включає захист від коротких замикань, перевірку заземлення і ізоляції проводки, а також безпечну експлуатацію електроінструментів.

4. Фізичні навантаження: Робота з судновими двигунами часто пов'язана з фізичними навантаженнями, такими як підйом важких деталей, ручна робота під час технічного обслуговування і ремонту. Необхідно дотримуватися правил безпеки при підйомі вантажів, використанні підйомних механізмів і захисту від травм.

5. Акустичні навантаження: Суднові двигуни можуть генерувати значний рівень шуму, особливо в режимі повної потужності. Довготривале вплив на організм людини може призвести до проблем зі слухом. Рекомендується використання захисних слухових пристроїв та мінімізація часу роботи в умовах високого шуму.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

6. Психофізіологічні навантаження**: Робота з судновими двигунами може включати тривалі періоди роботи в умовах обмеженого простору, коливань і вібрацій, що може впливати на фізичний і психічний стан екіпажу. Необхідно забезпечити належні умови для відновлення сил і відпочинку.

Аналіз і управління цими небезпечними та шкідливими факторами є важливою частиною програми безпеки на судні. Регулярне навчання екіпажу, впровадження відповідних процедур і контроль за їх дотриманням допомагають забезпечити безпеку і здоров'я всього екіпажу під час роботи з судновими двигунами.

					КРБ.142.2227ст.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 8ДКРН 70/325,6.

Огляд двигуна включав детальне описання його конструкції та основних складових частин. Також проведено аналіз термодинамічного циклу та динаміки, що підкреслив високу ефективність, збалансованість і перспективність даного двигуна.

У четвертому розділі був здійснений розрахунок та проектування насосної системи охолодження. Запропонований насос показав високі показники коефіцієнтів корисної дії, які були розраховані з використанням сучасних математичних моделей.

П'ятий розділ включав розрахунок основних систем двигуна, детальне вивчення принципових схем та конструкцій основних елементів. З аналізу схем видно, що дана конструкція є сучасною і автоматизованою.

У розділі "Забезпечення вимог охорони праці" проводилась аналіз нормативно-правової та законодавчої бази охорони праці на суднах. Також досліджувалися небезпечні та шкідливі фактори, що виникають під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування двигуна та судна в цілому.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний переріз двигуна 8ДКРН 70/325,6; індикаторна діаграма та діаграми динаміки; відцентровий насос ($Q=130\text{м}^3/\text{год}$; $L=450\text{Дж/кг}$); принципова схема паливної системи; принципова схема системи змащення.

					<i>КРБ.142.2227ст.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згорання : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. MAN B&W G70ME-C9.5. Technology review. MAN B&W, 2017. 35 p.
3. MAN B&W G70ME-C9.5: Project guide for marine applications. MAN B&W, 2019. 320 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згорання : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс підвищення кваліфікації суднових механіків : посіб. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					КРБ.142.2227см.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		