

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згорання,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН40/46
(SULZER ZL40)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згорання

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



А. Г. Матвеев

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

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Матвеев Антон Геннадійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок головного суднового двигуна 6ЧН40/46 (Sulzer ZL40)*

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 - Sulzer ZL40, потужність двигуна – 3312 кВт; частота обертання колінчатого валу – 600 хв^{-1} ; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Опис конструкції двигуна 6ЧН40/46; Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН40/46; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект агрегату наддуву для двигуна типу 6ЧН40/46; Розрахунок систем двигуна 6ЧН40/46; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Двигун 6ЧН40/46; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Турбокомпресор
TK58; Схеми систем двигуна 6ЧН40/46

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)	/А. Г. Матвеев/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/Б. Г. Тимошевський/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 3312 кВт та 600 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 6ЧН40/46 (Sulzer ZL40).

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також спроектований агрегат наддуву. 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 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, паливо, турбокомпресор, система охолодження.

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 3312 kW and 600 rpm. Engine 6ЧН40/46 (Sulzer ZL40) was selected as a base engine.

The calculations of engine operating cycle, dynamic loads and turbocharger 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 4 drawings of format A1.

Key words: internal combustion engine, fuel, turbocharger, cooling system.

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ЧН40/46.....	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН40/46.....	13
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	22
Розділ 4. Проект агрегату наддуву для двигуна типу 6ЧН40/46.....	28
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 6ЧН40/46.....	41
5.1 Паливна система.....	41
5.2 Система змащення.....	47
5.3 Система охолодження.....	50
5.4 Система газообміну.....	53
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	55
Висновки.....	62
Список використаної літератури.....	62
Додаток А. Двигун 6ЧН40/46.....	63
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	64
Додаток В. Турбокомпресор ТК-58.....	65
Додаток Г. Схеми систем двигуна 6ЧН40/46.....	66

ВСТУП

Суднове дизелебудування зародилося в перехідний період між XIX і XX століттями. З того часу було зроблено величезний прогрес у створенні і розвитку дизельних двигунів та устаткування на їх основі. Багато країн прийняли участь у цьому історичному досягненні.

В сучасний час дизелі ефективно витіснили інші види судових енергетичних систем завдяки своїм вагомим перевагам:

- висока паливна економічність (до 154 г/кВт×год), що залежить від ефективного коефіцієнта корисної дії;
- постійна готовність до роботи та швидке введення двигуна в робочий режим.

Були знайдені нові принципи та ідеї для підвищення паливної економічності, такі як: збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску палива на рівень понад 100 МПа, підвищення ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і більше, інтеграція нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше та ступенем підвищення тиску повітря 5,0...6,0, використання силових турбін – турбокомпаундних систем, впровадження мікропроцесорної техніки для управління початком упорскування палива і фазами газорозподілу, а також застосування нових методів розрахунків та інших технологій [1].

Згідно із завданням потрібно виконати розрахунок розрахувати чотирьохтактного судового середньообертового дизельного двигун. Як прототип обрано двигун 6ЧН40/46 (Sulzer ZL40).

					<i>КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН40/46

Загальний вид двигуна показано на рис.1.1, його переріз на рис.1.2.

Більшість конструкцій середньообертових двигунів використовують моноблок як основну структурну одиницю для остову двигуна, де підвісний колінчатий вал вбудований.

Циліндрові втулки, які виготовлені з чавуна, вільно розміщені в циліндровому блоку і мають високі фланці. Їх охолодження відбувається водою, яка рухається з великою швидкістю по свердліннях. У свердління вставлені теплоізолюючі трубки, що запобігають переохолодженню робочої поверхні і утримують температуру фланців в діапазоні 125...175 °С. Вода з водяної порожнини циліндрового блоку потім прокочується у кільцеподібну порожнину водяної сорочки циліндра через тангенціальні отвори, які свердлені під кутом до осі циліндра.

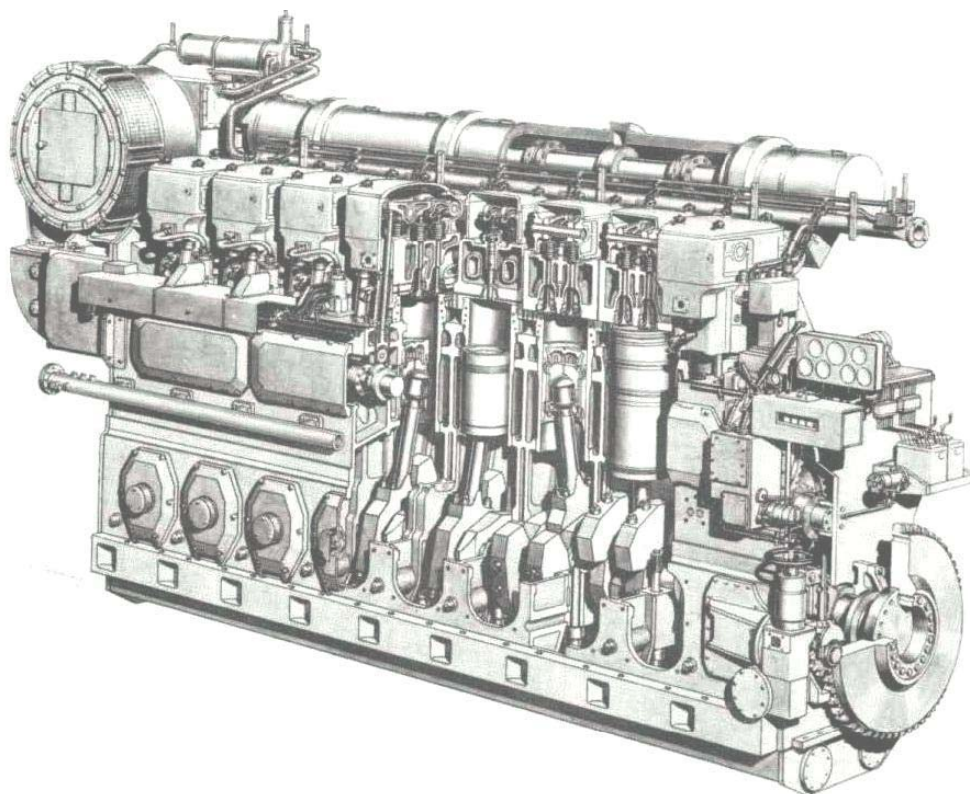


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд двигуна 6ЧН 40/46

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

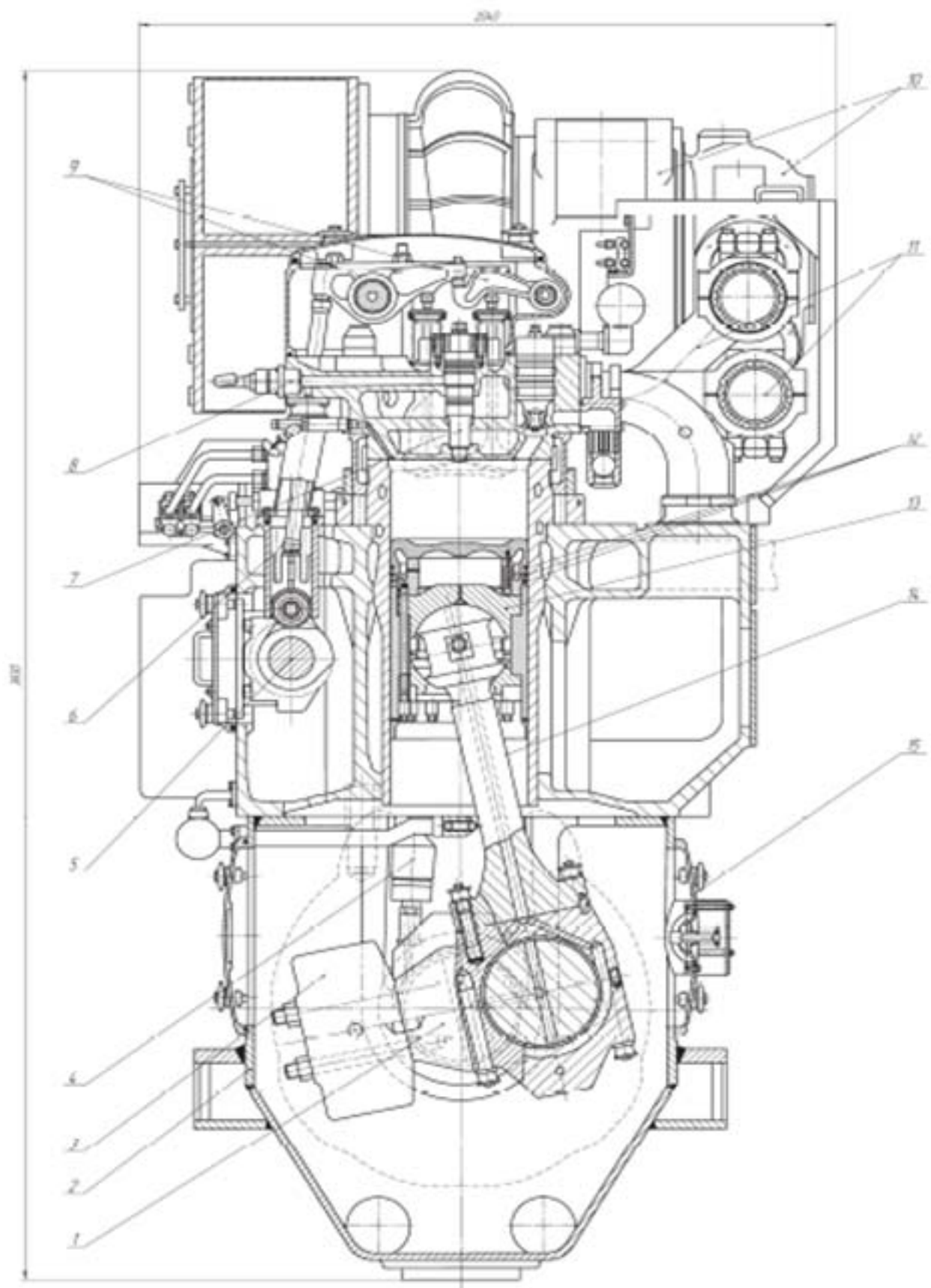


Рисунок 1.2 – Перетин двигуна 6ЧН 40/46

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.522Із.24.02.00.ІІЗ

Аркуш

6

Кришки циліндрів щільно прикріплені до фланців циліндрових втулок за допомогою анкерних зв'язків, які вкручені в циліндровий блок (див. рис. 1.3). Вільна частина під нижнім різьбленням кожного анкерного зв'язку кришок заповнена пластмасою, призначеною для захисту різьби від корозії. Кришки циліндрів оснащені охолоджуваними сідлами клапанів, що забезпечує довгі міжремонтні періоди для роботи клапанів при використанні важкого палива - від 12 до 18 тисяч годин.



Рисунок 1.3 – Кришка циліндра

Для створення герметичності у камері згоряння встановлено плоске ущільнення з м'якої сталі між кришкою циліндра та циліндровою втулкою. Знизу кришки циліндра прикріплена до неї за допомогою болтів водяна сорочка, яка має гумові кільця для ущільнення зверху і знизу. Через отвори в нижній частині кришки циліндра вода, яка виконує функцію охолодження, подається до клапанних сідел через водяну порожнину.

Циліндрова втулка (див. рис. 1.4) виготовлена з чавуна і вільно підвішена у циліндровому блоку. Її можливість вільного подовження вниз з утриманням постійного положення осі забезпечена напрямними, розташованими в трьох точках вздовж її довжини. Фланці циліндрових втулок мають високий розвинений профіль, а їх охолодження здійснюється водою,

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

що рухається із великою швидкістю по свердліннях. У цих свердліннях встановлені теплоізолюючі трубки, що запобігають переохолодженню робочої поверхні, щоб уникнути сірчистої корозії, і в той самий час утримують температуру фланця в діапазоні 125...175 °С. Вода з водяної порожнини циліндрового блоку потім подається в кільцеподібну порожнину водяної сорочки циліндра через тангенціальні отвори, розташовані похило відносно осі циліндра. Більша частина втулки циліндра, яка знаходиться у блоку, обмивається наддувочним повітрям і не піддається охолодженню, що унеможливорює попадання води в картерний простір.

