

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

6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. С. Митрофанов

Здобувач освіти



І. С. Тиліщак

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

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

Тилищак Іван Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна 6ЧН 28/39
(Daihatsu 6DKM-28)

2. Керівник роботи д.т.н., доц. Митрофанов О. С.

(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 - 6ЧН 28/39, потужність дизеля – 1912
кВт; частота обертання колінчастого валу – 750 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції суднового дизеля 6ЧН 28/39. Розрахунок робочого
циклу дизеля 6ЧН 28/39. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ ДВЗ. Проект
агрегату наддува. Розрахунок систем суднового дизеля 6ЧН 28/39. Забезпечення
вимог охорони праці при експлуатації ДВЗ.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний розріз дизеля 6ЧН 28/39. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.
Турбокомпресор. Схеми систем дизеля 6ЧН 28/39.

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.	Виконання розділу №1		
2.	Виконання розділу №2		
3.	Виконання розділу №3		
4.	Виконання розділу №4		
5.	Виконання розділу №5		
6.	Виконання розділу №6		

Здобувач освіти

_____ /І. С. Тилищак /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /О. С. Митрофанов/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній бакалаврській роботі на тему: «**Розрахунок головного суднового двигуна 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28)**» розглядається базові питання, що стосуються специфіки розрахунку та проектування суднових двигунів.

У роботі виконано детальний опис конструкції середньообертового двигуна 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28), проведено розрахунок його робочого циклу та динаміки для номінального режиму та запропоновано напрямок підвищення паливної економічності при збереженні енергетичних показників.

Розраховано та спроектовано новий агрегат наддуву для дизеля 6ЧН 28/39. Розроблено основні системи (охолодження, змащення, паливна та пуску стиснутим повітрям), а також проаналізовано головні заходи щодо забезпечення охорони праці при обслуговуванні та експлуатації суднового дизеля 6ЧН 28/39.

Кваліфікаційна бакалаврська робота містить усі базові розділи та креслення (чотири кресленнями формату А1), написана державною мовою на 75 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 10 джерел.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, робочий цикл, турбокомпресор, система охолодження, система змащення, паливна система, система пуску.

					КРБ.142.2227ст.24.09.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The bachelor's thesis on the topic: "**Calculation of the main marine engine 6CHN 28/39 (Daihatsu 6DKM-28)**" deals with the basic issues related to the specifics of calculation and design of marine engines.

The paper provides a detailed description of the design of the medium-speed 6CHN 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) engine, calculates its operating cycle and dynamics for the nominal mode, and suggests a direction for improving fuel efficiency while maintaining energy performance.

A new supercharging unit for the 6CHN 28/39 diesel engine was calculated and designed. The main systems (cooling, lubrication, fuel and compressed air starting) were developed, and the main measures to ensure labour protection during maintenance and operation of the 6CHN 28/39 marine diesel engine were analysed.

The qualification bachelor's thesis contains all basic sections and drawings (four A1 drawings), written in the state language on 75 sheets of calculation and explanatory note using 10 sources.

Key words: internal combustion engine, working cycle, turbocharger, cooling system, lubrication system, fuel system, starting system.

					<i>КРБ.142.2227см.24.09.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 28/39

- 1.1. Параметри та конструктивні особливості дизеля типу 6ЧН 28/39.....
- 1.2. Висновок до розділу.....

Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ЧН 28/39

- 2.1. Метод розрахунку робочого циклу Гріневецького-Мазінга.....
- 2.2. Розрахунок номінального режиму роботи дизеля 6ЧН 28/39 та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

Розділ 3. РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ

- 3.1. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 6ЧН 28/39.....
- 3.2. Висновок до розділу.....

Розділ 4. ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 28/39

- 4.1. Загальні відомості щодо розрахунку турбокомпресора двигуна 6ЧН 28/39.....
- 4.2. Визначення основних параметрів СОД 6ЧН 28/39 та ТК.....
- 4.3. Опис спроектованого турбокомпресора двигуна 6ЧН 28/39.....
- 4.4. Висновок до розділу.....

Розділ 5. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 28/39

- 5.1. Розрахунок і розробка паливної системи СОД 6ЧН 28/39.....
- 5.2. Розрахунок і розробка масляної системи СОД 6ЧН 28/39.....
- 5.3. Розрахунок і розробка системи охолодження СОД 6ЧН 28/39.....
- 5.4. Розрахунок і розробка системи стиснутого повітря СОД 6ЧН 28/39....
- 5.5. Висновок до розділу.....

Розділ 6. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

- 6.1. Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників в машинному відділенні.....

					<i>КРБ.142.2227см.24.09.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- 6.2. Розрахунки рівня вібрації та шуму від СОД 6ЧН 28/39.....
- 6.3. Рекомендації щодо забезпечення нормальних умов праці на судні.....
- 6.4. Висновки до розділу.....

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- Додаток А.** Поперечний розріз двигуна 6ЧН 28/39
- Додаток Б.** Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....
- Додаток В.** Турбокомпресор ТК-38.....
- Додаток Г.** Схеми систем двигуна 6ЧН 28/39

					<i>КРБ.142.2227см.24.09.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

На сьогодні у якості джерело механічної енергії у багатьох галузях промисловості, транспорті та техніці України застосовують двигуни багатьох типів та схем. Однак серед значного різноманіття різних двигунів не існує незамінних. Однак варто відзначити, що найбільшого і, так сказати сказати, домінуючого поширення отримали саме поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Перевагою поршневих ДВЗ є їх досить висока паливна економічність. За цим показником вони відносяться до найліпших серед усіх наявних теплових двигунів. Висока паливна економічність обумовлюється високим значенням ступенями стиснення та значними температурами робочого тіла цих двигунів. Однак це зовсім не значить, що закінчилися всі можливі резерви для їхнього вдосконалення.

Інженери-дослідники, конструктори та безумовно вчені постійно працюють над створенням більш досконалих й економічних типів двигунів. Безумовно одним з головних шляхів підвищення паливної економічності та ефективної потужності і досі є форсування ДВЗ за тиском наддуву, що і пропонується у якості модернізації заданого двигуна у роботі.

					<i>КРБ.142.2227см.24.09.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 28/39

1.1. Параметри та конструктивні особливості дизеля типу 6ЧН 28/39

Судновий двигун 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) є чотиритактним, рядним, нереверсивним дизелем з турбонаддувом та охолодженням надувного повітря й прямим уприскуванням палива у робочий циліндр (рис. 1.1).

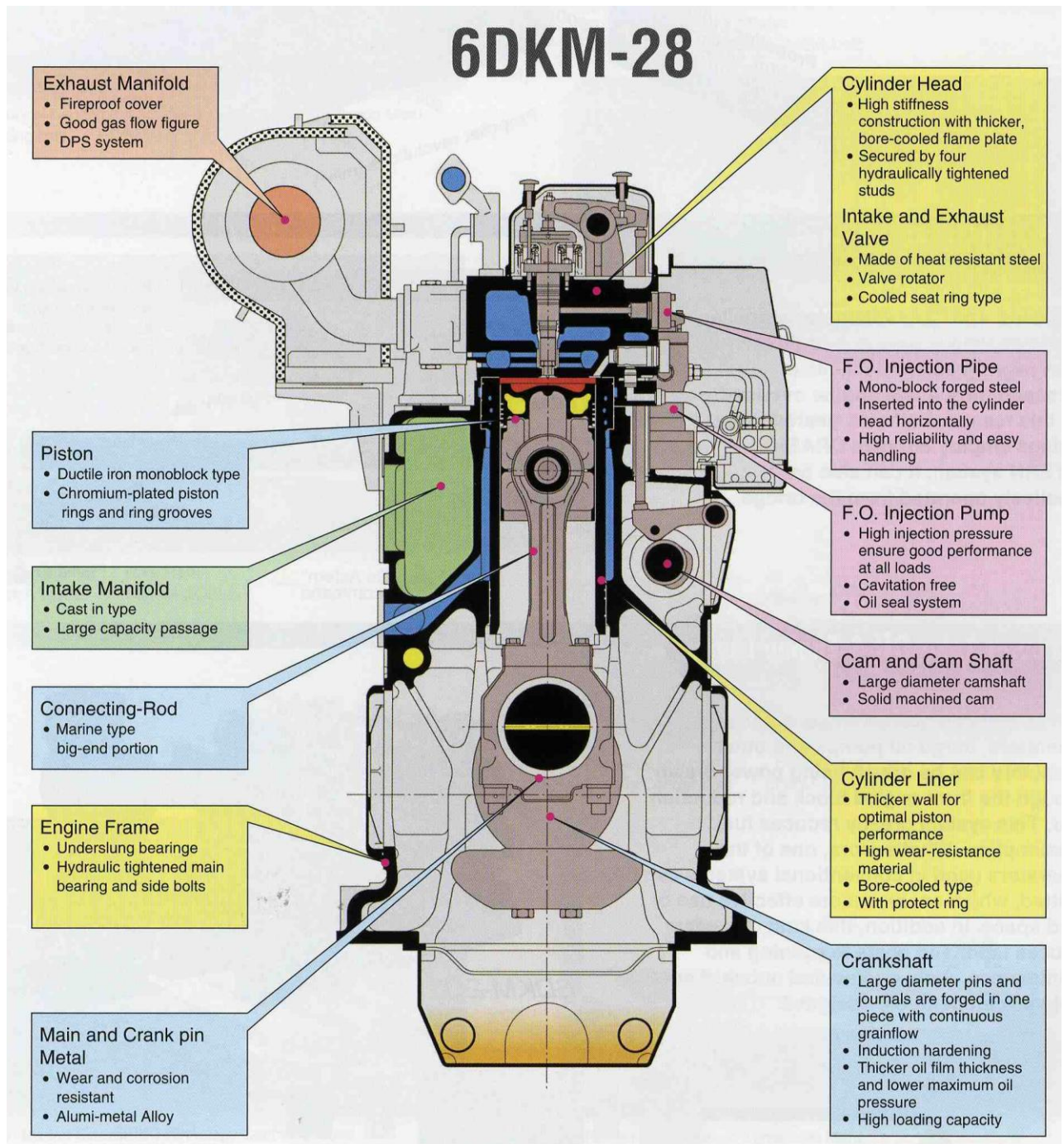


Рисунок 1.1 – Загальний устрій дизеля Daihatsu 6DKM-28

Кришка блоку циліндрів (рис.1.2), виготовлена зі спеціального чавуну підвищеної міцності і високої теплопровідності, спроектована таким чином, щоб прийняти конструкцію підвищеної жорсткості, і гідравлічно жорстко кріпиться до рами двигуна чотирма болтами великого діаметру через металеву прокладку і гільзу циліндра. Поверхня згоряння має товстостінну конструкцію з примусовим охолодженням через просвердлені отвори.