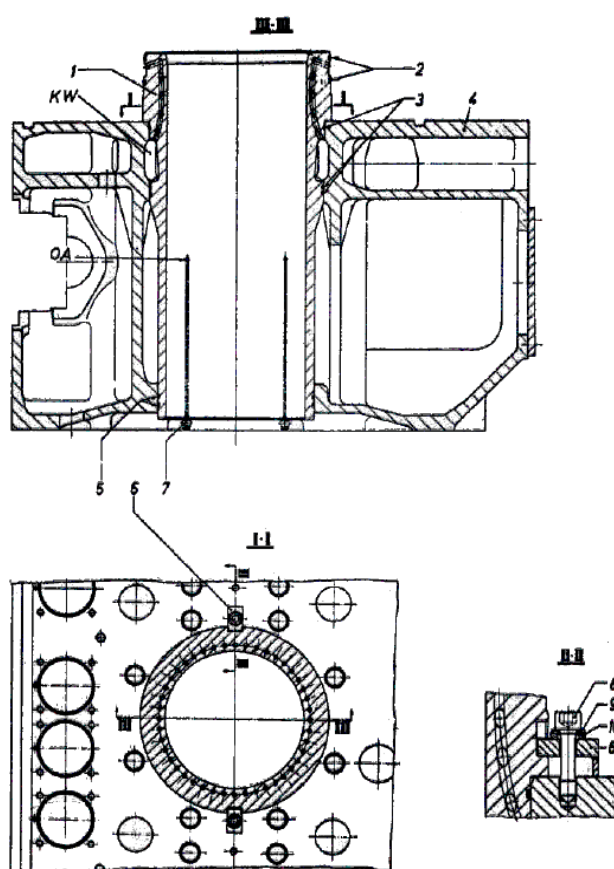


Рисунок 1.4 – Циліндрова втулка

Однією з конструктивних особливостей двигуна є унікальне рішення з'єднання поршня із шатуном, яке відрізняється сферичною формою верхньої голівки шатуна. Це виходить за межі традиційного підходу, який використовує поршневий палець, і має кілька переваг (див. рис. 1.5):

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

– Збільшується опорна поверхня, що в свою чергу знижує питомі тиски в головному підшипнику;

– Пряма передача механічних навантажень від сил тиску газів на головне з'єднання усуває деформацію поршня, яка зазвичай виникає в області бобишок і спідниці. Це, в свою чергу, дозволяє уникнути необхідності використання поршня бочкоподібної форми та зменшити зазор між поршнем і втулкою циліндра;

– Зменшення зазору, у свою чергу, призводить до зниження динамічних ударів поршня по втулці, що може викликати пружну деформацію та, в результаті, кавітаційні пошкодження.

Поршень, завдяки вбудованому храповому механізму у верхній головці, повертається щоразу при відхиленні шатуна від своєї осі. Це забезпечує більш рівномірне зношування спідниці поршня та поршневих кілець, і виключає овалізацію зношування.

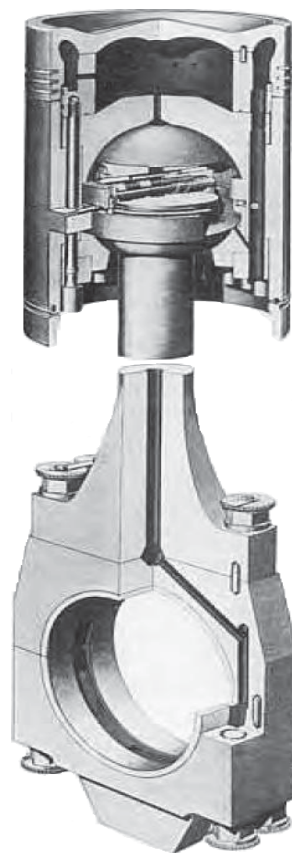


Рисунок 1.5 – Поршень

Шатуни морського типу (див. рис. 1.6) мають особливість: нижня головка шатуна може залишитися цілком зібраною на мотилевій шийці, навіть коли поршень разом із стержнем шатуна витягнуті з двигуна. Стержень шатуна прикріплений до нижньої головки шатуна за допомогою чотирьох болтів. Верхня і нижня частини нижньої головки шатуна також з'єднані чотирма болтами.

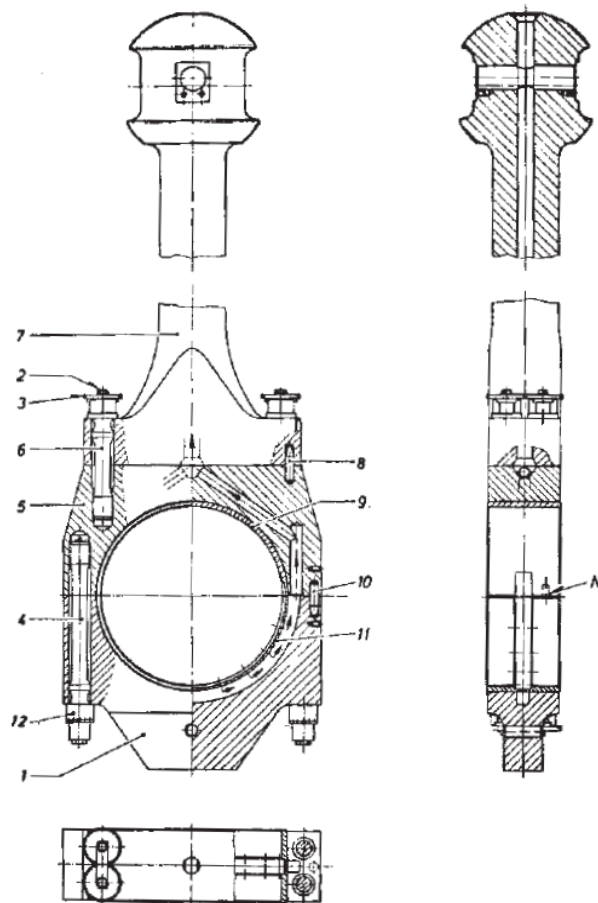


Рисунок 1.6 – Шатун

Мотилевий підшипник обладнаний двома напіввкладишами, які відрізняються конструкційно. Робоча поверхня верхнього напіввкладиша займає всю його ширину, тоді як у нижньому напіввкладиші є канавка по окружності з кількома отворами для подачі мастила.

Нижні напіввкладиші мотилевих підшипників в осі окружної канавки мають язичок, згинутий назовні з обох боків, який забезпечує осьове

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІІЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

центрування напіввкладиша в нижній частині нижньої головки шатуна і запобігає його обертанню. Цей напіввкладиш може встановлюватися у будь-якому положенні відносно напрямку обертання двигуна.

Колінчатий вал виготовлений цільним блоком. З фланцевого боку, де відбувається відбір потужності, закріплений наконечник, який служить валом для упорного підшипника. Між наконечником вала та колінчастим валом розміщена шестерня, що приводить розподільний вал. На кінці вала упорного підшипника розташоване махове колесо або шестерня, яке взаємодіє з валоповоротною машиною. З іншого боку колінчатого вала, тобто з вільної сторони, закріплений гасник крутильних коливань за допомогою болтів (див. рис. 1.7).

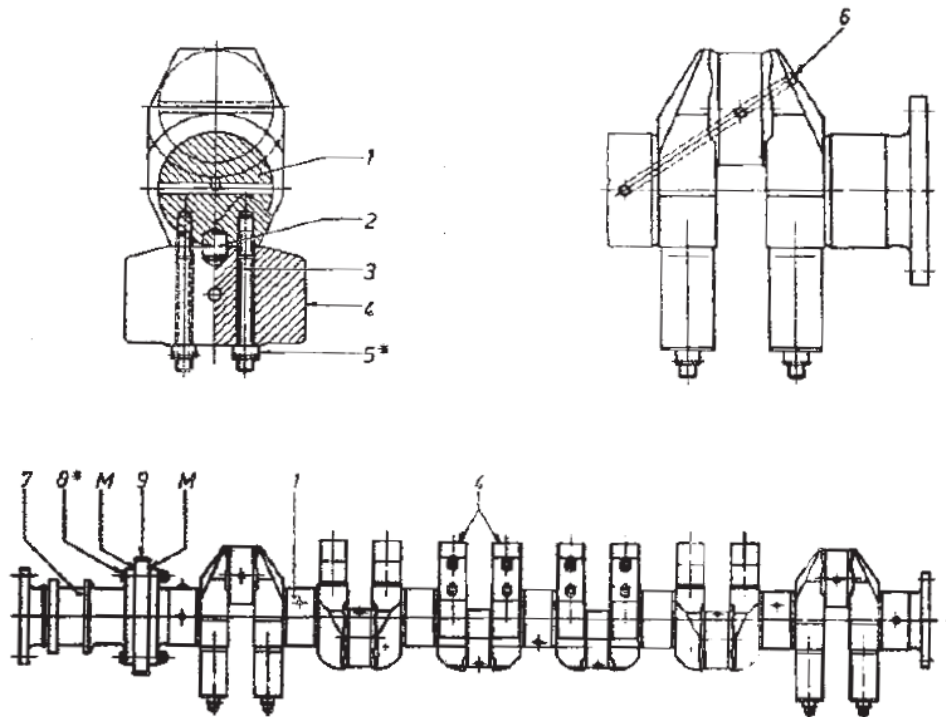


Рисунок 1.7 – Колінчатий вал

Картер двигуна виготовлений у вигляді зварної конструкції. Усередині картера зварені поперечки, які виконують функцію сідел підшипників колінчастого вала. Нижня частина картера використовується як масляна ванна (див. рис. 1.8). В нижній частині картера розташований стічний патрубок для масла, через який відбувається відведення масла до стічного резервуара.

Решітка над отвором стоку масла захищає від потрапляння великих твердих предметів у резервуар.

Картер прикріплений до блока циліндрів за допомогою анкерних зв'язків, які вгвинчені в поперечки картера. При збиранні вперше поверхні картера та блоку циліндрів покриваються ущільнюючою масою.

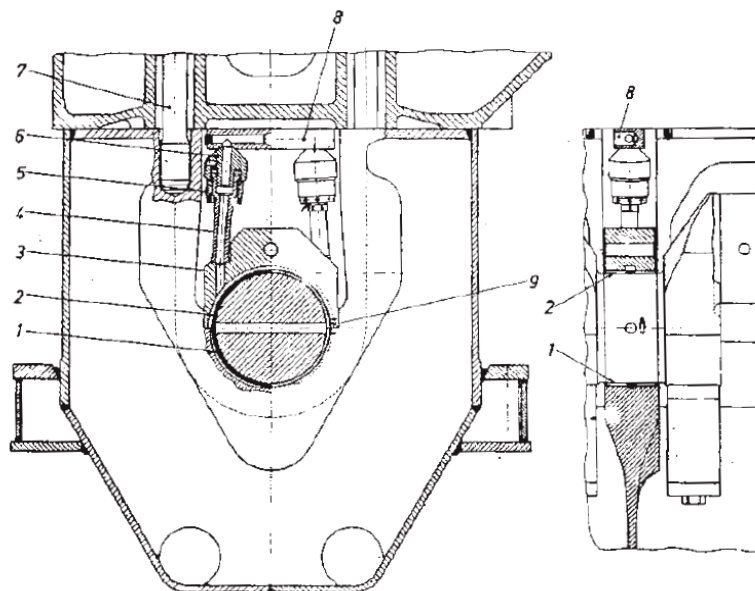


Рисунок 1.8 – Картер

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ЧН40/46

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння суттєво відрізняється від ідеальних циклів. У розрахунковому циклі змінюється кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння хімічна енергія, що міститься в паливі, виділяється 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, що не враховуються в ідеальних моделях.

Паралельно з розрахунковим циклом важливо вивчати дійсний цикл, який здійснюється в працюючому двигуні і що, через недосконалість розрахункових методик та складність процесів, не може бути точно описаним. Чим більш точна та досконала методика теплового розрахунку, тим більше розрахунковий цикл наближається до дійсного.

У роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і подальше вдосконалена Є. К. Мазінгом. Цей метод теплового розрахунку базується на загальновідомих принципах термодинаміки та термохімії, і в достатній мірі охоплює сутність теплових явищ, що відбуваються в робочому циліндрі. Він представляє собою інженерне аналітичне дослідження теплових процесів, що відбуваються у робочому двигуні.

Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 11 \dots 17$. Приймаємо $\varepsilon = 16$.

Показник адіабати повітря $k_a = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{tm} = 0,83$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{тад} = 0,82$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_g . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД $\gamma_g = 0,02 - 0,08$. Приймаємо $\gamma_g = 0,02$.

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 призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД і СОД $\xi_z = 0,75 - 0,94$; $\xi_b = 0,86 - 0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,9$; $\xi_b = 0,92$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$ [1]. Для СОД $\lambda = 1,05 - 1,35$. Приймаємо $\lambda = 1,3$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

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

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ох} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_g . Для двигунів такого типу T_g знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_g = 800$ К.

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на HFO (heavy fuel oil) – важкому паливі. Масовий склад пального:

Вуглець – C = 0,87 кг;

Водень – H = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – O = 0,004 кг.