Впускні та випускні клапани складаються з 4-клапанної системи по 2 штуки на впуск і випуск, причому сідло клапана холодно припасоване до головки блоку циліндрів, а сідло випускного клапана охолоджується охолоджувальною водою. Клапан впорскування мазуту, контрольний клапан і запобіжний клапан встановлені на верхній стороні головки блоку циліндрів, пусковий клапан - з боку насоса впорскування мазуту, а блок випуску відпрацьованих газів - з боку вихлопних газів, відповідно.

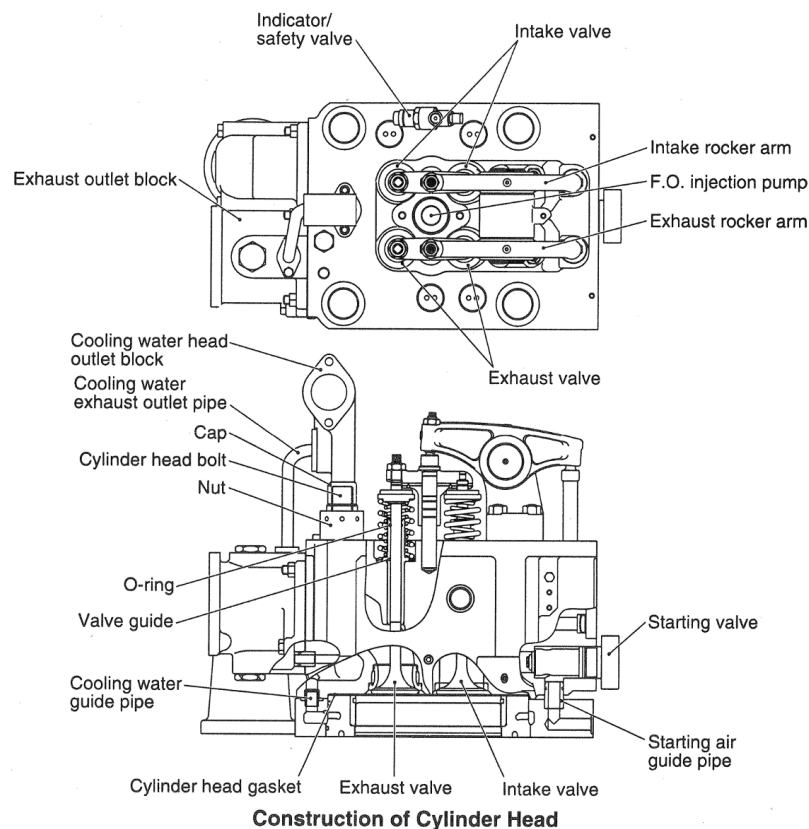


Рисунок 1.2 – Загальний устрій кришки дизеля Daihatsu 6DKM-28

Впускні та випускні клапани (рис.1.3) складаються з 4-клапанної системи, по 2 штуки на впуск і випуск, у верхніх частинах яких встановлені ротатори клапа-

					КРБ.142.2227см.24.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нів. У внутрішній периферійній канавці верхніх частин напрямних впускних і випускних клапанів встановлене ущільнювальне кільце, що дозволяє адекватно контролювати кількість масла, яке подається до штока.

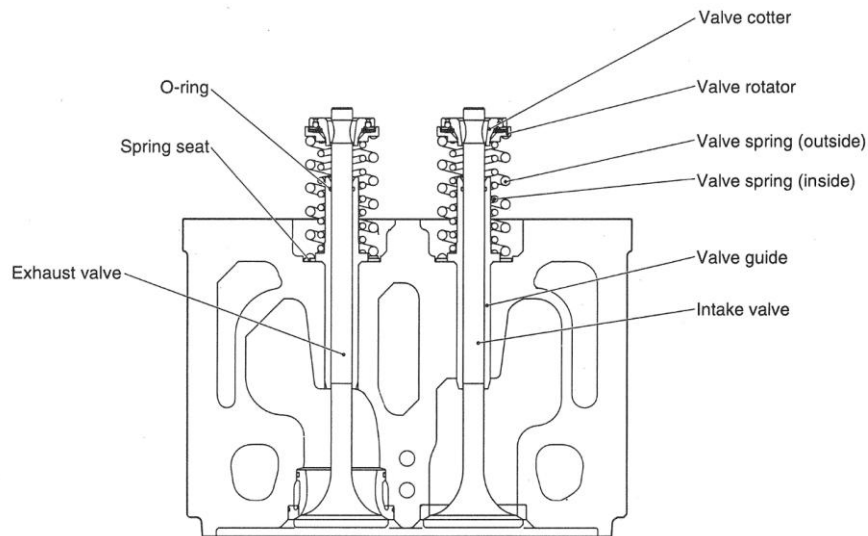


Рисунок 1.3 – Конструкція впускних та випускних клапанів
дизеля Daihatsu 6DKM-28

Впускні та випускні клапани приводяться в дію впускними та випускними кулачками розподільного валу блочного типу через поворотний важіль, штовхач, коромисло та фіксуючий трійник клапана. Окремі ділянки коромисел (рис. 1.4) змащуються системним маслом, що подається з трубопроводу з боку паливного насоса головки блоку циліндрів через просвердлені отвори всередині головки.

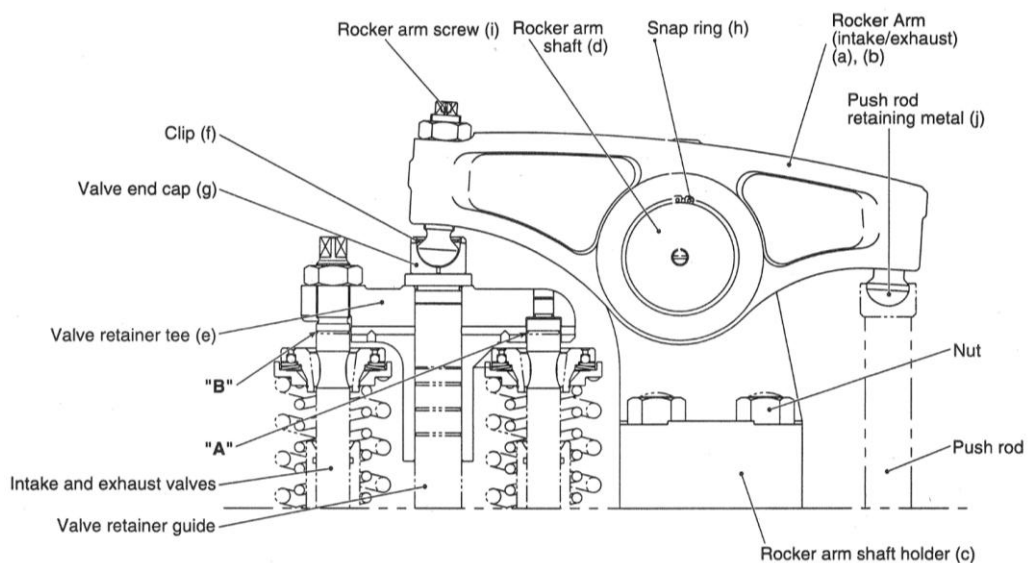


Рисунок 1.4 – Коромисло механізму газорозподілу дизеля Daihatsu 6DKM-28

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.09.01.ПЗ

Аркуш

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі штампуванням з великою кінцевою частиною горизонтального 3-секційного типу (рис. 1.5). Така конструкція дозволяє витягти поршень без розбирання підшипникової частини поршень без демонтажу підшипникової частини шатунного валу.

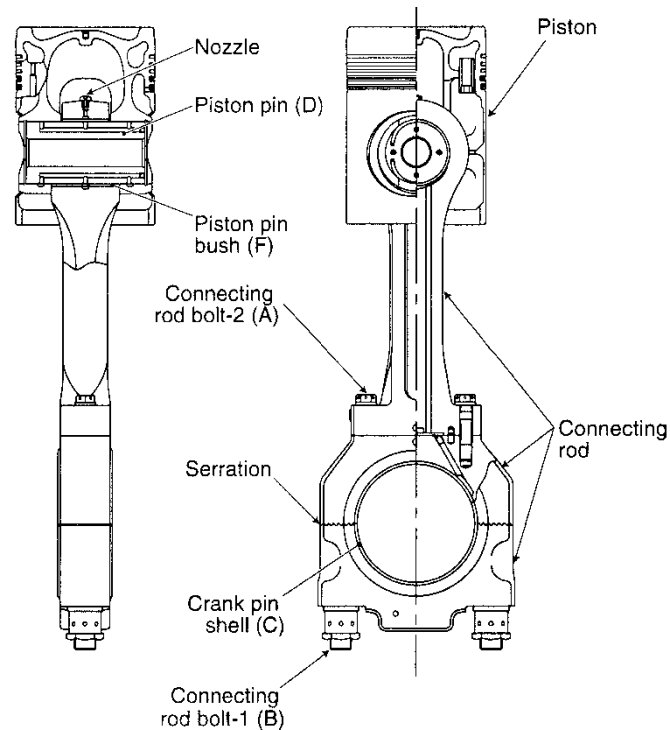


Рисунок 1.5 – Конструкція шатуну дизеля Daihatsu 6DKM-28

Великі торцеві розділені поверхні (зубчасті) поверхні жорстко закріплені гідравлічно за допомогою 2 шпильок болтами (B), а розділені поверхні стовбура під кутом затягнуті 4 болтами (A). Корпус шатуна (C) виготовлений з алюмінієвого сплаву з високою зносостійкістю. Поршневий палець (D) повністю плаваючого типу, і його осьовий напрямок утримується стопорним кільцем (E). Крім того, штовхач поршневого пальця (F) є ступінчастим, щоб забезпечити широку опорну поверхню на стороні, де діють сили згоряння.