Нижча теплота згоряння палива $Q_{н.д}$. Для дизельного пального приймаємо $Q_{н.д} = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z . Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,32}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 435,666$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 435,666 - 0,8 \times (435,666 - 293) = 321,533$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{321,533 + 10 + 0,02 \times 800}{1 + 0,02} = 340,719$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,32 - 0,005 = 0,315$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,315 = 0,306$$

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{16}{16 - 1} \times \frac{0,306}{0,315} \times \frac{321,533}{340,719} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0) = 0,957$$

Розрахунок процесу стиску

$$n_l = 1,362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,306 \times 16^{1,362} = 13,339$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 340,719 \times 16^{1,362 - 1} = 929,617$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,338}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,141$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,141} = 1,0264$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0264 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,0258$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,9}{0,92} = 0,978$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0264 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,978 = 1,025$$

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

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

$$T_z = 1824$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,3 \times 13,339 = 17,34$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,025}{1,3} \times \frac{1824}{929,617} = 1,548$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{16}{1,548} = 10,338$$

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:

$$n_2 = 1,289$$

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1824 \times \frac{1}{10,338^{1,289-1}} = 928,569$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{17,34}{10,338^{1,289}} = 0,854$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{13,339}{16 - 1} \times \left[1,3 \times (1,548 - 1) + \frac{1,3 \times 1,548}{1,289 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{10,338^{1,289-1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{16^{1,362-1}} \right) \right] = 2,116$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,116 \times 0,95 \times (1 - 0) = 2,01$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,315 \times 0,957}{2,338 \times 0,495 \times 321,533 \times 2,01} = 0,175$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,175 \times 42700} = 0,483$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,01 \times 0,91 = 1,829$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,483 \times 0,91 = 0,439$$

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,175}{0,91} = 0,192$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i \\ = 13,1 \times 0,40^2 \times 0,48 \times 0,5 \times 1,829 \times 600 \times 6 = 3312$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{3312 - 3312}{3312} = 0\%$$

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

Індикаторна діаграма двигуна

Побудову розрахункової індикаторної діаграми виконують на основі даних, отриманих при розрахунку робочого циклу. Ця діаграма подальше використовується як вхідні дані для динамічного та міцнісного розрахунків двигуна. Важливо відзначити, що побудова діаграми виконується аналітичним методом, оскільки графічні методи можуть призвести до значних похибок.

Ординати точок політропи стиснення та розширення розраховуються за наступними формулами:

– процес стиску:

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

– процес розширення:

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

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІІЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,289
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,339
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	17,34
Ступінь попереднього розширення ρ	1,548
Ступінь стиснення ε	16

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{сж}$	$p_{расж}$
1,00	17,34	
1,00	13,34	17,34
1,55	7,36	17,34
2,27	4,37	10,58
2,99	3,00	7,41
3,72	2,23	5,61
4,44	1,75	4,46
5,16	1,43	3,67
5,88	1,19	3,10
6,61	1,02	2,67
7,33	0,89	2,34
8,05	0,78	2,07
8,77	0,69	1,85
9,50	0,62	1,67
10,22	0,56	1,52
10,94	0,51	1,39
11,66	0,47	1,28
12,39	0,43	1,19
13,11	0,40	1,10
13,83	0,37	1,03
14,55	0,35	0,97
15,28	0,33	0,91
16,00	0,31	0,85
16,00		0,31

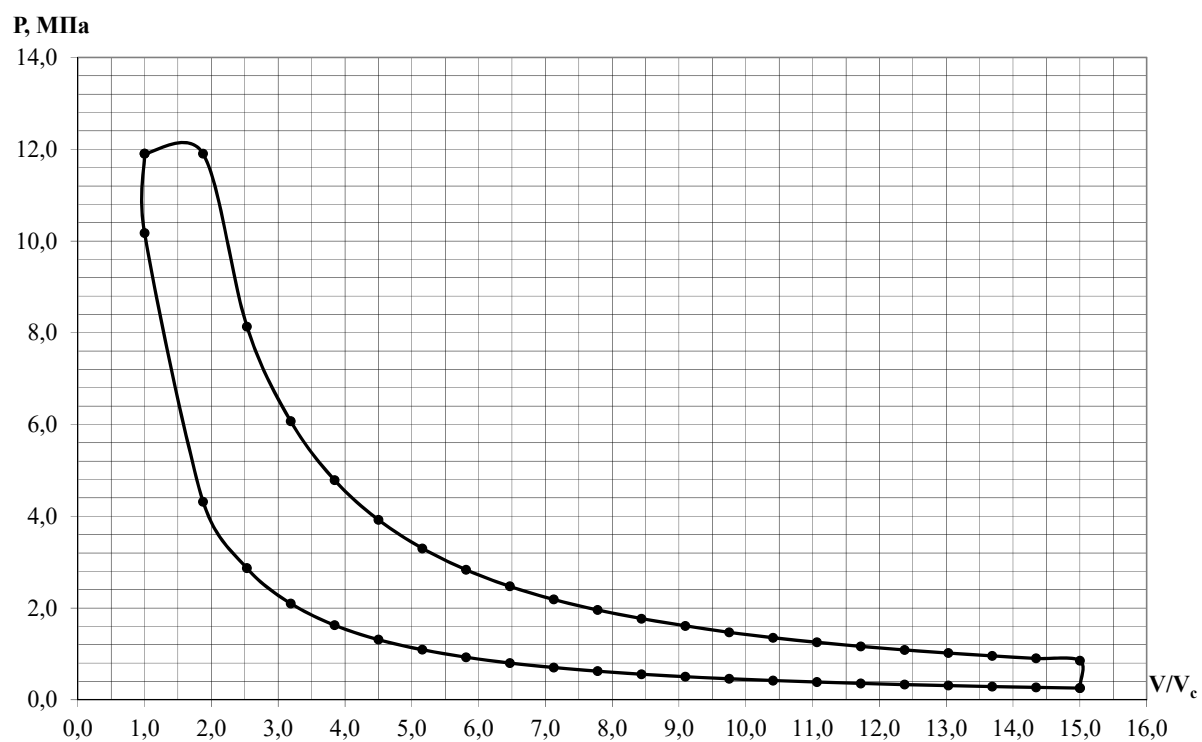


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Діаграми динаміки будуються з метою визначення сил, які діють на КШМ на будь-якому куті його обертання. Ці діаграми використовуються для розрахунків міцності основних деталей КШМ та для визначення врівноваженості. Побудова діаграм базується на розрахунках робочого циклу та враховує зміну сил під час руху колінчастого валу. Сили, що враховуються в діаграмах, включають: P_T – 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).

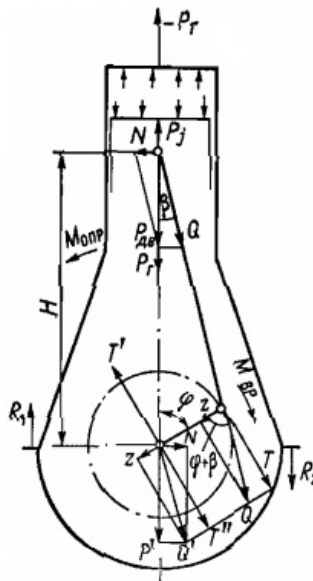


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

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.

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	0,4
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	600
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	17,34
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,306
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,32
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,5
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,216
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	200
Радіус кривошипа	м	r	0,24
Ступінь стиснення		ε	16
<u>Показник політропи стиснення</u>		n_1	1,362
<u>Показник політропи розширення</u>		n_2	1,289
<u>Ступінь попереднього розширення</u>		ρ	1,548
<u>Кількість циліндрів</u>		i	6

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3200	-1,8328	-1,5128	0,0000	-1,5128	0,0000
10	0,3200	-1,7902	-1,4702	-0,0552	-1,4383	-0,3096
20	0,3200	-1,6657	-1,3457	-0,0996	-1,2305	-0,5538
30	0,3200	-1,4681	-1,1481	-0,1245	-0,9320	-0,6818
40	0,3200	-1,2111	-0,8911	-0,1245	-0,6026	-0,6682
50	0,3200	-0,9123	-0,5923	-0,0989	-0,3049	-0,5173
60	0,3200	-0,5908	-0,2708	-0,0513	-0,0910	-0,2602

70	0,3200	-0,2661	0,0539	0,0111	0,0080	0,0544
80	0,3200	0,0442	0,3642	0,0787	-0,0142	0,3723
90	0,3200	0,3256	0,6456	0,1416	-0,1416	0,6456
100	0,3200	0,5676	0,8876	0,1917	-0,3429	0,8409
110	0,3200	0,7649	1,0849	0,2233	-0,5809	0,9431
120	0,3200	0,9164	1,2364	0,2340	-0,8209	0,9537
130	0,3200	1,0253	1,3453	0,2247	-1,0369	0,8862
140	0,3200	1,0981	1,4181	0,1982	-1,2137	0,7597
150	0,3200	1,1425	1,4625	0,1586	-1,3458	0,5939
160	0,3200	1,1669	1,4869	0,1100	-1,4349	0,4051
170	0,3200	1,1784	1,4984	0,0562	-1,4854	0,2048
180	0,3060	1,1816	1,4876	0,0000	-1,4876	0,0000
190	0,3083	1,1784	1,4867	-0,0558	-1,4738	-0,2032
200	0,3156	1,1669	1,4825	-0,1097	-1,4306	-0,4039
210	0,3282	1,1425	1,4707	-0,1595	-1,3534	-0,5973
220	0,3473	1,0981	1,4453	-0,2020	-1,2370	-0,7743
230	0,3744	1,0253	1,3998	-0,2338	-1,0788	-0,9220
240	0,4122	0,9164	1,3285	-0,2515	-0,8820	-1,0248
250	0,4643	0,7649	1,2292	-0,2530	-0,6581	-1,0685
260	0,5370	0,5676	1,1046	-0,2386	-0,4268	-1,0464
270	0,6398	0,3256	0,9653	-0,2118	-0,2118	-0,9653
280	0,7888	0,0442	0,8330	-0,1799	-0,0325	-0,8516
290	1,0117	-0,2661	0,7456	-0,1534	0,1108	-0,7531
300	1,3580	-0,5908	0,7671	-0,1452	0,2578	-0,7370
310	1,9201	-0,9123	1,0078	-0,1683	0,5189	-0,8802
320	2,8743	-1,2111	1,6632	-0,2324	1,1247	-1,2471
330	4,5435	-1,4681	3,0755	-0,3334	2,4967	-1,8265
340	7,3727	-1,6657	5,7070	-0,4224	5,2183	-2,3488
350	11,1964	-1,7902	9,4061	-0,3530	9,2019	-1,9810
360	13,3577	-1,8328	11,5250	0,0000	11,5250	0,0000
370	17,3400	-1,7902	15,5498	0,5835	15,2122	3,2748
380	17,3400	-1,6657	15,6743	1,1601	14,3323	6,4510
390	10,9755	-1,4681	9,5074	1,0308	7,7183	5,6464
400	7,1159	-1,2111	5,9047	0,8251	3,9929	4,4276
410	4,8574	-0,9123	3,9451	0,6588	2,0312	3,4456
420	3,4997	-0,5908	2,9089	0,5506	0,9776	2,7945
430	2,6487	-0,2661	2,3826	0,4904	0,3541	2,4067
440	2,0929	0,0442	2,1371	0,4616	-0,0835	2,1848
450	1,7167	0,3256	2,0422	0,4481	-0,4481	2,0422
460	1,4544	0,5676	2,0220	0,4367	-0,7812	1,9155
470	1,2675	0,7649	2,0324	0,4183	-1,0882	1,7667

480	1,1323	0,9164	2,0487	0,3878	-1,3601	1,5803
490	1,0340	1,0253	2,0593	0,3439	-1,5871	1,3565
500	0,9629	1,0981	2,0609	0,2880	-1,7639	1,1041
510	0,9128	1,1425	2,0552	0,2228	-1,8913	0,8346
520	0,8794	1,1669	2,0464	0,1515	-1,9747	0,5576
530	0,8604	1,1784	2,0388	0,0765	-2,0211	0,2787
540	0,8542	1,1816	2,0358	0,0000	-2,0358	0,0000
550	0,5000	1,1784	1,6784	-0,0630	-1,6638	-0,2294
560	0,5000	1,1669	1,6669	-0,1234	-1,6086	-0,4542
570	0,5000	1,1425	1,6425	-0,1781	-1,5115	-0,6670
580	0,5000	1,0981	1,5981	-0,2233	-1,3677	-0,8561
590	0,5000	1,0253	1,5253	-0,2547	-1,1756	-1,0047
600	0,5000	0,9164	1,4164	-0,2681	-0,9404	-1,0926
610	0,5000	0,7649	1,2649	-0,2603	-0,6772	-1,0996
620	0,5000	0,5676	1,0676	-0,2306	-0,4125	-1,0114
630	0,5000	0,3256	0,8256	-0,1811	-0,1811	-0,8256
640	0,5000	0,0442	0,5442	-0,1175	-0,0213	-0,5563
650	0,5000	-0,2661	0,2339	-0,0481	0,0348	-0,2363
660	0,5000	-0,5908	-0,0908	0,0172	-0,0305	0,0872
670	0,5000	-0,9123	-0,4123	0,0688	-0,2123	0,3601
680	0,5000	-1,2111	-0,7111	0,0994	-0,4809	0,5332
690	0,5000	-1,4681	-0,9681	0,1050	-0,7859	0,5749
700	0,5000	-1,6657	-1,1657	0,0863	-1,0659	0,4798
710	0,5000	-1,7902	-1,2902	0,0484	-1,2622	0,2717
720	0,3200	-1,8328	-1,5128	0,0000	-1,5128	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклінки		φ_3°	120		
φ°	T_E						T_E	T_{cp}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,0000	0,9537	-1,0248	0,0000	1,5803	-1,0926	0,4167	1,8649
10	-0,3096	0,8862	-1,0685	3,2748	1,3565	-1,0996	3,0398	1,8649
20	-0,5538	0,7597	-1,0464	6,4510	1,1041	-1,0114	5,7033	1,8649
30	-0,6818	0,5939	-0,9653	5,6464	0,8346	-0,8256	4,6023	1,8649
40	-0,6682	0,4051	-0,8516	4,4276	0,5576	-0,5563	3,3142	1,8649
50	-0,5173	0,2048	-0,7531	3,4456	0,2787	-0,2363	2,4225	1,8649
60	-0,2602	0,0000	-0,7370	2,7945	0,0000	0,0872	1,8846	1,8649
70	0,0544	-0,2032	-0,8802	2,4067	-0,2294	0,3601	1,5083	1,8649
80	0,3723	-0,4039	-1,2471	2,1848	-0,4542	0,5332	0,9851	1,8649
90	0,6456	-0,5973	-1,8265	2,0422	-0,6670	0,5749	0,1719	1,8649
100	0,8409	-0,7743	-2,3488	1,9155	-0,8561	0,4798	-0,7432	1,8649
110	0,9431	-0,9220	-1,9810	1,7667	-1,0047	0,2717	-0,9262	1,8649
120	0,9537	-1,0248	0,0000	1,5803	-1,0926	0,0000	0,4167	1,8649