Поршень (рис. 1.6) являє собою збірку з пластичного цільного чавунного виробу, на зовнішню периферію якого нанесено спеціальне покриття зовнішню периферію спідниці. Мастило для охолодження поршня надходить від колінчастого вала до охолоджувальної порожнини в поршні, через поршневий палець, через просвердлені отвори в шатунній шийці поршня через просвердлені отвори. Далі

масло охолоджує задню поверхню поршня від сопла, розташованого на кінчику малої кінцевої частини шатуна.

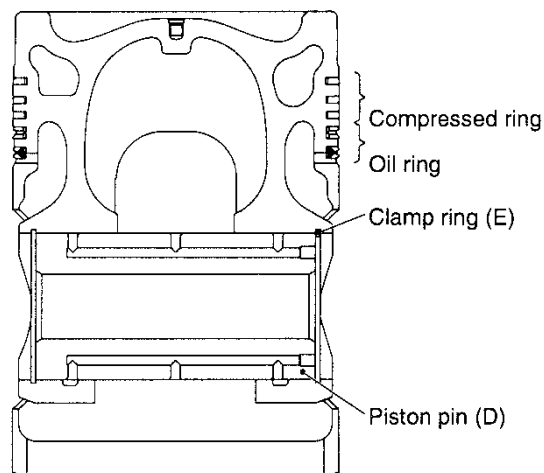


Рисунок 1.6 – Конструкція поршня дизеля Daihatsu 6DKM-28

Поршневі кільця складаються з 3 компресійних кілець і 2 маслос'ємних кілець. У специфікаціях для важкого мазуту хромоване покриття наноситься на канавки верхнього і другого кілець для підвищення зносостійкості.

Рама двигуна (рис.1.7) має підвісну конструкцію з литої сталі і має достатню жорсткість до експлуатаційного тиску.

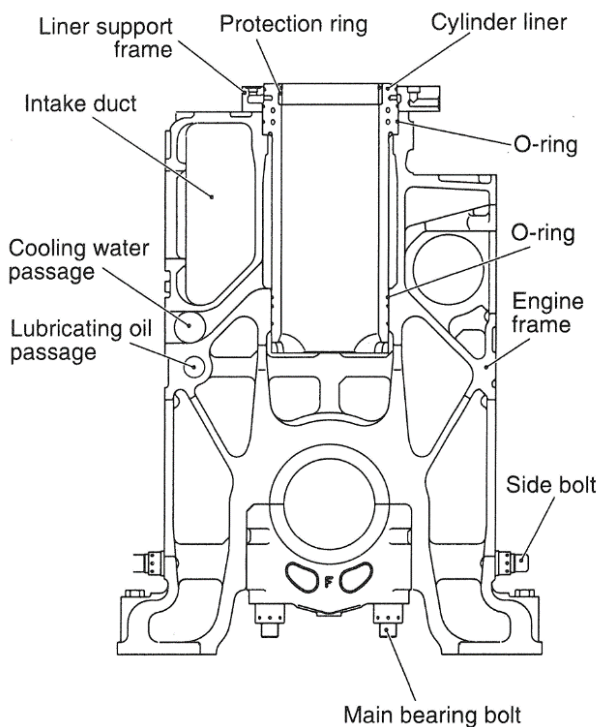


Рисунок 1.7 – Конструкція остова дизеля Daihatsu 6DKM-28

					КРБ.142.2227см.24.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основна підшипникова частина надійно закріплена гідравлічно за допомогою болтів корінних підшипників і бічних болтів великого діаметру. Патрубки для впуску повітря, охолоджувальної води та масла вбудовані в раму двигуна, щоб мінімізувати кількість зовнішніх трубопроводів.

Верхня частина фланця гільзи циліндра має товсті стінки і примусово охолоджується через просвердлені отвори для зменшення теплового навантаження, а охолоджуюча вода направляється до головки блоку циліндрів через опорну раму гільзи, прикріплену по верхній зовнішній периферії. Крім того, внутрішня периферія верхньої частини циліндра забезпечена тонкостінним захисним кільцем гільзи, щоб запобігти накопиченню вуглецевого шламу. Рама двигуна і гільза циліндра щільно ущільнені ущільнювальними кільцями як у верхній, так і в нижній частині.

Колінчастий вал – це високоміцний кований виріб з вуглецевої сталі RR, що має суцільну конструкцію та достатню жорсткість і міцність (рис. 1.8).

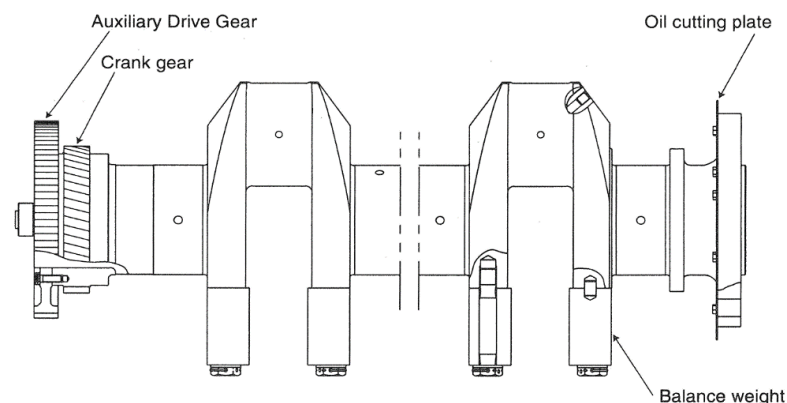


Рисунок 1.8 – Конструкція колінчастого валу дизеля Daihatsu 6DKM-28

Підшипникова частина оброблена індукційним загартуванням для підвищення стійкості до стирання. На кожному циліндрі встановлено по дві частини балансира, які надійно затягнуті двома частинами болтів відповідно.

На передній стороні колінчастого валу встановлена кривошипна шестерня для приводу розподільчого валу, а далі на кривошипну шестерню прикріплена допоміжна шестерня для приводу мастильного насоса і насоса охолоджуючої води.

					КРБ.142.2227см.24.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Масло, що подається до вкладишів корінних підшипників через отвори в рамі двигуна, через просвердлені отвори в колінчастому валу потрапляє до вкладишів шатунних шийок, а далі через просвердлені отвори в шатуні подається на охолодження поршня. Масляна пластина затягується болтом з внутрішньої сторони фланця муфти, щоб запобігти витоку масла з кінця вала. Колінчастий вал перевіряється вручну за допомогою поворотного пристрою з боку маховика.

Розподільний вал (рис. 1.9) має суцільну конструкцію з вуглецевої сталі і є блоком, розділеним на кожні 2 циліндри. Кожен блок затягнутий відповідно 12 болтами, а зовнішня периферія шарнірної частини об'єднує секцію вала.

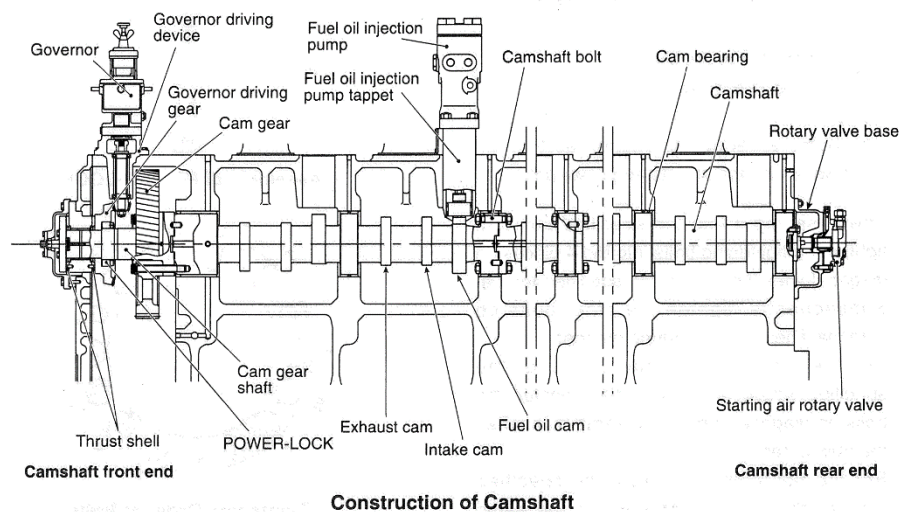


Рисунок 1.9 – Конструкція та розміщення розподільчого валу дизеля Daihatsu 6DKM-28

Вал розподільного валу притягнутий до передньої кінцевої частини, а також передбачена кулачкова шестерня для приводу розподільного валу, упорна втулка для обмеження осьового переміщення розподільного валу та шестерня приводу регулятора для приводу регулятора. Шестерня приводу регулятора та кулачкова шестерня фіксуються блокуванням POWER–LOCK.

Пусковий поворотний клапан приводиться в дію з торцевої сторони розподільного валу через муфту поворотного клапана. Поверхня кожного кулачка цементована. Кулачкові підшипники встановлені спереду і ззаду кулачкової шестерні, а також на стінках між циліндрами, а вкладиш підшипника встановлюється безпо-

середньо в раму двигуна за допомогою гідравліки. У центрі розподільного валу просвердлений отвір для подачі масла до кожного кулачкового підшипника.

1.2. Висновок до розділу

Дизельний двигун 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) є досить сучасним, надійним та перспективним двигуном з точки зору подальшої модернізації та вдосконалення. Дизель має значний запас конструктивної міцності, що дає змогу рекомендувати подальше форсування двигуна за наддувом з метою покращення енергетичних та економічних показників. Поперечний розріз дизеля Daihatsu 6DKM-28 у роботі представлено кресленням формату А1.

					КРБ.142.2227см.24.09.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ЧН 28/39

2.1. Метод розрахунку робочого циклу Гріневецького-Мазінга

Сучасний напрямок у розвитку теорії двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) характерний нагромадженням великого експериментального і теоретичного матеріалу за окремими видами робочих процесів і типами двигунів. Цей напрямок викликаний нагальною практичною необхідністю в розробленні теорії, настільки деталізованої, щоб вона могла слугувати при конструюванні та дослідженні двигунів. Але оскільки накопичення матеріалу йшло нерівномірно з окремих питань теорії, то загальною основою теорії, що охоплює весь процес двигуна, як і раніше залишається теорія, створена В. І. Гріневецьким. у 1907 року, що має основну користь для розуміння процесів у двигуні та проста за своєю формою, але має водночас і недолік, який полягає в оперуванні надто складними параметрами, які потребують сумарної чисельної оцінки залежно від великої кількості чинників. І в результаті розрахунку робочих процесів за дещо зміненої конструкції, розмірів або режиму роботи двигуна не можуть бути однаковими між собою з практично достатньою точністю.

Метод розрахунку робочого циклу В. І. Гріневецького, вдосконалений згодом іншими дослідниками, враховує вплив на робочий процес зміни якості та кількості газів у циліндрі та вплив теплообміну із зовнішнім середовищем. Але цей облік виконується шляхом вибору чисельних значень різних коефіцієнтів (коефіцієнт наповнення, коефіцієнт виділення тепла, показники політроп стиснення і розширення), для яких метод не дає кількісних зв'язків із конструкцією, розмірами та режимом роботи двигуна. Тому за вдалого вибору цих чисельних значень може бути отримано хорошу відповідність із дійсним робочим процесом. Але, поперше, це забезпечується тільки досвідом того, хто виконує розрахунок, і, подруге, низка завдань теорії двигунів все ж таки не може бути розв'язана, наприклад, немає засобів для визначення швидкості наростання тисків під час згоряння палива тощо.

					КРБ.142.2227см.24.09.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вдалий вибір основних параметрів (коефіцієнти наповнення, виділення тепла, залишкових газів, показники політроп стиснення і розширення та ін.), що дають наочне уявлення про основні елементи процесів, чіткість їхніх визначень, правильність якісної оцінки впливу різних чинників на ці параметри та на весь робочий процес – усе це забезпечило теорії Гриневецького велику життєвість. Усі елементи цієї теорії використовуються до теперішнього часу та мають практичну цінність. Якщо додати до цього ще простоту математичного апарату теорії, то буде зрозуміло, що вона є чудовим засобом для з'ясування основних залежностей і незамінна в педагогічному відношенні. Саме тому при виконанні кваліфікаційної роботи застосовується саме метод запропонований професором Гриневецьким.

2.2. Розрахунок номінального режиму роботи дизеля 6ЧН 28/39 та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахунок робочого циклу дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) за методикою професора Гриневецького В.І. виконано за допомогою програми, яка написана в програмному середовищі *Matcad* та є доступною на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Вихідні дані для розрахунку робочого циклу дизеля Daihatsu 6DKM-28 представлені нижче у таблиці 2.1. Двигун прототип має $P_k = 0,303$ МПа та питому ефективну витрату палива $g_e = 186$ г/(кВт·год). Для покращення показників роботи дизеля підвищимо тиск наддуву до $P_k = 0,35$ МПа.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані розрахунку робочого циклу дизеля Daihatsu 6DKM-28

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N'_e , кВт	1912
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	750
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298
5	Тиск наддуву	P_k , МПа	0,35
6	Коефіцієнт продувки	ϕ_a	1,04
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,03
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,94
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,97
10	Ступінь стиску	ε	14
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,3
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20

					КРБ.142.2227ст.24.09.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n	0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,98
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,92
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,825
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ox}, \text{МПа}$	0,002
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,9
19	Температура залишкових газів	T_r, K	780
20	Масовий склад палива (кг/кг)	C	0,87
		H	0,126
		S	0
		O	0,004
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_H, \text{кДж/кг}$	42700
22	Кількість циліндрів	i	6
23	Діаметр циліндра	$D_c, \text{м}$	0,28
24	Хід поршня	$S, \text{м}$	0,39
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,27
27	Показник адіабати повітря	k_B	1,4
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,83
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,96
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w, K	300
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,97
32	Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором	ψ_t	0,775

У процесі наповнення циліндр двигуна наповнюється свіжим повітрям, що забезпечує процес згоряння палива в наступному циклі. Що більше поступить в робочий циліндр свіжого повітря, то більша кількість впорскнутого палива може згоріти, тим самим більшу потужність може розвинути дизель за інших подібних умов роботи. Розрахунок процесу наповнення дизеля Daihatsu 6DKM-28 виконується у табличній формі (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Розрахунок наповнення

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k, K	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	451,73
2	Температура повітря перед двигуном	T_s, K	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	315,173
3	Температура заряду до кінця процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	348,129
4	Тиск повітря перед двигуном	$P_s, \text{МПа}$	$P_s = P_k - \Delta P_{ox}$	0,346
5	Тиск заряду до кінця процесу наповнення	$P_a, \text{МПа}$	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,336

6	Коефіцієнт наповнення	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,918
---	-----------------------	----------	--	-------

У *процесі стиснення* в робочому циліндрі дизеля досягається температура, що є достатньою для самозаймання циклової дози палива, що впорскується наприкінці процесу стиснення, а також забезпечується необхідний перепад температур у циклі що має на меті збільшення його ККД. Процес стиснення свіжого заряду повітря відбувається під час переміщення поршня від НМТ до ВМТ після закриття органів газообміну (робочих клапанів). Розрахунок процесу стиснення дизеля Daihatsu 6DKM-28 виконується у табличній формі (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Розрахунок стиснення

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	c'_v , кДж/(кмоль·К)	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	—
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння	c''_v , кДж/(кмоль·К)	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	—
3	Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску	c''_{vc} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,002514; a_{vc} = 19,276$	—
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,362
5	Тиск наприкінці стиску	P_c , МПа	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	12,23
6	Температура наприкінці стиску	T_c , К	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	906,128

Процес згоряння циклової дози палива у камері згоряння двигуна є основним процесом розрахункового циклу. Під час згоряння палива відбувається виділення теплоти, що потім перетворюється у дизелі на корисну механічну роботу у вигляді крутного моменту. Самозаймання, що притаманне дизельним дви-

					КРБ.142.2227ст.24.09.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

гунам і згоряння палива є досить складним процесом хімічного з'єднання горючих складових палива з киснем повітря, що супроводжується значним виділенням теплоти. При розрахунку процесу згоряння циклової дози палива проміжні фізико-хімічні процеси не розглядаються, а враховують лише кінцеві результати хімічних перетворень. Розрахунок процесу згоряння дизеля Daihatsu 6DKM-28 виконується у табличній формі (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Розрахунок процесу згоряння циклової дози палива

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Дійсна кількість повітря для згоряння	L , кмоль/кг	$L_{\text{вв}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,123
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0282
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0273
4	Частка палива, що згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,969
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,026
6	Теоретична кількість повітря для згоряння	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,495
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,0316
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,79491; b_z = 0,00299$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у крапці b	c_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,81105; b_b = 0,003001$	—
10	Максимальна температура згоряння	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1854,13
11	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	15,899

Процес розширення продуктів згоряння в робочому циліндрі проходить під час переміщення поршня від ВМТ до НМТ. Цей такт також називають **робочим ходом**. У розрахунковому циклі вважається, що процес розширення робочого тіла починається наприкінці видимого згоряння палива, при цьому відбувається політропічне падіння тиску та температури газів. У дійсному робочому циклі дизеля процес розширення закінчується в момент коли відбувається відкриття випускних клапанів. У розрахунковому циклі робочого процесу кінець процесу розширення відносять до точки *b*, яка розташована у НМТ у чотиритактних двигунів. На процес розширення робочого тіла впливають теплообмін газів зі стінками робочого циліндра двигуна, догоряння палива у першій частині процесу розширення, можливі витоку частини газів крізь нещільності поршневих кілець, а також відновлення (рекомбінація) певної кількості продуктів дисоціації, що відбулася у процесі згоряння. Усі зазначені фактори обумовлюють зміну показника політропи розширення n_2 .

Розрахунок процесу розширення дизеля Daihatsu 6DKM-28 виконується у табличній формі (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 – Розрахунок робочого ходу

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,616
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,665
3	Середній показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r)} \cdot \beta + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{0z} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{0b} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,281
4	Температура наприкінці процесу розширення	T_b , К	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	1010,99
5	Тиск наприкінці процесу розширення	P_b , МПа	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	1,0005

За результатами виконаних розрахунків визначаються індикаторні та ефективні показники роботи дизеля Daihatsu 6DKM-28, що представлені у табл. 2.6.

					КРБ.142.2227ст.24.09.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 – Розрахунок індикаторних та ефективних показники роботи дизеля Daihatsu 6DKM-28

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i , МПа	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,354
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i , МПа	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,307
3	Індикаторна питома витрата палива	g_i , кг/(кВт·год)	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,168
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,501
5	Середній ефективний тиск	P_e , МПа	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	2,122
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,461
7	Питома ефективна витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,183
8	Ефективна потужність двигуна	N_e кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	1912,7
9	Порівняння заданої й отриманої ефективної потужності двигуна	ΔN , %	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,037

Для конструювання та проектування нового агрегату наддуву необхідно визначити дійсне значення P_k компресора на відповідному режимі роботи дизеля Daihatsu 6DKM-28 (табл. 2.7).

Таблиця 2.7 – Дійсне значення P_k компресора на відповідному режимі роботи дизеля Daihatsu 6DKM-28

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Витрата повітря через компресор	G , кг/с	$G_{\text{www}} = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	3,289
2	Витрата газів через турбіну	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	3,387
3	Тиск газу перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,271

4	Температура газу перед турбіною	T_t, K	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	759,36
5	Загальна кількість продуктів згорання	$M_s, \text{кмоль}$	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,155
6	Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів	$R_t, \text{Дж/кг} \cdot \text{K}$	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,429
7	Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,376
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	3,459
9	Дійсний тиск наддування	$P_{kd}, \text{МПа}$	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,3504
	Порівняння заданого й отриманого тиску наддуву	$\Delta P_k, \%$	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,121

Теоретична індикаторна діаграма дизеля 6ЧН 28/39 Daiatsu 6DKM-28 будується у середовищі *Microsoft Excel* за отриманими даними розрахунку робочого циклу (згідно даних табл. 2.1–2.7). Для побудови індикаторної діаграми у системі координат $p - V/V_c$ потрібно отримати значення ординати точок політропи стиснення та розширення. Значення точок визначаються наступним чином:

– для процесу стиснення свіжого заряду – $p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_1}} ;$

– для процесу розширення робочого тіла – $p = \frac{P_z \cdot p^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_2}} ;$

у рівняннях $V/V_c = \epsilon_x$ – поточне значення ступеня стиснення ϵ .

У табл. 2.8 представлено вихідні данні для визначення ординати точок політропи стиснення та розширення, а у табл. 2.9 їх значення. Нижче представлено ін-

дикаторну діаграму дизеля Daihatsu 6DKM-28 у системі координат $p-V/V_c$ (рис. 2.1).