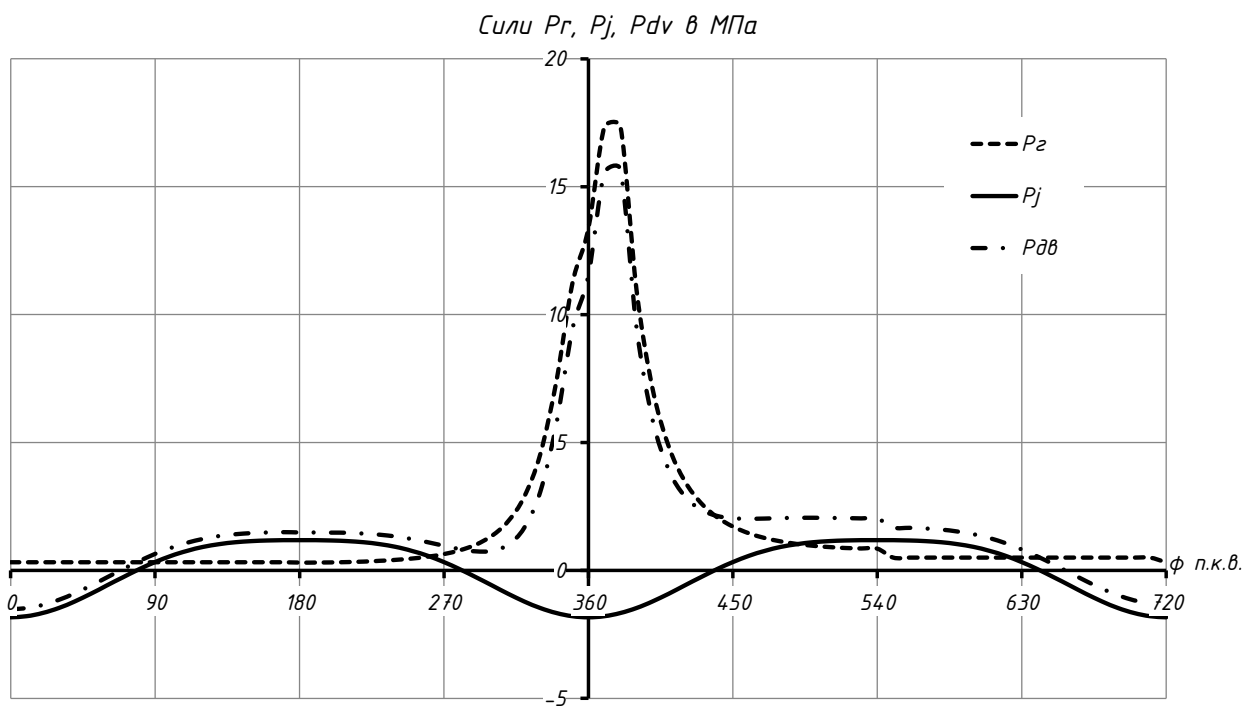


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

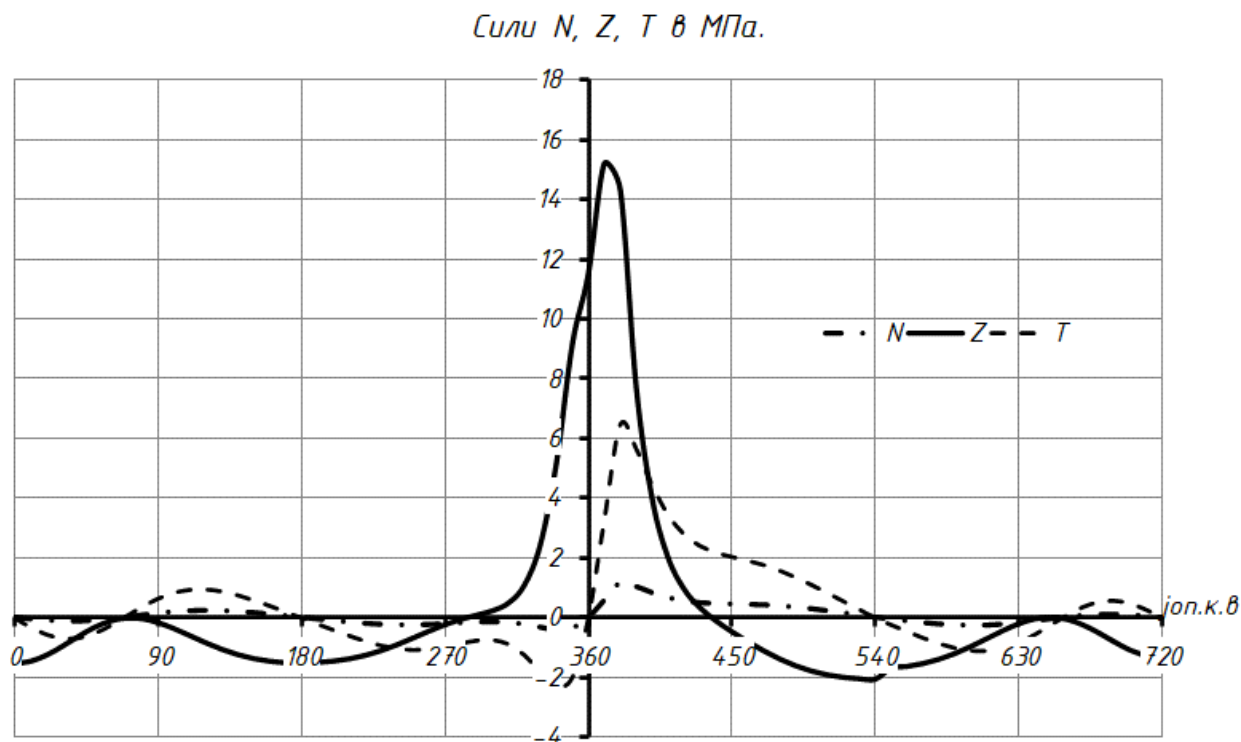


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

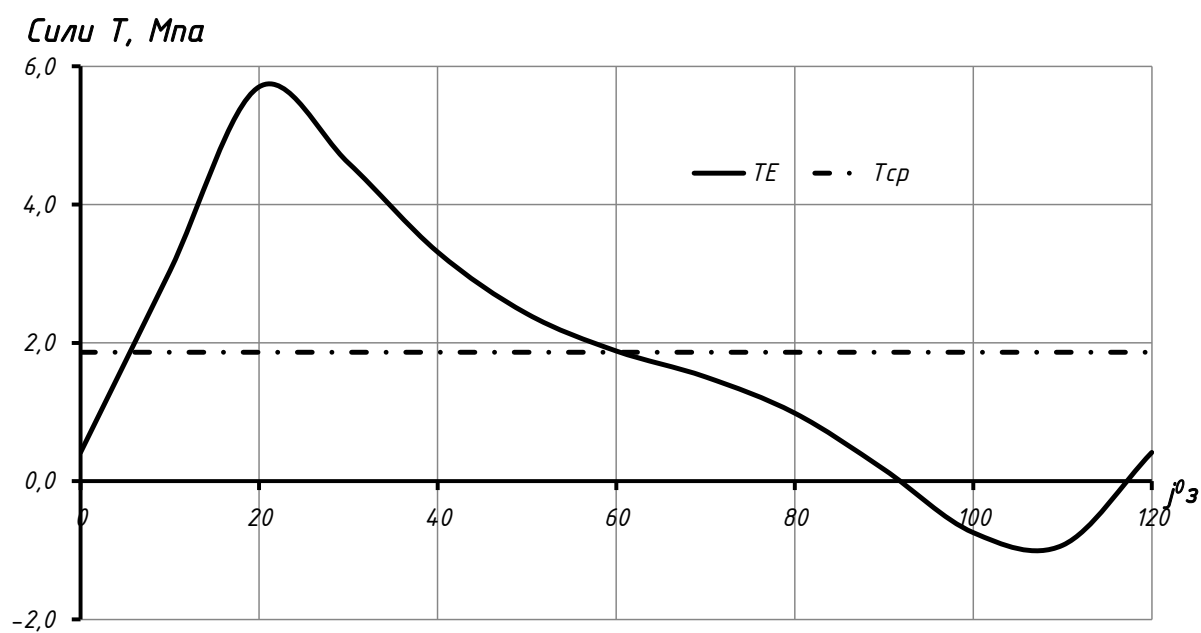


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 40/46

Вибір типорозміру турбокомпресора

На основі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску визначаємо можливий прототип турбокомпресора, використовуючи поля розходів або області застосування турбокомпресорів з різних типорозмірних рядів. Вісь абсцис у таких полях може бути визначена як за масовим, так і за об'ємним розходом $Q = G/\rho_0 \text{ м}^3/\text{с}$.

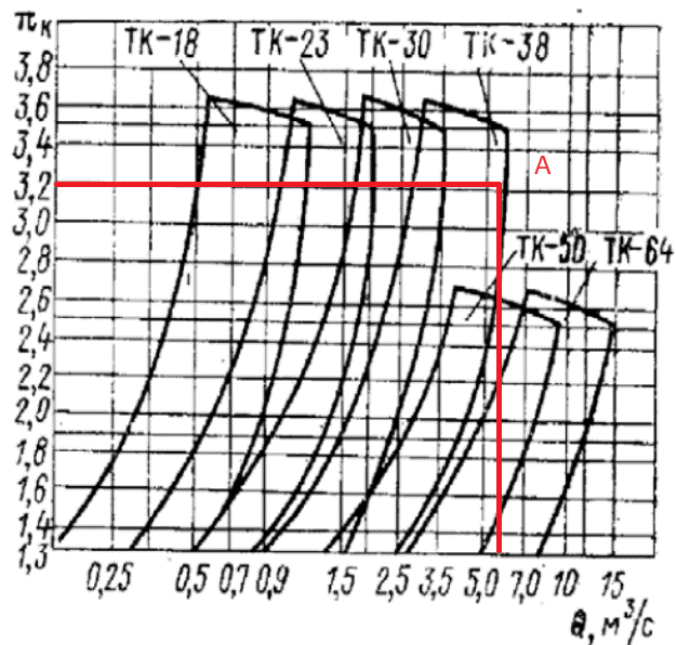


Рисунок 4.1 – Области застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів, таких як ТК, визначаються в залежності від значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску.

На основі значень ПК та G (Q) визначаємо точку у полі розходів (точка А на рис. 4.1). Типорозмір турбокомпресору визначається згідно позначення тієї фігури (кутника на рис. 4.1), в межах якої розташована ця точка. Букви ТК вказують на те, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри представляють значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D_2)

у сантиметрах (з приблизною точністю 6%). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Таким чином, визначивши типорозмір, наприклад, ТК58, ми отримуємо значення зовнішнього діаметру колеса компресора, яке є оптимальним для подальших розрахунків значень розходу та ступеня підвищення тиску.