Таблиця 2.8 – Вихідні дані

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Показник політропи стиснення n_1	1,362
2	Показник політропи розширення n_2	1,281
3	Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,23
4	Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,899
5	Ступінь попереднього розширення ρ	1,616
6	Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.9 – Результати розрахунку крапок індикаторної діаграми

№ з.п.	Параметр		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{разш}$
1	1,00	15,90	
2	1,00	12,23	15,90
3	1,62	6,36	15,90
4	2,24	4,09	10,49
5	2,85	2,93	7,67
6	3,47	2,24	5,97
7	4,09	1,79	4,83
8	4,71	1,48	4,04
9	5,33	1,25	3,45
10	5,95	1,08	2,99
11	6,57	0,94	2,64
12	7,19	0,83	2,35
13	7,81	0,74	2,11
14	8,43	0,67	1,92
15	9,05	0,61	1,75
16	9,67	0,56	1,61
17	10,28	0,51	1,49
18	10,90	0,47	1,38
19	11,52	0,44	1,28
20	12,14	0,41	1,20
21	12,76	0,38	1,13
22	13,38	0,36	1,06
23	14,00	0,34	1,00
24	14,00		0,34

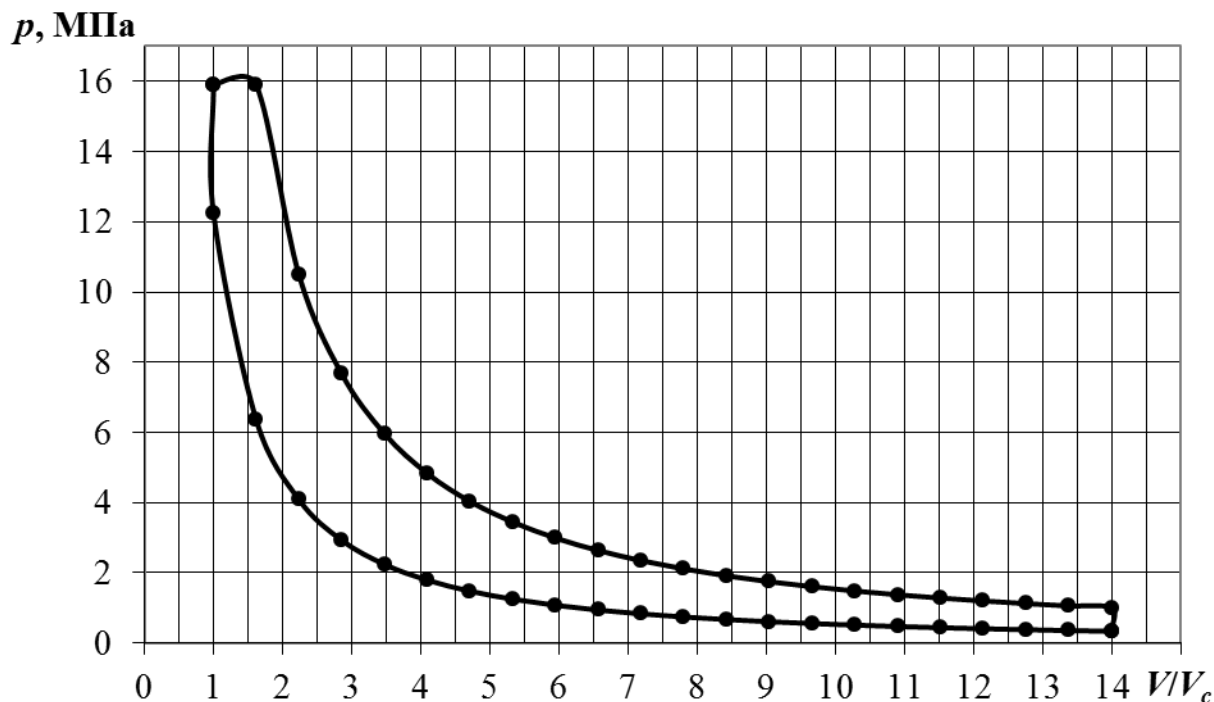


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма у системі координат $p - V/V_c$ дизеля Daihatsu 6DKM-28 за умов збільшеного наддуву

2.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок робочого циклу суднового двигуна Daihatsu 6DKM-28 за методом Гриневецького В. І. за умов збільшеного наддуву. Підвищення тиску надувного повітря забезпечило можливість зниження питомої витрати палива на 3 г/(кВт·год) з одночасним збереженням номінальної ефективної потужності. Також отримані результати є основою подальших розрахунків та проектування агрегату наддуву двигуна 6ЧН 28/39.

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ

3.1. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 6ЧН 28/39

Динаміка двигунів внутрішнього згоряння є розділом механіки, де вивчається переміщення деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ) під дією тиску робочого тіла й сил інерції. Цей розділ двигунобудування досліджує певні способи зниження навантажень, що виникають під час переміщення деталей КШМ; режими їх руху; врівноваження різних інерційних сил; кількість використаної енергії та ККД різних механізмів; методи забезпечення заданого руху деталей механізмів.

Довговічність, надійність, а також безумовно економічність сучасних ДВЗ залежить також від схеми КШМ двигуна, рівномірності його ходу, врівноваженості й величини крутильних коливань колінчастого валу.

Мета та головне завдання розрахунку динаміки дизеля Daihatsu 6DKM-28 у даному розділі кваліфікаційної роботи це визначення переміщення, швидкості, прискорення поршня, а також різних сил, що діють на деталі КШМ двигуна. Вихідними даними для розрахунку динаміки дизеля Daihatsu 6DKM-28 є результати його теплового розрахунку (розділ 2) та індикаторна діаграма зміни тиску робочого тіла у циліндрі в координатах $p-V$.

Як було зазначено, кінематичний розрахунок КШМ двигуна дає змогу встановити поточні значення шляху, швидкості, прискорення у залежності від кута повороту кривошипа колінвалу. Переміщення поршня встановлюється з виразу:

$$S_{\varphi} = r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_{ш}}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Швидкість є першою похідною переміщення за часом. Тобто, швидкість поршня становитиме:

$$v_{\varphi} = r \cdot \omega \left[\sin \varphi + \frac{\lambda_{ш}}{2} \sin 2\varphi \right].$$

Прискорення поршня є другою похідною від переміщення або першою від швидкості поршня за часом:

					КРБ.142.2227зст.24.09.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$j_{\varphi} = r \cdot \omega^2 [\cos \varphi + \lambda_{uu} \cos 2\varphi].$$

КШМ дизеля Daihatsu 6DKM-28 під час роботи піддається дії сил від тиску робочого тіла у робочому циліндрі – P_r ; сили інерції від маси шатунно-поршневої групи, що переміщуються поступально – P_j ; атмосферного тиску на поршень двигуна з боку порожнини; тертя в ланках механізму руху. Останні сили є відносно невеликими, тому їх впливом на деталі дизеля можна знехтувати. При розгляді сил, що залишилися – P_r і P_j , зазвичай, домовляються вважати їх значення позитивними, у разі якщо вони сприяють руху поршня донизу, й негативними, у разі якщо вони перешкоджають цьому переміщенню. На діаграмі динаміки сил позитивні будуть відкладені вгору від осі абсцис, а негативні – донизу.

Сила тиску газів у двигуні прикладена до поршня та має дію вздовж осі циліндра (рис. 3.1). Тиск газів $p_r = P_r / F$ є змінним за кутом повороту кривошипу, закон змінення визначається з індикаторної діаграми (розділ 2), яку перебудовують із використанням методу Брікса з координат $p-V$ в координати $p-\varphi$ (кут повороту кривошипа).

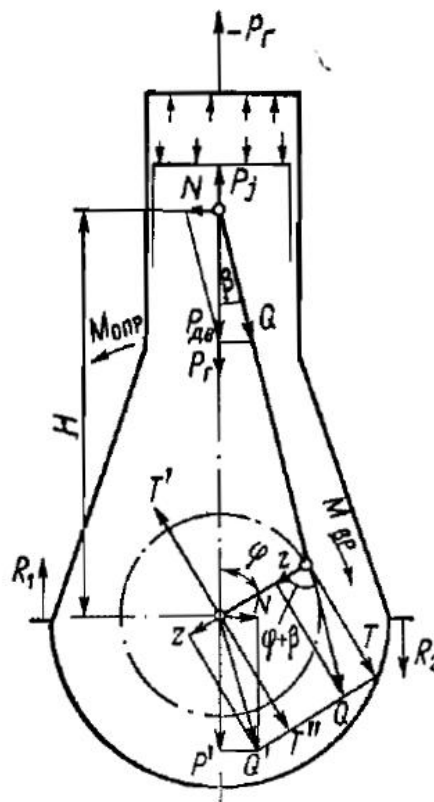


Рисунок 3.1 – Схема дії сил на деталі КШМ чотиритактного двигуна

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227зст.24.09.03.ПЗ

Аркуш

Сила інерції, що виникають від поступально рухомих мас розраховуються, як добуток загальної поступально рухомої маси m_s на прискорення поршня j_ϕ , яке узятє зі зворотним знаком (так як напрям дії сил обернено напрямку прискорень):

$$P_j = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{ш} \cdot \cos \varphi), \text{ МПа.}$$

у цій залежності $\lambda_{ш} = \frac{r}{L_{ш}}$ – постійна механізму КШМ двигуна 6ЧН 28/39, що складає $\lambda_{ш} = 0,263$; $L_{ш}$ – довжина шатуна; r – радіус кривошипу; $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ c}^{-1}$ – кутова швидкість руху кривошипа; m_s – відносна маса усіх поступально рухомих деталей механізму руху.

Для розрахунку сил інерції, що діють на КШМ дизеля 6ЧН 28/39, потрібно встановити маси рухомих його деталей. Прийнято, що для забезпечення спрощення динамічного розрахунку двигуна дійсні рухомі маси деталей замінюються динамічно-еквівалентною системою зосереджених мас. Цей процес формування розрахункової схеми механізму має назву приведення мас. Усі рухомі деталі КШМ ДВС за своїм характером руху можна поділити на три основні групи:

1. Деталі КШМ, які мають прямолінійний зворотно-поступальний рух. До таких деталей належать деталі поршневої групи (поршень, поршневі кільця, палець, деталі кріплення пальця) із сумарною масою – $m_{п}$.

2. Деталі КШМ, що мають обертальний рух. До таких належить кривошип колінчастого валу з усіма його елементами. Маса неврівноважених елементів кривошипа колінчастого валу m_k замінюють, приведеною масою до радіуса.

3. Деталі КШМ, що мають складний плоскопаралельний рух. До таких належать деталі шатунної групи (шатун зі всіма його елементами) з масою – $m_{ш}$.

Для спрощення виконання інженерних розрахунків наявну масу шатуна умовно замінюють двома масами, а саме:

– масою – $m_{шс}$, яка зосереджена на осі поршневого пальця та здійснює зворотно-поступальний рух разом із масою поршневої групи $m_{п}$;

– масою – $m_{шр}$, яка зосереджена на осі шатунної шийки та здійснює обертальний рух разом із масою кривошипу – m_k .

					КРБ.142.2227зст.24.09.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Щоб мати динамічну еквівалентність розрахункової системи потрібно виконати наступні умови (рис. 3.2):

– сума встановлених еквівалентних мас має дорівнювати усій масі шатуна

$$m_{ш} = m_{шс} + m_{шр};$$

– загальний центр тяжіння еквівалентних мас, що замінюють, має співпадати з центром мас шатуна двигуна

$$\sum m_i l_i = 0 \text{ або } m_{шс} \cdot l_{шс} - m_{шр} \cdot l_{шр} = 0;$$

– сума моментів інерції еквівалентних зосереджених рухомих мас, які замінюють відносно центру мас шатуна дизеля має становити моменту інерції усієї маси шатуна відносно тієї ж самої точки

$$m_{шс} \cdot l_{шс}^2 + m_{шр} \cdot l_{шр}^2 = l_{шс} \cdot l_{шр} \cdot m_{ш}.$$

Приблизна маса $m_{шс}$ складає:

$$m_{шс} = 0,3 \cdot M_{ш} = 0,3 \cdot 110 = 33 \text{ кг.}$$

Загальна маса ланок дизеля 6ЧН 28/39, які поступально рухаються, складає:

$$m_s = m_{п} + m_{шс} = 76 + 33 = 109 \text{ кг.}$$

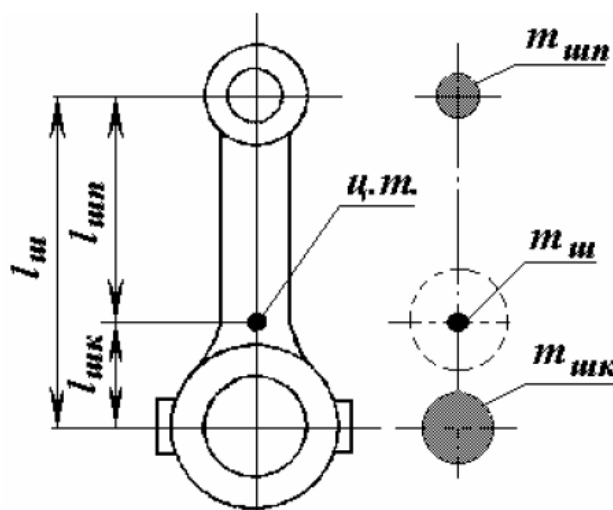


Рисунок 3.2 – Схема динамічної еквівалентності складного руху шатуна

Сумарна сила $P_{руш}$, що діє на КШМ є алгебраїчною сумою сил від газів P_r та інерції від мас, що рухаються зворотно-поступально P_j . Залежність зміни цієї сили $P_{руш}$ протягом робочого циклу, можна отримати шляхом складання ординат кривих

P_r й P_j , з урахуванням знаку, побудованих для чотиритактного двигуна в діапазоні $0 \dots 720^\circ$ п.к.в., або визначити за наступним виразом:

$$P_{руш} = P_r - P_{пп} + P_j + P_T, \text{ МПа};$$

де $P_{пп}$ – сила що діє на підпоршневу порожнину; $P_T = m_s \cdot g$ – сила тяжіння від деталей.

Сила $P_{руш}$, як і складові від неї, прикладаються у центрі з'єднання поршня з шатуном. $P_{руш}$ можна розкласти на дві складові, як це показано на рис. 3.1: силу, що діє

по осі шатуна – це сила $Q = \frac{P_{руш}}{\cos \beta}$ й перпендикулярну до осі циліндра силу –

$N = P_{руш} \cdot \operatorname{tg} \beta$ (де – має значення $\beta = \arcsin(\lambda_u \cdot \sin \varphi)$). Сила N яку називають нормальною притискає тронк до напрямної (у тронковому двигуні). Ця сила змінна за своїм напрямком, цим можна пояснити перекидання поршня у циліндрі, що відбувається під час роботи дизеля. Сила Q , яка діє по осі шатуна дизеля, стискає його стрижень. Якщо, перенести силу Q по лінії її дії у центр коліна можна силу Q розкласти на дві складові:

– тангенціальну силу T , дотичну до кола вала, описаного радіусом кривошипа r ,

$$T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{ос} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta;$$

– радіальну силу Z , спрямовану за радіусом r кривошипа вала,

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{ос} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Нормальна N , радіальна Z і тангенціальна сили T є змінними і в межах $0 \dots 720$ град п.к.в. (кожного робочого циклу) набувають як позитивні, так і від'ємні значення. Відповідно тому є змінними й викликані ними навантаження в елементах КШМ та конструкції дизеля 6ЧН 28/39.

Розрахунок динаміки суднового середньобертового двигуна Daihatsu 6DKM-28 виконується у табличному форматі за допомогою розповсюдженого програмного середовища *Microsoft Excel*. Вихідні дані для розрахунку динаміки Daihatsu 6DKM-28 та результати представлено у таблицях 3.1...3.3, а за отриманими значеннями за допомогою вбудованої функція – «Майстер побудови діаграм» генеруються усі отримані графічні залежності – рис. 3.3...3.5.

					КРБ.142.2227 зм.24.09.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Вхідні дані

Параметр	Позначення та розмірність	Значення
Діаметр поршня	D , м	0,26
Частота обертання КВ	n , хв^{-1}	750
Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	15,899
Тиск на початку стиску	P_a , МПа	0,336
Тиск наддуву	P_k , МПа	0,35
Тиск залишкових газів	P_r , МПа	0,271
Кривошипно-шатунне відношення	λ	0,263
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово	m , кг	109
Радіус кривошипа	r , м	0,195
Ступінь стиснення	ε	14
Показник політропи стиснення	n_1	1,362
Показник політропи розширення	n_2	1,281
Ступінь попереднього розширення	ρ	1,616
Кількість циліндрів	i	8

Таблиця 3.2 – Координати точок сил, що діють на КШМ двигуна 6DKM-28

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3500	-2,6879	-2,3379	0,0000	-2,3379	0,0000
15	0,3500	-2,5404	-2,1904	-0,1493	-2,0771	-0,7112
30	0,3500	-2,1229	-1,7729	-0,2345	-1,4182	-1,0896
45	0,3500	-1,5049	-1,1549	-0,2173	-0,6630	-0,9703
60	0,3500	-0,7842	-0,4342	-0,1007	-0,1300	-0,4264
75	0,3500	-0,0661	0,2839	0,0737	0,0023	0,2933
90	0,3500	0,5597	0,9097	0,2449	-0,2449	0,9097
105	0,3500	1,0356	1,3856	0,3598	-0,7061	1,2452
120	0,3500	1,3440	1,6940	0,3926	-1,1870	1,2707
135	0,3500	1,5049	1,8549	0,3490	-1,5584	1,0648
150	0,3500	1,5632	1,9132	0,2530	-1,7834	0,7375
165	0,3500	1,5710	1,9210	0,1310	-1,8894	0,3707
180	0,3360	1,5685	1,9045	0,0000	-1,9045	0,0000
195	0,3414	1,5710	1,9124	-0,1304	-1,8810	-0,3690
210	0,3587	1,5632	1,9220	-0,2542	-1,7916	-0,7408
225	0,3911	1,5049	1,8959	-0,3567	-1,5929	-1,0884
240	0,4450	1,3440	1,7889	-0,4147	-1,2536	-1,3419
255	0,5328	1,0356	1,5683	-0,4072	-0,7993	-1,4095
270	0,6787	0,5597	1,2384	-0,3334	-0,3334	-1,2384
285	0,9328	-0,0661	0,8667	-0,2250	0,0069	-0,8954
300	1,4073	-0,7842	0,6231	-0,1444	0,1865	-0,6118
315	2,3746	-1,5049	0,8697	-0,1636	0,4993	-0,7307
330	4,4965	-2,1229	2,3736	-0,3139	1,8986	-1,4587
345	8,7484	-2,5404	6,2080	-0,4232	5,8869	-2,0155
360	12,2283	-2,6879	9,5404	0,0000	9,5404	0,0000
375	15,8990	-2,5404	13,3586	0,9107	12,6677	4,3371
390	11,4746	-2,1229	9,3516	1,2369	7,4803	5,7470
405	6,2941	-1,5049	4,7892	0,9011	2,7494	4,0237

					КРБ.142.2227 зм.24.09.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

420	3,8482	-0,7842	3,0640	0,7102	0,9169	3,0086
435	2,6138	-0,0661	2,5477	0,6615	0,0204	2,6321
450	1,9381	0,5597	2,4979	0,6725	-0,6725	2,4979
465	1,5435	1,0356	2,5791	0,6696	-1,3143	2,3179
480	1,3029	1,3440	2,6469	0,6135	-1,8548	1,9855
495	1,1540	1,5049	2,6588	0,5002	-2,2338	1,5264
510	1,0640	1,5632	2,6272	0,3475	-2,4490	1,0127
525	1,0157	1,5710	2,5866	0,1763	-2,5441	0,4991
540	1,0004	1,5685	2,5689	0,0000	-2,5689	0,0000
555	0,2710	1,5710	1,8420	-0,1256	-1,8117	-0,3554
570	0,2710	1,5632	1,8342	-0,2426	-1,7098	-0,7070
585	0,2710	1,5049	1,7759	-0,3341	-1,4920	-1,0195
600	0,2710	1,3440	1,6150	-0,3743	-1,1317	-1,2114
615	0,2710	1,0356	1,3066	-0,3392	-0,6658	-1,1742
630	0,2710	0,5597	0,8307	-0,2237	-0,2237	-0,8307
645	0,2710	-0,0661	0,2049	-0,0532	0,0016	-0,2117
660	0,2710	-0,7842	-0,5132	0,1190	-0,1536	0,5040
675	0,2710	-1,5049	-1,2339	0,2321	-0,7083	1,0366
690	0,2710	-2,1229	-1,8519	0,2449	-1,4814	1,1381
705	0,2710	-2,5404	-2,2694	0,1547	-2,1521	0,7368
720	0,2710	-2,6879	-2,4169	0,0000	-2,4169	0,0000