1. Визначення основних параметрів двигуна та компресора

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
D , м	Згідно завдання на проектування	0,4	Діаметр циліндру
S , м		0,48	Хід поршня
n , об/хв		600	Обороти колінчатого вала
i		6	Кількість циліндрів
g_e , кг/кВт·г		0,192	Питома витрата пального
χ		2	Коефіцієнт тактності
φ_a		1,05	Коефіцієнт продувки
ψ		0	Доля ходу поршня, витрачена на продувку
ε		16	Ступень стискання
α		2,33	Коефіцієнт надлишку повітря
γ_f		0,02	Коефіцієнт залишкових газів
ΔT_{a1} , К		10	Підігрів заряду від стінок циліндру
T_{r1} , К		800	Температура остаточних газів
T_{o1} , К		293	Температура навколишнього середовища
P_{o1} , Па		100500	Тиск навколишнього середовища
T_{w1} , К		293	Температура охолоджуючої рідини на вході
ρ_k	Згідно завдання на проектування	3,2	Ступінь підвищення тиску
ρ_{ad}		0,80	Адіабатний ККД компресора
ρ_{ox}		0,8	ККД охолоджувача наддувочного повітря
P_s , Па		315168	Тиск повітря в ресивері
T_k , К		437,55	Температура повітря за компресором
T_s , К		321,91	Температура повітря в ресивері
T_a , К		341,09	Температура повітря на початку стиску
η_k		0,9573	Коефіцієнт наповнення циліндру
G , кг/с		6,21	Масовий розхід повітря
Q , м ³ /с		5,19	Об'ємний розхід повітря
N_e , кВт		3326	Потужність двигуна
P_e , Па		1,84	Середній ефективний тиск циклу

2. Попереднє визначення колової швидкості

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
		1,425	Коефіцієнт напору компресора
$L_{ad}, \text{Дж/кг}$		114002,3	Адіабатна робота компресорної ступені
$U_2, \text{м/с}$		400,00	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

3. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
		0,29	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
$C_a, \text{м/с}$		30	Швидкість повітря на вході
$C_p, \text{Дж/(кг·К)}$		1005	Ізобарна теплоємність повітря
$C_1, \text{м/с}$		116,0	Швидкість повітря перед колесом компресора
$T_a, \text{К}$		295	Температура після глушника
$T_1, \text{К}$		288,8	Температура повітря перед колесом
$P_a, \text{Па}$		98000	Тиск після глушника
n_1		1,35	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
$P_1, \text{Па}$		90234,5	Тиск повітря перед колесом

4. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
$D_2, \text{м}$		0,58	Зовнішній діаметр колеса компресора
$D_o, \text{м}$	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,203	Діаметр втулки колеса компресора
$\alpha_{вг}$		0,08	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
$\Phi_{2г}$		0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
z_k		12	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1		1,0888	Густина повітря перед входом в колесо
f_1		0,0491	Площа на вході в колесо
D_H		0,3221	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a		0,555	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками

D_1		0,2692	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
μ		0,8180	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
T_2 , К		375,40	Температура повітря за колесом компресора
η_2		0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
		3,10	Комплекс
P_2 , Па		203290,44	Тиск повітря за колесом компресора
β_{11}		32,0	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
β_{1z}		34,0	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
δ_1 , м		0,0003	Товщина лопаті на вході в колесо
τ_1		0,996	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
w , м/с		116,44	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β_{11}^1		32,1	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}		27,7	Кут входу потоку на діаметрі D_H
β_{10}		39,8	Кут входу потоку на діаметрі D_0
w_{1H}^1 , м/с		250,8	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
w_1^1 , м/с		219,2	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{Hw}		0,80	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
C_{2u} , м/с		327,21	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
C_{2r} , м/с		140,00	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
C_2 , м/с		355,90	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2		23,16	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}		0,913	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
ρ_2 , кг/м ³		1,887	Густина повітря на виході з колеса
b_2 , м		0,013	Ширина колеса на виході
w_2 , м/с		157,80	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\dot{w}$		0,72	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,696	Діаметр на виході з БЛД
γ		0,74	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
b_3 , м		0,010	Ширина БЛД на виході
η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
$k_{п3}$		2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
n_3		1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
c , м/с	320	278,73	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
T_3 , К		399,06	Температура потоку повітря за БЛД
P_3 , Па		240485,11	Тиск повітря за БЛД
ρ_3 , кг/м ³		2,100	Густина повітря на виході з колеса
$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3		30,52	Кут виходу потоку повітря з БЛД
C_3 , м/с		278,73	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{C3}		0,69	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	1	Діаметр на виході з ЛД
b_4 , м		0,026	Ширина дифузору на виході
i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
$\alpha_{3л}$		30,52	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta\alpha$		12	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
$\alpha_{4л}$		42,52	Кут установки лопатки ЛД на виході
k_a		1,07	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4		34,51	Кут установки лопатки ЛД на виході
η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД

		2,92	Комплекс
		1,92	Комплекс
t_4, K	420	435,32	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
$C_4, м/с$		69,32	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
T_4, K		435,32	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
z_d	13,17,19,23,29,31,35	35	Число лопаток дифузору
z/z_d		0,34	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
$\delta_3, м$		0,008	Товщина лопаті ЛД на вході
$\delta_4, м$		0,002	Товщина лопаті ЛД на виході
τ_3		0,756	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД
		0,967	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД
f		3,52	Дифузорність ЛД
α_{CP}		36,52	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ		7,63	Кут розкриття еквівалентного дифузору
$P_4, Па$		310101,08	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
		0,036	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
$R_L, м$		1,031	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
$R_{Ll}, м$		0,744	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
$\rho_4, кг/м^3$		2,482	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
$C_5, м/с$		67,93	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
		0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
	Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці		
η_5		0,000	ККД завитки
		0,000	Комплекс показника політропи у завитці

P_5 , Па		308910,73	Тиск повітря за завиткою
		0,039	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
T_5 , К		435,42	Температура потоку повітря на виході з завитки
f_3 , м ²		0,0493	Площа завитки на виході
D_5 , м		0,2505	Діаметр виходу завитки

8. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
$\eta_{ад}$		0,833	Адіабатний ККД компресора
N_K , кВт		884,26	Потужність приводу компресора
$n_{тк}$, об/хв		13172	Частота обертів ротора турбокомпресора

Опис турбокомпресора

Турбокомпресор (рис. 4.2) складається з основних компонентів, таких як остов, ротор, підшипникові вузли та вузли ущільнень. Остов турбокомпресора ТК-60 складається з трьох корпусів: корпуса компресора 1 (див. рис. 3.2), газовідвідного корпусу 2 та корпусу турбіни 3.

Корпус компресора 1 використовується для створення проточної частини, включаючи канал колеса, формування каналів без лопаткового дифузору, лопаткового дифузору та повітрязбірної завитки. В ньому також розташована порожнина для розміщення та закріплення опорно-упорного підшипника. Корпусні деталі компресора виготовлені з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Газовідвідний корпус 2 слугує для відведення газів після їх роботи у турбіні.

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІІЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

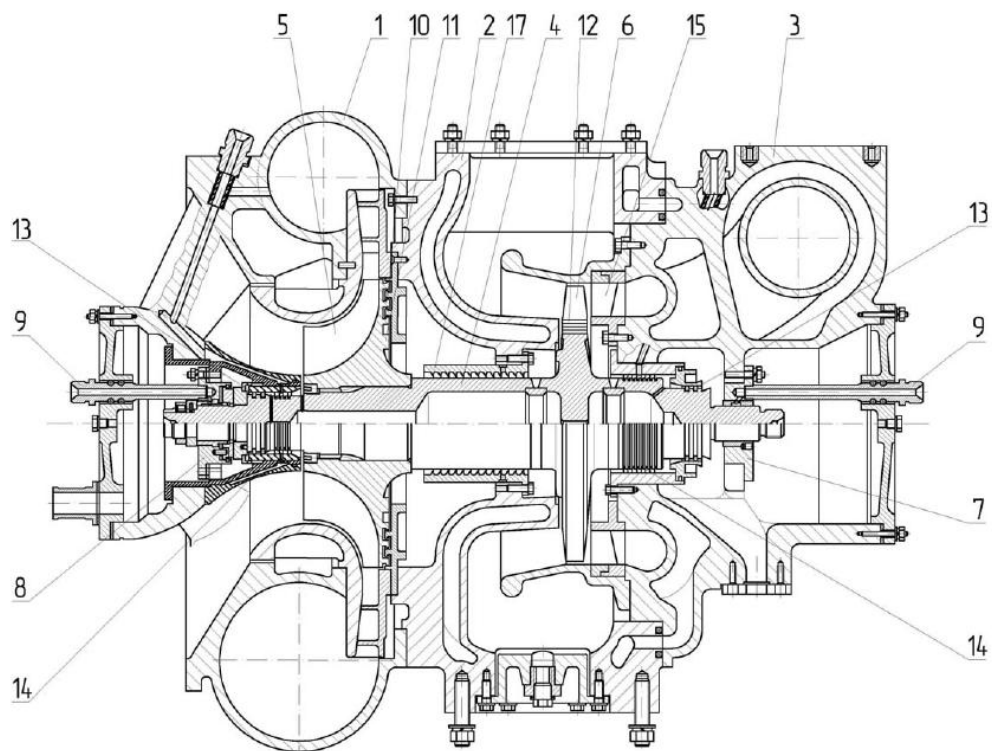


Рисунок 4.2 – Турбокомпресор типу ТК 58

Корпус турбіни 3 використовується для створення робочого тракту турбіни, зокрема формування зовнішньої оболонки проточної частини. У цьому корпусі розміщений нерухомий сопловий апарат турбіни 15 та газоприйомна завитка, до якої приєднуються випускні трубопроводи двигуна. Щоб зменшити тепловіддачу в машинне відділення, частини газовідвідного та турбінного корпусів, які контактують з ним, обладнані порожнинами, в яких циркулює вода з системи охолодження. Окрім того, ці водяні порожнини служать для охолодження підшипникових вузлів. Обидва корпуси виготовлені з ливарної сталі.

Корпуси компресора, турбіни та газовідвідний корпус з'єднуються за допомогою болтів через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування осевих отворів корпусів відносно вісі обертання ротора.

Турбокомпресор кріпиться до двигуна на кронштейні за допомогою приливу в нижній частині газовідвідного корпусу як основної базової деталі конструкції.

Рухома частина турбокомпресора - це ротор 4, який складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора 5 та турбіни 6. Ротор є жорстким, барабанного типу, виготовленим з кованої нержавіючої сталі 2Х13. Усередині ротора є порожнина, яка з'єднує порожнини переднього та заднього ущільнень, зменшуючи тиск на контактні кільця ущільнень турбінного ущільнення.

На роторі виконуються канавки для встановлення осьових ущільнень. Біля компресорного та турбінного підшипників роблять дві канавки для розміщення контактних кілець ущільнень 13. Крім того, поряд з ними виконуються численні менші канавки, у які вставляються безконтактні ущільнення 14.

Колесо компресора 5 з'єднується з ротором 4 за допомогою посадки з натягом та шпильок і закріплюється гайкою. Це колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, утвореним осьовими частинами лопаток. Задній диск колеса має численні гребінці 10, які використовуються для створення безконтактного ущільнення разом з гребінцями на корпусній вставці. Гребінець 11, з великою товщиною, використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо виготовлено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни 3 осевого типу з'єднано з ротором шляхом зварювання. Лопатки колеса з'єднані з диском за допомогою замків 12, які дозволяють замінювати окремі лопатки, якщо вони будуть пошкоджені. З урахуванням збільшення температури газів перед турбіною, матеріал робочих лопаток та соплових лопаток змінено на жароміцний сплав типу Є1437Б. Також для виготовлення диска використовується сталь 45.

Щодо підшипників, ротор спирається на ковзаючі підшипники, які розташовані у спеціальних елементах корпусів 9 (порожнинах). Один підшипник є опорним 7, а інший - опорно-упорним 8. Масло підводиться до

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІІЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

підшипників через штуцери 9, а після змащення відводиться через отвори в кришках підшипникових порожнин.

Опорно-упорний підшипник складається зі сталевго корпусу, в який запресована втулка з високоолов'янистої бронзи. Упорна частина підшипника представлена окремим плоским підп'ятником, виготовленим з високоолов'янистої бронзи і обладнаним змашувальними канавками на робочому торці. Підп'ятник фіксується від обертання за допомогою штифта і має пружний елемент, який включає набір металевих пластин і шар масла між ними. Цей елемент забезпечує демпфування високочастотних коливань ротору в осьовому напрямку і компенсує перекоси упорного торця ротору, які можуть виникати при роботі турбокомпресора.

Опорний підшипник 7 виготовлений у вигляді сталевго втулки з запресованою тонкостінною втулкою з високоолов'янистої бронзи. На торцевій поверхні підшипника розміщено невелику площадку з одвороту бронзової втулки, що забезпечує додаткову осьову підтримку при неробочому стані компресора.

Вузли ущільнення в турбокомпресорі виконують кілька важливих функцій. Вони служать для запобігання проникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни, зменшують осьове зусилля на колесах компресора і мінімізують непотрібні витоки газу вздовж осі ротора. Канали, що подають повітря з підвищеним тиском, призначені для живлення цих ущільнень.

Ущільнення зі сторони компресора заважає проникненню аерозолів масла з порожнини підшипника в компресор. Це ущільнення включає два пружні поршневі кільця 13 та лабіринтові (безконтактні) ущільнення 14, які утворюють гребінці, що вставляються в канавки ротора. Повітря з повітрозбірної завитки подається через дросель в проміжок між двома групами безконтактних ущільнень, запобігаючи розповсюдженню масляних

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

аерозолів вздовж валу. Під час обертання ротора, пружні кільця притискуються до корпусної втулки, залишаючись нерухомими.

Щоб зменшити тиск повітря на контактних кільцях ущільнення з боку компресора і уникнути їхнього сильного притискання до бічних стінок канавок, тим самим зберігаючи механічний ККД турбокомпресора, у роторі виконані свердління. Через ці свердління частина повітря високого тиску, що надходить від завитки до ущільнення і розповсюджується вздовж ротора, відсмоктується через порожнину ротора в колесо компресора через спеціальні свердловини, розташовані перед входом в колесо. Це забезпечує необхідне зниження тиску.

Ущільнення з боку турбіни має за мету запобігти прориву гарячих газів з надлишковим тиском з проміжку між сопловим апаратом та колесом турбіни в порожнину підшипника. Також це ущільнення запобігає потраплянню масла з порожнини підшипника на гарячу частину валу, де воно може перетворитися на кокс та заповнювати зазори, що може призвести до утрудненого обертання ротора. Конструктивно ущільнення складається з двох пружних кілець 13 та групи лабіринтів 14, аналогічно ущільненню з боку компресора. Між цими групами гребінців безконтактного ущільнення подається стисле повітря з компресорної завитки по зовнішньому трубопроводу. Це повітря запобігає розповсюдженню газів та аерозолів масла вздовж ротору. Отвори в роторі, які з'єднують проміжок між контактним та безконтактним ущільненням з порожниною ротору, використовуються для з'єднання цього проміжку з входом в колесо компресора.

Безконтактне ущільнення з задньої поверхні диска колеса відокремлює зону з підвищеним тиском повітря (за колесом) від зони із зниженим тиском, що утворюється за цим ущільненням біля ротору. Це ущільнення відокремлює зовнішню зону високого тиску, яка має зовнішній діаметр приблизно рівний діаметру входу в колесо, де також виникає знижений тиск. З метою створення низького тиску в цій відокремленій зоні, вона з'єднана спеціальним каналом

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(не показаним на кресленні) з оточуючим повітрям. Зовнішній діаметр цієї зони та тиск в ній регулюються так, щоб осьові зусилля на колесі компресора були приблизно однаковими як з боку всмоктування, так і з протилежного боку.

Система змащення турбокомпресора використовує масло з системи змащення двигуна, яке подається через штуцери 9 на корпуси підшипників. Підшипникові корпуси, де розташовані підшипники, і внутрішні порожнини агрегату відокремлені ущільненнями. Витік масла з підшипників збирається в нижній частині корпусів підшипників, звідки його висмоктує секцією масляного циркуляційного насосу.

Система охолодження турбокомпресора включає в себе систему порожнин, каналів та елементів з'єднання. Порожнини у корпусі турбіни та газовідвідному корпусі служать для охолодження зовнішніх поверхонь цих корпусів, що призводить до зменшення передачі тепла до компресорної частини та опорного підшипника. Охолодження також застосовується до газоприймальної завитки для запобігання передчасної руйнації внаслідок теплового навантаження.

Під час роботи турбокомпресора газ з двигуна внутрішнього згоряння подаються до газоприймальної завитки, а потім до соплового апарату турбіни, де частково перетворюють свою статичну енергію на кінетичну. Газ надалі пройшовши робоче колесо, віддають свою енергію робочим лопаткам, забезпечуючи обертання ротора. Після робочого колеса газ виводяться у випускний трубопровід через канали газовідвідного корпусу.

Описана система включає в себе колесо компресора, що обертається завдяки енергії турбіни. Лопатки колеса взаємодіють з повітрям у лопаткових просторах, створюючи спіральний рух часток повітря. Під впливом лопаток відбувається відцентрова сила, що змушує повітря рухатися від центра обертання по радіусу. Окружна та радіальна складові руху формують

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

спіральний рух часток, які отримують кінетичну енергію та виходять з колеса через зовнішній діаметр.

Під впливом лопаток, повітря рухається по колу, а внаслідок відцентрової сили, воно рухається від центра обертання, що призводить до відтоку з колеса. Це створює різницю між тиском навколишнього середовища та тиском у колесі, що приводить до неперервного надходження нового повітря в колесо.

Далі, повітря рухається від колеса до щілинного дифузора (БЛД). Дифузор формує канал, який спочатку звужується у повздовжньому перетині, а потім трошки розширюється. Це призначено для зменшення швидкості повітря та підвищення тиску. Дифузор також вирівнює епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузора для забезпечення оптимальної ефективності компресора.

Висновок

Це важливий результат модернізації двигуна, який виявився більш продуктивним та ефективним. Збільшення тиску наддува і витрати повітря, а також вищі параметри P_k і G_v свідчать про покращення продуктивності двигуна. Особливо, вищі значення адіабатного ККД (η_{ad}) є важливими, оскільки вони свідчать про ефективніше використання енергії та зниження втрат.

Турбокомпресор ТК-58 виявився кращим вибором порівняно з попереднім варіантом. Збільшення параметрів P_k і G_v може вказувати на більшу продуктивність та потужність двигуна. Покращення адіабатного ККД та зменшення витрати палива є ключовими показниками ефективності.

Загальний висновок полягає в тому, що новий турбокомпресор призначений для використання в модернізованому двигуні, забезпечуючи високий тиск наддува, велику витрату повітря та покращені характеристики робочого циклу, що призводить до зниження витрати палива.

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 40/46

5.1 Паливна система

Паливна система двигуна (зображена на рис. 5.1) утримується під тиском для запобігання випаровуванню води у паливі при необхідній температурі для важкого палива.

У відповідному положенні триходового клапана важке паливо забирається із цистерни добового запасу важкого палива живильним насосом низького тиску, який подає його у змішувальний блок. Підкачуючий насос піднімає тиск палива і доставляє його до паливних насосів високого тиску двигуна через нагрівач і підігріваний фільтр. Номінальна подача підкачуючого насоса кілька разів перевищує подачу паливного насоса високого тиску. Невикористане паливо повертається в змішувальний блок. З паливного насоса високого тиску по трубах паливо подається до форсунок, призначеної для кожного циліндра окремо.

Необхідний тиск у системі контролюється клапаном регулювання тиску. Тиск перед паливним насосом високого тиску не піддається регулюванню через перепускний клапан (зазвичай закритий) на підкачуючому насосі. Насос низького тиску постачає лише той обсяг палива із цистерни добового запасу, який споживає двигун. Якщо це необхідно, важке паливо у цистерні добового запасу підігрівается, але температура обмежується відповідно до офіційних правил безпеки. Піддавати нагріванню слід лише паливо, що перебуває в системі між змішувальним блоком та паливними насосами високого тиску, яке потребує підігріву для забезпечення оптимальної температури для впорскування. Це виконується за допомогою нагрівача. За необхідності, під час попереднього нагрівання можна використовувати системи обігріву блоку змішувача та зворотної труби.

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система обладнана зворотніми клапанами, щоб уникнути потрапляння важкого палива в цистерну добового запасу дизельного палива.

Щодо роботи двигуна на важкому паливі, рекомендується безперервна експлуатація для двигунів і установок, призначених для роботи з важким паливом.

Перехід з важкого палива на дизельне може бути здійснений лише у випадку крайньої необхідності, наприклад:

- промивка двигуна перед технічним обслуговуванням;
- відключення підігрівальної установки при сухому обслуговуванні;
- відповідність вимогам щодо довкілля.

Рекомендована в'язкість для подачі в паливні насоси високого тиску має важливе значення. Висока в'язкість палива може створювати надмірний тиск у системі впорскування, що може спричинити пошкодження деталей паливних насосів, їх приводу або спричинити відкриття запобіжних клапанів. Крім того, висока в'язкість може негативно впливати на розпилення важкого палива, що може призводити до часткового згоряння. Контроль за попереднім нагрівом палива здійснюється за допомогою віскозиметра.

При переході від дизельного палива до важкого палива після заміни триходового клапана у змішувальному блоці виникає суміш дизельного масла і важкого палива. Віскозиметр регулює роботу нагрівача так, щоб забезпечити необхідну в'язкість (температура попереднього нагрівання) цієї суміші. Важливо враховувати, що попереднє нагрівання повинно здійснюватися плавно, з підвищенням температури не більше ніж на 15 К за хвилину, оскільки різкі зміни температури можуть спричинити заклинювання плунжерів паливного насоса високого тиску.

Необхідно включити нагрівання для підігріваного фільтра, а також для труб подачі і повернення палива принаймні до моменту досягнення "необхідної температури попереднього нагрівання", яку визначає термометр перед входом в паливні насоси. Рекомендується утримувати навантаження не

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

більше 75% від номінальної потужності двигуна під час переходу і до досягнення необхідної температури попереднього нагрівання.

Рекомендується переключатися з важкого палива на дизельне паливо при роботі двигуна на номінальній потужності менше 50%.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) постачає в точно вимірних кількостях під високим тиском паливо, що надходить до нього від підкачуючого насоса, у форсунку. Тут паливо розпилюється і впорскується в циліндр. Кожному циліндру відповідає окремий паливний насос, який прикріплений до картера двигуна за допомогою чотирьох шпильок (див. рис. 5.2). Плунжер насоса піднімається за допомогою паливного кулачка, розташованого на розподільному валу, через ролик і повзун. Пружина стискує повзун з роликом і також витягує плунжер паливного насоса, коли кулачок повертається на ділянці опускання. Дозування кількості палива здійснюється через гвинтову верхню і нижню керуючу крайку плунжера насоса, обертаючи його навколо своєї осі. Регулювання кількості впорскуваного палива можливе завдяки поздовжнім переміщенням регулювальної тяги, яка повертає пов'язану з нею регулювальну втулку. Ця втулка з'єднана з повідцем плунжера насоса так, що плунжер обертається при руху регулювальної тяги під кутом приблизно 120° .

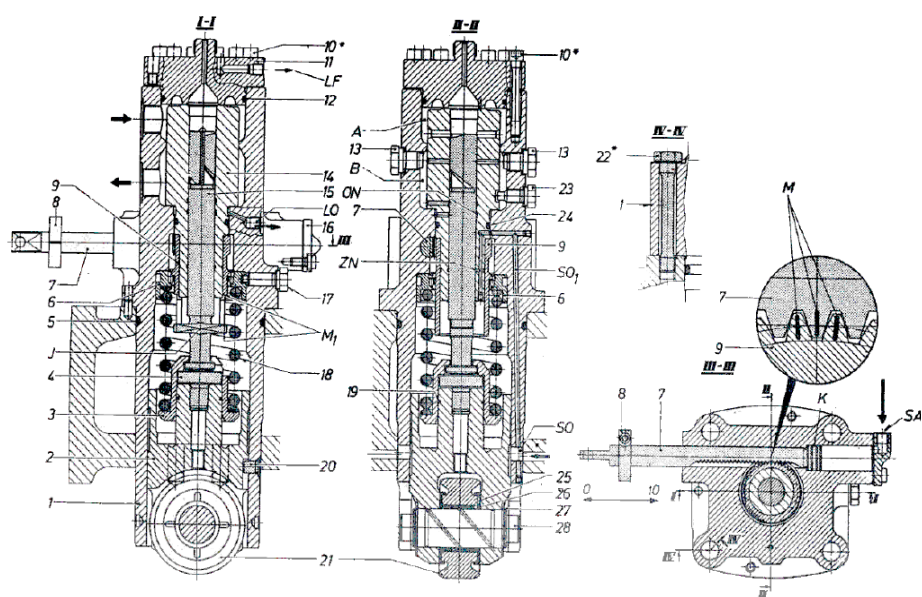


Рисунок 5.2 – ПНВТ та його привід

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш 44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Форсунка складається з корпусу і розпилювача, який піддаватиметься охолодженню водою. Основна функція форсунки полягає в впрыскуванні в камеру згоряння дози палива, розпиленої під високим тиском, яка є необхідною для здійснення процесу згоряння (див. рис. 5.3).

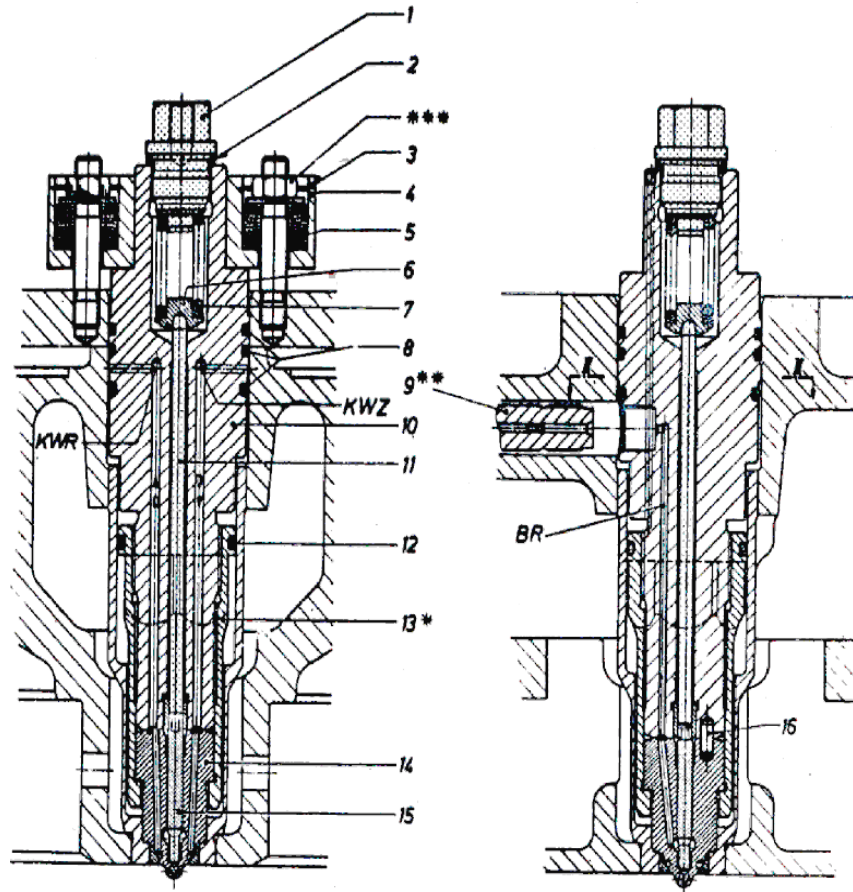


Рисунок 5.3 – Паливна форсунка

Форсунка має монтаж у кришці циліндра та є з'єднана з паливним патрубком високого тиску за допомогою штуцера. Сопло форсунки фіксується у своєму положенні за допомогою циліндричного штифта так, щоб отвори для охолоджуючої води та палива в соплі відповідали отворам у корпусі.