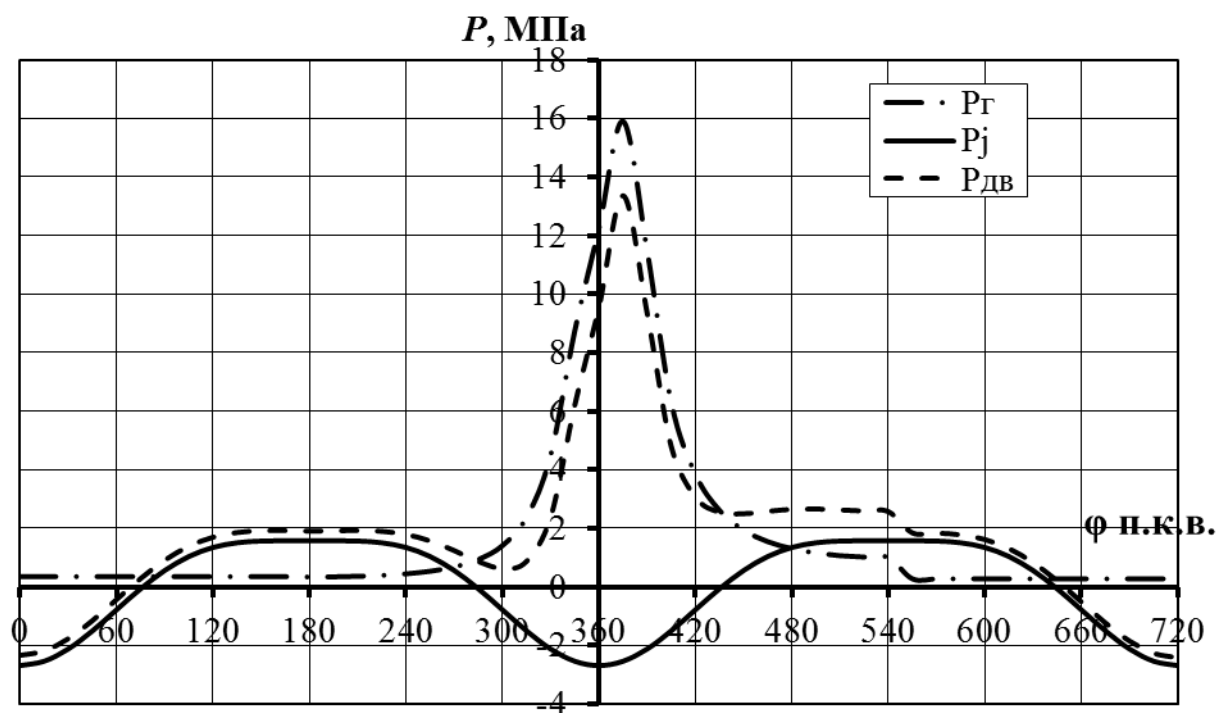


Рисунок 3.3 – Діаграми сил P_{γ} , P_j , P_{dv} суднового СОД Daihatsu 6DKM-28

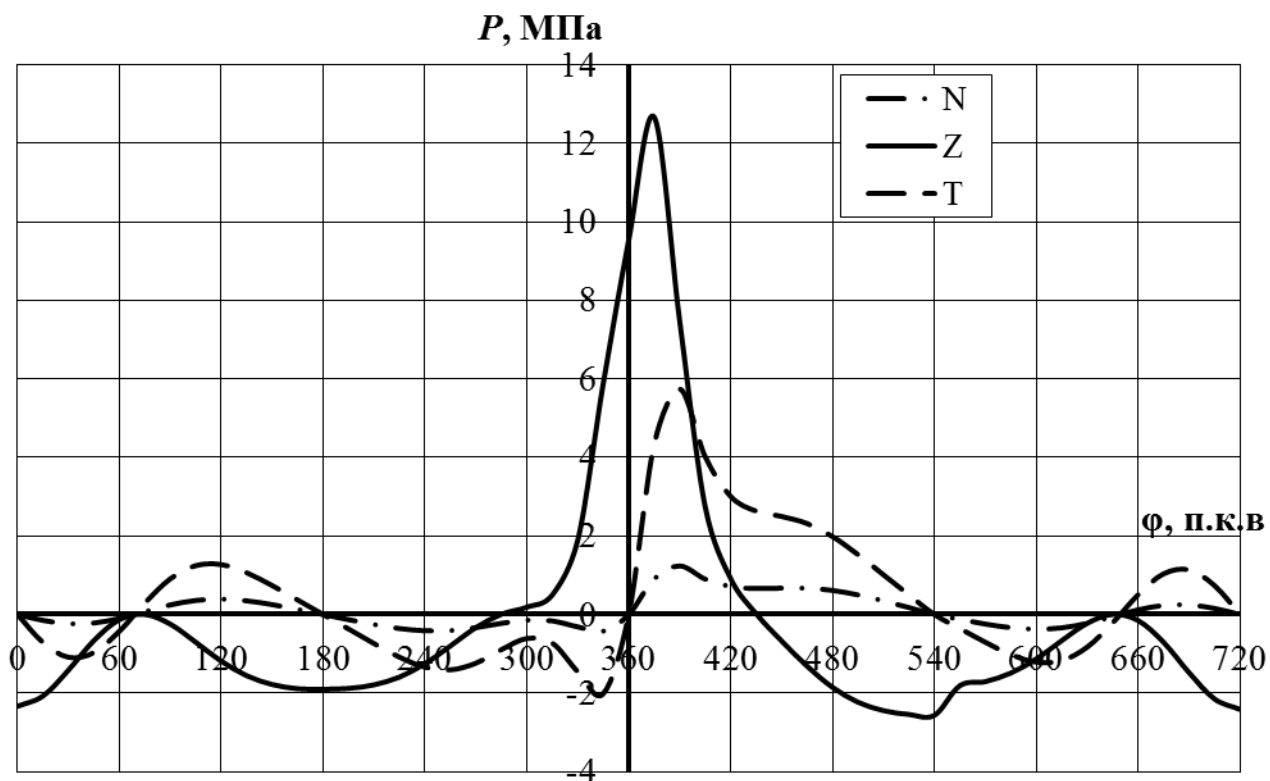


Рисунок 3.4 – Діаграми сил N , Z , T суднового СОД Daihatsu 6DKM-28

Нижче, у табл. 3.3 наведено координати відповідних точок сумарної дотичної сили СОД Daihatsu 6DKM-28. Отримані дані вкрай необхідні перш за все для розрахунку крутного моменту Daihatsu 6DKM-28 й розрахунку його колінвалу на міцність.

Таблиця 3.3 – Координати точок сумарних дотичних сил СОД Daihatsu 6DKM-28

φ°	T_Σ						T_Σ	T^{cp}_Σ
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	1,271	-1,342	0,000	1,986	-1,211	0,70	2,29
15	-0,711	1,065	-1,410	4,337	1,526	-1,174	3,63	2,29
30	-1,090	0,737	-1,238	5,747	1,013	-0,831	4,34	2,29
45	-0,970	0,371	-0,895	4,024	0,499	-0,212	2,82	2,29
60	-0,426	0,000	-0,612	3,009	0,000	0,504	2,47	2,29
75	0,293	-0,369	-0,731	2,632	-0,355	1,037	2,51	2,29
90	0,910	-0,741	-1,459	2,498	-0,707	1,138	1,64	2,29
105	1,245	-1,088	-2,016	2,318	-1,019	0,737	0,18	2,29
120	1,271	-1,342	0,000	1,986	-1,211	0,000	0,70	2,29
							18,29	

Визначення T_{Σ}^{cp} (середня за часом сумарна дотична сила) виконується за даними таблиці 3.3 наступним чином:

$$T_{\Sigma cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 = 18,29 \cdot \frac{15}{120} = 2,29 \text{ МПа}$$

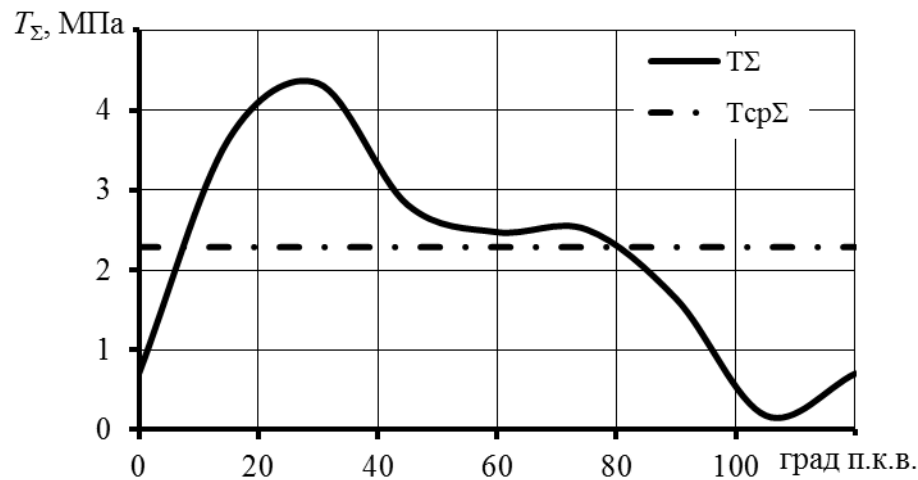


Рисунок 3.5 – Графік зміни сумарних дотичних сил СОД Daihatsu 6DKM-28

3.2. Висновки до розділу

У розділі кваліфікаційної роботи виконано розрахунок сил діючих на КШМ СОД 6ЧН 28/39 Daihatsu 6DKM-28, а також отримано та побудовано діаграми відповідних діючих сил, що представлені кресленням формату А1. Також у розділі було встановлено зміну сумарної дотичної сили СОД та значення середньої за часом сумарної дотичної сили T_{Σ}^{cp} .