Голка форсунки, яка пригнана до сопла за допомогою притирання, піднімається у своєму сидлі при тиску 32 МПа, в результаті чого відбувається впорскування палива через отвори в соплі.

При падінні тиску голка форсунки, впливаючи на неї силою пружини, прижимається до сидла в соплі, що призводить до закриття форсунки.

Передача сили пружини на голку здійснюється за допомогою тарілки пружини і стрижня.

Кожен штуцер форсунки оснащений клапаном високого тиску, завданням якого є утримання високого тиску палива перед форсункою під час роботи. Ця система ефективно запобігає кавітаційним пошкодженням форсунки.

Можливі витоки між клапаном високого тиску і штуцером або між клапаном і патрубком високого тиску збираються та виводяться за допомогою захисного патрубка. Паливний насос високого тиску виводить це паливо в патрубок для витоку палива. Захисний патрубок, що покриває патрубок високого тиску, служить захистом від можливого виникнення пожежі в разі пошкодження патрубка високого тиску.

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	16787,87
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,192
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3312
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	21,16
	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 паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	1,50
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,39
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса 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	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жсп}}$	0,03
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жсп} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{сен} = \frac{B_{дооб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,90
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{дооб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	15261,70
	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	$F_{mn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_s}$	2,76
	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_s	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	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_s}$	96,34
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	43,40
		приймаємо	44,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	30,94
		приймаємо	31,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	7,36
	Кількість циліндрів	i	6,00
	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	5,40
		приймаємо	6,00
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	0,58
		приймаємо	0,60
	Діаметр циліндра, мм	D	400,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	3,60

5.2 Система змащення

Масло надається під тиском масляним насосом до колектора, який простягається вздовж дизельного двигуна. Через відповідні отвори в блоці двигуна масло подається до корінних підшипників, далі через свердління в

щоках коліна вала, а потім через поздовжні свердління в стрижнях шатуна до верхніх підшипників шатуна (поршневих підшипників).

Від кулястої головки шатуна масло проникає в порожнину охолодження поршня, а потім через свердління в сорочці поршня повертається назад у картер або піддон. Звідти воно подається в маслобак і знову до насоса.

Через розгалуження з колектора масло направляється до верхнього колектора, розташованого перед водяним колектором. З цього місця воно подається до коробки клапанних важелів, механізму приводу паливних насосів, а також до впускних і випускних клапанів.

Свердліннями в блоці дизеля також забезпечуються маслом підшипники розподільного вала. З нижнього колектора масло направляється до підшипників та розпилювальних сопел для змащення шестерень приводу розподільного вала. Додатково масло подається до приводу регулятора та механічного запобіжного вимикача. Турбокомпресор має власну систему змащення. Система змащення циліндрів є незалежною від інших систем двигуна (див. рис. 5.4).

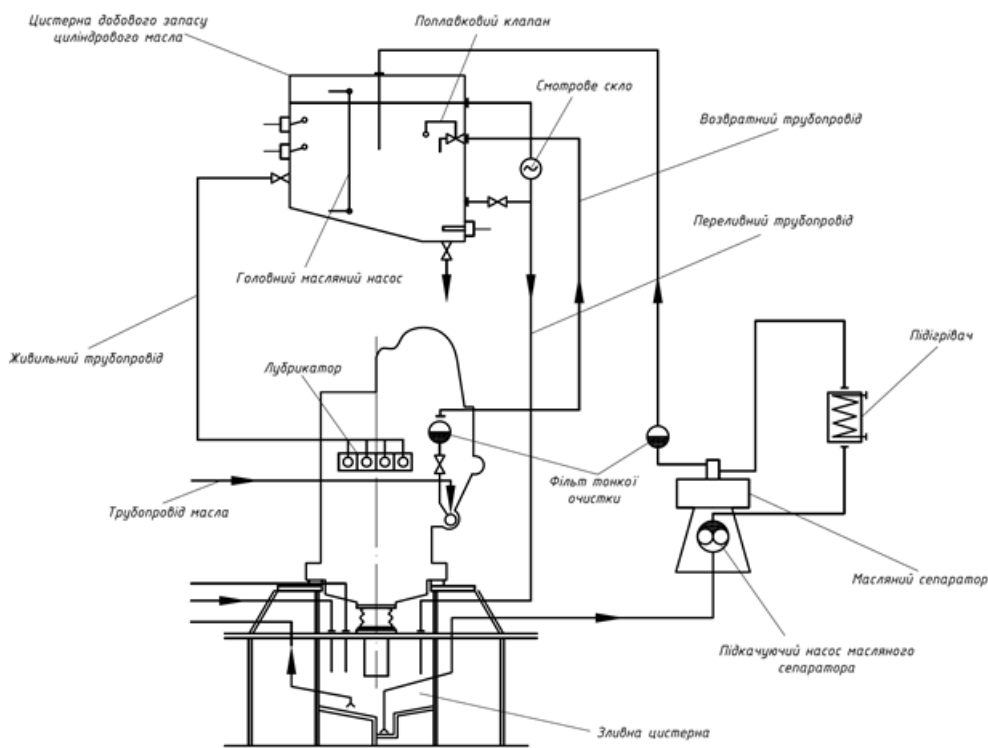


Рисунок 5.4 – Лубрикаторна система змащення циліндрів

Окремі масляні насоси-лубрикатори віддають циліндрове масло через контрольний пристрій подачі масла до циліндрових втулок. Це масло транспортується тонкими трубками, що з'єднані з нижніми крайками циліндрових втулок. Потім воно подається через поздовжні свердління в стінках втулки на половині її висоти і через радіальні свердління подається на робочу поверхню циліндричної втулки. Кожна точка змащення пов'язана окремо з лубрикатором. Дозу масла, яка подається до кожної точки змащення, можна змінювати в певних діапазонах за допомогою регулювальних гвинтів. У випадку необхідності лубрикатори можна активувати вручну, рухаючи рукоятку. При вимкненні окремих циліндрів мастильні точки цих циліндрів слід тимчасово встановити на мінімальну подачу масла за допомогою регулювальних гвинтів. Регулювальні гвинти лубрикаторів встановлюються на випробувальному стенді у певне положення, що відповідає необхідній подачі масла. Важливим параметром, який характеризує установку регулювального гвинта, є кількість поворотів, на яку гвинт слід повернути з положення відповідного максимального обсягу масла. Масло для циліндрів постачається під дією статичного тиску через живильну трубу з цистерни добового запасу до лубрикаторів. Для забезпечення достатньої кількості масла для циліндрів цистерну добового запасу наповнюють двома способами:

від основного насоса для масла, або через охолоджувач, або безпосередньо через автоматичний фільтр і індикаторний фільтр у систему масла двигуна.

від підкачуючого насоса сепаратора до підігрівача через сепаратор до цистерни.

Коли масло досягає рівня поплавкового клапана в цистерні, останній автоматично закривається. Це забезпечує постійну відокремлення масла. У випадку, якщо сепаратор не працює і рівень масла в цистерні знижується, поплавковий клапан відчиняється і допускає масло в цистерну через зворотний трубопровід.

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок системи змащення

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	62,421
	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	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{HP}$	1357655,04
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,192
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	3312,0
	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_{HP}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{MG} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	78,026
3	Ємність маслозбірної цистерни, м ³	$V_{MY} = K_c \frac{W_{MG}}{z}$	3,38
	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	$V_{CM} = 0,6 \cdot V_{MY}$	2,029
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_G = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{MY}$	4,057
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	53,662
	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	$W_{MC} = \frac{m \cdot V_{MY}}{t_c}$	1,27
	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

Охолодження циліндрів реалізується за допомогою прісної води, яка подається до дизеля через колектор, розташований вздовж двигуна. Вода прокачується над розподільним валом, охолоджуючи верхню частину

циліндрових втулок в блоку двигуна. Потім вода переходить з блоку води в водяну сорочку через дотичні свердління у фланці втулки. Отворами в нижній частині кришки циліндра вода потрапляє в водяну порожнину кришки. Далі вода відводиться трубопроводом, який з'єднаний з відводами в найвищій точці водяної порожнини. Труби і свердління в кришках циліндрів направляють воду до сідел клапанів і форсунок. Вода з кришок збирається в відповідний колектор і відвідує дизель. З відповідного колектора вода направляється в турбокомпресор за допомогою відповідних гілок. Трубопровід з турбокомпресора з'єднується з відповідним колектором води охолодження циліндрів.

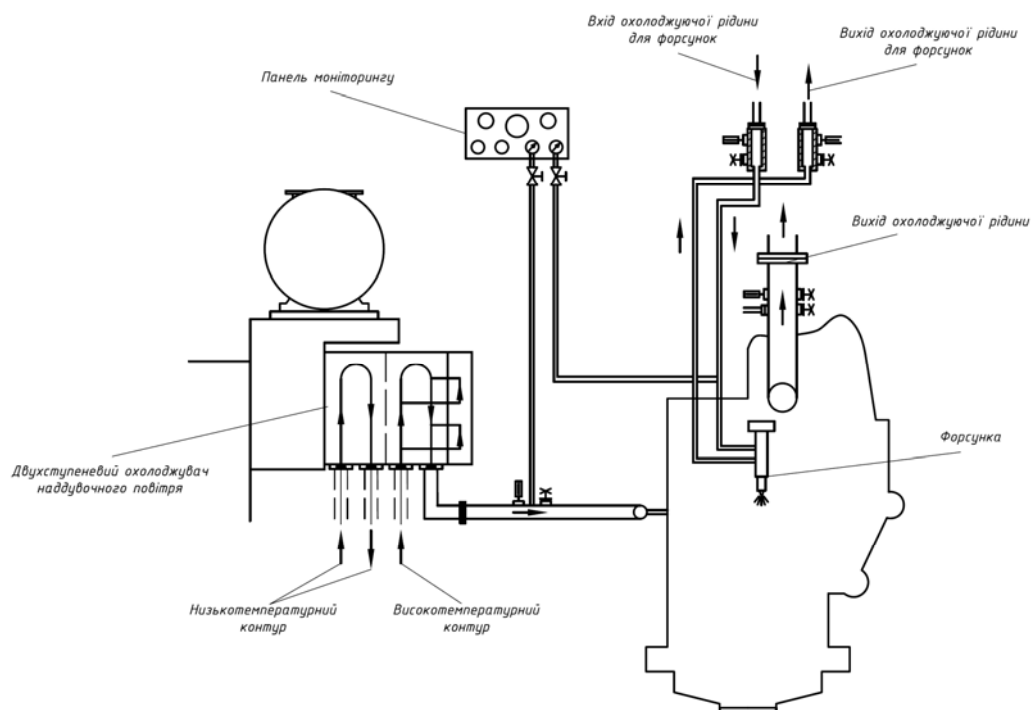


Рисунок 5.5 – Система охолодження

Система охолодження форсунок включає трубопроводи подачі і відведення води, які утворюють окремий контур. Цю систему можна попередньо підігрівати, і вона використовує прісну воду. Трубопроводи подачі і відведення води приєднані до бічної поверхні кожної кришки. Вода подається між другим і третім гумовим кільцем ущільнювача, вставленим в канавках форсунки через свердління в кришці циліндрів. Після цього вода

проходить поздовжніми отворами в корпусі форсунки в сорочку розпилювача і виходить з кришки.

Розрахунок системи охолодження

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{ек} = K_3 \frac{Q_e}{c_{не} \cdot \rho_{не} \cdot \Delta t_e}$	97,207
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{не}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{не}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_e = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{ек} = \alpha_e \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$	4072965,12
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,192
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	3312,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_e = 0,12 \dots 0,17$	0,15
2	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{нр}$	42700,000
	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{ек} = 0,272 \frac{W_{ек} \cdot H \cdot \rho_{не}}{\eta}$	14,101
	Напір насоса, м	H	40
3	ККД насосу	η	0,75
	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{ек}}{k \cdot \Delta t}$	20,36
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
4	Температурний напір, К	Δt	40,0
	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{нз} = K_3 \frac{Q_{ек}}{c_{зв} \cdot \rho_e \cdot \Delta t_{зв}}$	120,395
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К)	$c_{зв}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м ³	$\rho_{не}$	1020,0
5	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$	10,0
	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,4968

5.4 Система газообміну

Вихлопні гази спричиняють обертання турбіни турбокомпресора, яка в свою чергу приводить в рух компресор, розташований на тому ж валу. Компресор всмоктує свіже повітря з машинного відділення через фільтр-глушник і стискає його до тиску наддувочного повітря. Під час процесу стиснення наддувочне повітря нагрівається і потрібно його охолодити охолоджувачем. У залежності від вологості повітря утворюється конденсатна вода під час охолодження, яка відділяється вологовіддільником. Конденсатна вода стікає за допомогою постійно відкритого зливу.

Перепускний клапан наддувочного повітря регулює викид певної кількості наддувочного повітря з компресора в випускний колектор при частковому навантаженні.

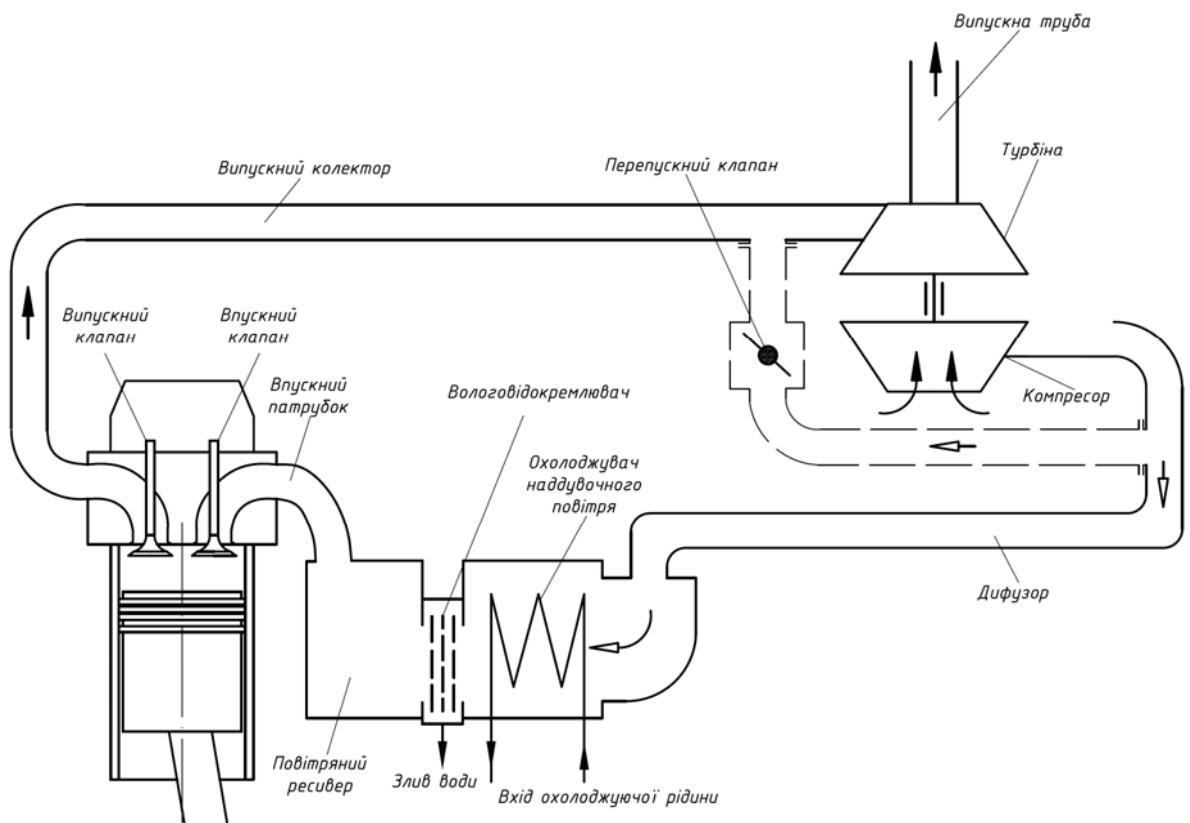


Рисунок 5.6 – Система газообміну

Розрахунок вихлопної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{e2}}{3600 \cdot c_{e2} \cdot p_2}$	0,556
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,338
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{e2} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{e2} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{e2} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,192
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	3312,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згорання 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{e2} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	0,841

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 (СОЛАС-74) є ключовим документом, регулюючим стандарти безпеки на морі. Ця конвенція прийнята Міжнародною морською організацією (ММО, або ІМО), яка є спеціалізованою агенцією Об'єднаних Націй.

Конвенція СОЛАС-74 визначає стандарти та вимоги з конструкції, устаткування та експлуатації суден з метою забезпечення безпеки людей на морі та запобігання забрудненню навколишнього середовища. Вона також включає в себе норми щодо охорони праці на судах.

Основні положення СОЛАС-74 стосуються таких аспектів:

Безпека конструкції суден: Конвенція встановлює вимоги до проектування та будівництва суден для забезпечення їхньої максимальної безпеки.

Організація безпеки на борту: СОЛАС-74 визначає процедури та вимоги для забезпечення ефективного функціонування систем безпеки на судні.

Запобігання забрудненню морського середовища: Конвенція містить вимоги щодо запобігання забрудненню морського середовища нафтою та іншими небезпечними речовинами.

Навігаційна безпека: Конвенція встановлює вимоги до обладнання та процедур, щоб забезпечити безпеку навігації та уникнення зіткнень.

Боротьба з пожежами та аваріями: Стандарти безпеки щодо запобігання пожеж, а також процедури дій під час аварій та евакуації.

Охорона праці: Конвенція містить вимоги до забезпечення безпеки та охорони здоров'я моряків на борту суден.

Ці стандарти та вимоги визначають мінімальні стандарти, які повинні дотримуватися всі судна, які плавають під прапорами країн-учасниць конвенції. Держави-учасниці також можуть приймати внутрішні законодавчі

					<i>КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

акти для додаткового забезпечення безпеки на морі та охорони праці на судах, враховуючи специфічні умови та вимоги.

Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення ваhti (STCW-78/95 або ПДМНВ-78/95) є ще однією ключовою міжнародною конвенцією, призначеною для забезпечення безпеки та якості підготовки моряків. Ця конвенція визначає мінімальні стандарти, які мають виконуватися у сферах підготовки, сертифікації та несення ваhti для моряків.

Основні положення ПДМНВ-78/95 включають:

Підготовка та сертифікація моряків: Конвенція встановлює стандарти та вимоги до підготовки, кваліфікації та сертифікації моряків на різних рівнях та фахах.

Аварійні ситуації та охорона праці: ПДМНВ містить положення, які стосуються підготовки моряків до аварійних ситуацій, дій під час них та безпеки на судах. Це включає тренування з евакуації та виживання.

Медичний підхід: Конвенція встановлює стандарти для медичного огляду моряків та надає вимоги до медичного обладнання на судах.

Несення ваhti: ПДМНВ визначає стандарти та вимоги для несення ваhti моряками для забезпечення безпеки плавання та дотримання вахтових графіків.

Ці стандарти є мінімальними та повинні дотримуватися усіма суднами, що плавають під прапорами країн, які приєдналися до конвенції. Це сприяє забезпеченню єднання стандартів у галузі підготовки та безпеки морських перевезень.

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, притаманних експлуатації, ремонту та технічному обслуговуванню суднового двигуна 6ЧН40/46, виявляє основні ризики в машинно-котельному відділенні. Серед небезпечних факторів можна виділити рухаючіся машини, механізми та частини обладнання, потенційні ураження електричним струмом, можливість термічних опіків, загрозу вибуху та можливість виникнення пожежі. Щодо

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІІЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

шкідливих факторів, наявність підвищеного рівня шуму, запиленості та загазованості, недостатньої освітленості, порушення метеумов та високий рівень вібрації є проблемними аспектами, які потребують уваги та заходів з безпеки.

Небезпека від машин, що рухаються, механізмів та частин обладнання полягає в можливому травматизмі вахтового персоналу через різні рухи цих елементів у приміщенні судна. З метою забезпечення безпеки передбачено такі заходи: встановлення огорожень, використання запобіжних захисних засобів для автоматичного відключення агрегатів і машин, встановлення блокувальних пристроїв, що перешкоджають доступу людини в небезпечну зону, використання сигнальних пристроїв, що надають інформацію про роботу обладнання та можливі небезпечні чи шкідливі фактори, а також впровадження систем дистанційного керування для контролю та регулювання роботи обладнання з віддалених ділянок, поза небезпечною зоною.

На сучасних морських судах, всі члени екіпажу, а не лише електротехнічні спеціалісти, займаються обслуговуванням електроустаткування та різних електричних приладів. Для забезпечення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажу, незалежно від його спеціалізації, був добре орієнтований в питаннях електробезпеки.

Шляхом аналізу травматизму на флоті можна визначити основні причини нещасних випадків від дії електричного струму, зокрема:

дотик або наближення до небезпечних відстаней до неізольованих токоведучих частин електроустаткування;

поява напруги на нетоковедучих металевих частинах електроустаткування через пробій ізоляції або пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв;

помилкове включення в мережу, що має токоведучі частини, на які працювали люди;

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму;

зниження опору ізоляції токоведучих частин через несвоєчасний контроль технічного стану;

порушення правил техніки безпеки та низька трудова дисципліна.

В процесі роботи двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), рульової машини та гідронасосів, а також під час проведення ремонтних робіт може виникати значна кількість масляного туману, який при високій концентрації може становити небезпеку вибуху. Вибух є серйозним ризиком для членів екіпажу, тому кожен з них повинен мати розуміння властивостей речовин та механізму виникнення та розвитку процесів горіння та вибуху.

Масляний туман може бути джерелом загрози вибуху, і важливо знати різні фактори, які можуть ініціювати цей процес. Нагріті тіла, електричні розряди, теплові явища в результаті хімічних реакцій та механічні впливи, іскри від удару і тертя, а також ударні хвилі можуть служити джерелами запалювання масляного туману.

Компресорні установки, як складова частина виробничого обладнання, при неправильному монтажі і експлуатації можуть створювати значний ризик вибуху. Події вибуху часто призводять до серйозних руйнувань і можуть мати трагічні наслідки для людей. Тому важливо, щоб екіпаж судна суворо дотримувався техніки безпеки та вчасно виконував свої обов'язки. Нормативні вимоги з управління ризиком вибуху регулюються стандартом ДСТУ EN 1127-1:2014.

Ризик виникнення пожежі на суднах є серйозним завданням через специфіку їхньої архітектури та технології будівництва. Пожежі на суднах відрізняються від тих, що виникають в будівлях і спорудах, і вимагають особливого підходу через високу швидкість поширення небезпечних факторів та складнощі евакуації людей.

					КРБ.142.522Із.24.02.00.ІЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Під час пожеж на судах спостерігаються особливості, такі як швидке поширення теплових факторів в сусідні приміщення через високу теплопровідність металевих конструкцій чи руйнування конструкцій з легких матеріалів. Зазвичай пожежа розпочинається в житлових і службових приміщеннях, а також у машинних відділеннях через недбале використання вогню, несправність обладнання, порушення технічних правил експлуатації енергетичних установок та протипожежних вимог.

Для забезпечення пожежної безпеки на судах був розроблений нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007 "Правила пожежної безпеки для суден". Також важливо враховувати міжнародні стандарти, зокрема Міжнародний кодекс з питань пожежної безпеки (ІМО, MSC 98 (73)). Ці правила допомагають зменшити ризики пожежі та забезпечують безпеку екіпажу та суден в цілому.

Підвищений рівень вібрації та шуму в машино-котельному відділенні судна може призводити до вібраційних захворювань серед обслуговуючого персоналу. Згідно з ДСН 3.3.6.039-99, норми обмеження загальних вібрацій встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в різних діапазонах частот. Також важливо дотримуватись норм обмеження локальної вібрації в октавних смугах частот для забезпечення безпеки та комфорту працюючих.

Щодо шуму на судні, основними джерелами є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори тощо. Для зменшення шуму застосовуються різноманітні заходи, такі як кожухи, глушники, звукоізоляція та інші. Обслуговуючий персонал повинен бути забезпечений засобами індивідуального захисту.

Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів тощо. Щоб забезпечити безпеку, важливо контролювати інтенсивність теплового випромінювання та застосовувати заходи, такі як амортизатори та звуковбирні матеріали.

					КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шкідливі теплові, електромагнітні та інші випромінювання можуть виникати внаслідок роботи механізмів і обладнання. Для захисту персоналу використовують герметизацію та теплоізоляцію, а також інші заходи безпеки.

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.142.5221з.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 6ЧН40/46.

Огляд двигуна включав детальний опис конструкції та його основних складових частин. Також проведено розрахунок термодинамічного циклу та динаміки, що підкреслило високу ефективність, збалансованість і перспективність даного двигуна.

У четвертому розділі був виконаний розрахунок та проектування агрегата наддуву. Запропонований турбокомпресор відзначився високими показниками коефіцієнтів корисної дії, які були спроектовані з використанням сучасних математичних моделей.

У п'ятому розділі було проведено розрахунок основних систем двигуна, детально розглянуті принципові схеми та конструкції основних елементів. З аналізу схем видно, що дана конструкція є сучасною і автоматизованою.

У розділі "Забезпечення вимог охорони праці" була вивчена нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах. Також був проведений аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які виникають під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування двигуна та судна в цілому.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, турбокомпресор ТК-58, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схеми основних систем двигуна.

					<i>КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						61
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. Sulzer ZL40. Technology review. Wartsila Corporation, 2007. 21 p.
3. Sulzer ZL40 engines : Project guide for marine applications. Wartsila, Finland Oy Marine, 2008. 120 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 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.

					<i>КРБ.142.5221з.24.02.00.ПЗ</i>	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		