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 28/39

4.1. Загальні відомості щодо розрахунку турбокомпресора двигуна 6ЧН 28/39

У розділі визначаються усі потрібні розміри конструкції частини агрегату наддуву(відцентрового компресора) СОД типу 6ЧН 28/39, який повинен забезпечити необхідні двигуну параметри повітря на виході. Також метою розділу є виконання розробки певних елементів конструкції турбокомпресора (ТК) двигуна. Це пов'язано зі зміною певних параметрів роботи прототипу ТК, який обирається для отримання загальної конструкції.

Зокрема у розділі виконується розрахунок всіх елементів проточної частини компресора, за якими робиться складальне креслення турбокомпресора у вигляді поперечного розрізу на форматі А1.

При розробленні конструкції нового ТК використовується конструкція компресора-прототипу в яку обов'язково вносяться усі потрібні зміни, які забезпечують необхідну надійність та працездатність нової конструкції компресора за умов змінених параметрів роботи дизеля.

Розрахунок ступеня компресору виконується спадним методом проектування (так звана зворотна задача). Це коли є усі конструктивні, енергетичні й параметри повітря на вході, а знайти необхідно усі параметри повітря на виході. Такий розрахунок виконується серією наближень допоки не буде отримана задана точність параметрів розрахунку.

4.2. Визначення основних параметрів СОД 6ЧН 28/39 та ТК

Перед проведенням розрахунків нового компресора для СОД 6ЧН 28/39 спочатку потрібно знайти витрату повітря G , потужності, що при цьому буде розвивати дизель N_e та середній ефективний тиск P_e . Далі маючи ці параметри за допомогою полів Π_k — Q областей застосувань типорозмірів ТК обрати потрібний прототип.

					КРБ.142.2227см.24.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

За прототипом отримаємо потрібні для розрахунку розміри, а саме діаметр колеса D_2 . Розрахунки основних параметрів суднового СОД 6ЧН 28/39 та ТК реалізується у табличній формі – табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Визначення основних параметрів СОД 6ЧН 28/39 та ТК

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	D , м	Згідно завдання на проектування	0,28	Діаметр циліндру
2.	S , м		0,39	Хід поршня
3.	n , об/хв		750	Обороти колінчатого вала
4.	i		6	Кількість циліндрів
5.	g_e , кг/кВт·г		0,183	Питома витрата пального
6.	χ		2	Коефіцієнт тактності
7.	φ_a		1,04	Коефіцієнт продувки
8.	ψ		0	Доля ходу поршня, витрачена на продувку
9.	ε		14	Ступень стискання
10.	α		2,27	Коефіцієнт надлишку повітря
11.	γ_r		0,03	Коефіцієнт залишкових газів
12.	ΔT_a , К		20	Підігрів заряду від стінок циліндру
13.	T_r , К		780	Температура остаточних газів
14.	T_o , К		298	Температура навколишнього середовища
15.	P_o , Па		103000	Тиск навколишнього середовища
16.	T_{w1} , К		300	Температура охолоджуючої рідини на вході
17.	Π_k	Згідно завдання на проектування	3,46	Ступінь підвищення тиску
18.	$\eta_{ад}$		0,83	Адіабатний ККД компресора
19.	$\eta_{ох}$		0,9	ККД ОНП
21.	P_s , Па	$P_s = 0,98 \cdot P_o \Pi_k$	346757,74	Тиск повітря в ресивері
22.	T_k , К	$T_k = T_o \left(1 + \frac{\Pi_k^{0,286} - 1}{\eta_{ад}}\right)$	451,94	Температура повітря за компресором
23.	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_{ох} (T_k - T_{w1})$	315,19	Температура повітря в ресивері
24.	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$	348,15	Температура повітря на початку стиску
25.	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$	0,9182	Коефіцієнт наповнення циліндру
26.	G , кг/с	$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \varphi_a (1 - \psi)$	3,30	Масовий розхід повітря

27.	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{G \cdot R \cdot T_{0н}}{P_{0н}}$	2,74	Об'ємний розхід повітря
28.	$N_e, \text{ кВт}$	$N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot \Phi_a}$	1921	Потужність двигуна
29.	$P_e, \text{ Па}$	$P_e = \frac{3,6 \cdot P_s \cdot \eta_n}{R \cdot g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot T_s}$	2,13	Середній ефективний тиск циклу

Кожен з типорозмір ТК (рис. 4.1) використовується у своєму діапазоні параметрів P_k – Q з певними незначними відхиленнями. Використовуючи результати розрахунків таблиці 4.1 можна визначити найбільш підходящий типорозмір для нашого двигуна 6ЧН 28/39. Так положення точки «А» (див. рис. 4.1) відповідає типорозміру – ТК-38 з діаметром колеса $D_2 = 380$ мм. Обраний турбокомпресор буде слугувати прототипом конструкції для подальших розрахунків.

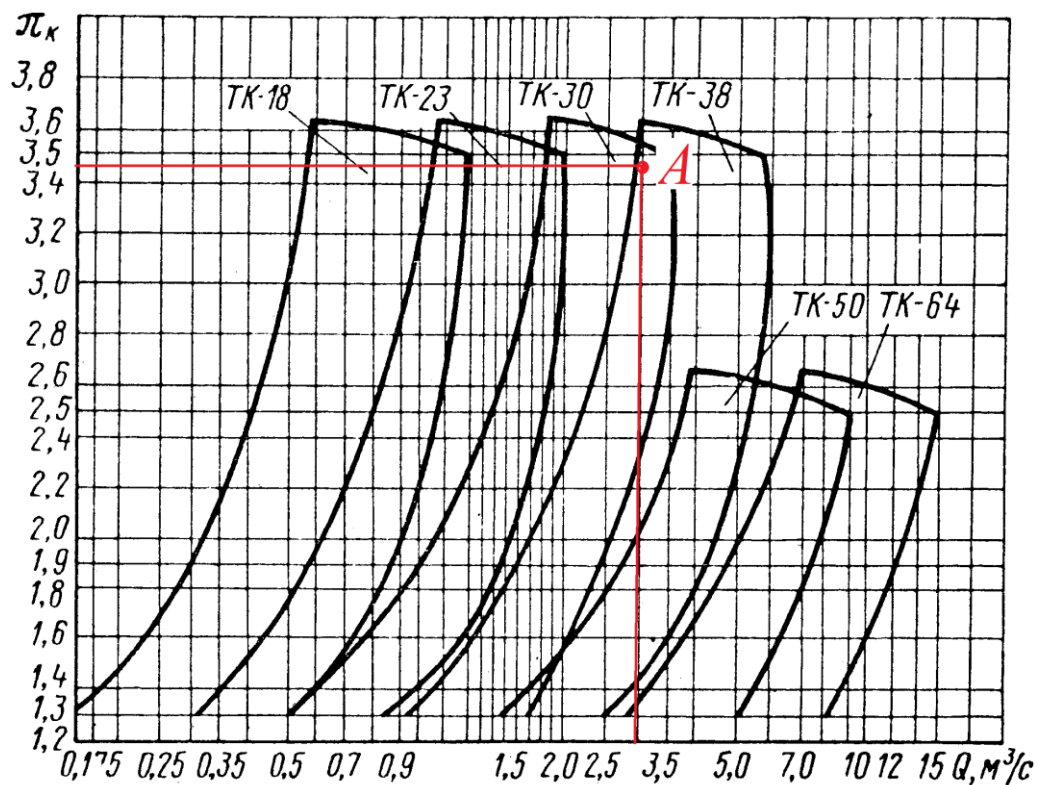


Рисунок 4.1 – Межі можливого використання турбокомпресорів типу ТК

На початку розрахунку компресорного ступеня потрібно визначити окружну швидкість U_2 . Її значення на зовнішньому діаметрі колеса D_2 є фактично енергетичним параметром, що характеризує умови енергопостачання усієї компресорної

ступені агрегату наддуву. Відповідно до рівняння Ейлера U_2 є базовим показником, що характеризує розмір повної внутрішньої роботи L_i , яку виробляє ТК над кожною одиницею маси повітря, що поступає. Параметр L_i пов'язаний з P_k досить складними математичними залежностями, тому визначити їх точно можна тільки після виконання повного розрахунку усіх елементів компресорної частини ТК.

Однак є також і наближена залежність, що дає зв'язок між цими параметрами (P_k , U_2 і L_i). На початкових стадіях розрахунку вплив параметрів втрати енергії в газодинамічних процесах можна врахувати наближено завдяки використанню адіабатного коефіцієнту напору насоса H_k . Цей коефіцієнт на початку визначається приблизно та надає можливість застосовувати приблизну залежність між – P_k , U_2 і L_i . У такому разі замість L_i використовуємо адіабатну роботу $L_{ад}$, що на пряму залежить від L_i , при цьому на відміну від неї може бути просто отримана на початковій стадії підрахунку (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Розрахунок U_2

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	$\bar{H}_K$	$\bar{H}_K = f(D_2)$	1,42	Коефіцієнт напору компресора
2.	$L_{ад}$, Дж/кг	$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	125203,3	Адіабатна робота компресорної ступені
3.	u_2 , м/с	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{\bar{H}_K}}$	419,93	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Таким чином, одержане значення U_2 (див. табл. 4.2) надає нам можливість отримати значення кута входу потоку у робоче колесо, а також встановити значення швидкість потоку перед ним.

На турбокомпресорі обраному за прототип – ТК-38 встановлено вхідний патрубок (який ще називають вхідною ділянкою), що має конусоподібний тип у якому відбуваються певні зміни параметрів потоку повітря (температуру, тиску, швидкості потоку). Визначення цих параметрів виконано у табличному вигляді – табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Розрахунок та конструювання вхідного патрубку ТК

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	$\bar{C}_m$		0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
2.	C_a , м/с		35	Швидкість повітря на вході
3.	C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
4.	C_1 , м/с	$C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$	126,0	Швидкість повітря перед колесом компресора
5.	T_a , К	$T_a = T_o + (2 \dots 5)K$	303	Температура після глушника
6.	T_1 , К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	295,7	Температура повітря перед колесом
7.	P_a , Па	$P_a = (0,97 \dots 0,99) \cdot P_o$	101970	Тиск після глушника
8.	n_1		1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
9.	P_1 , Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$	93496,4	Тиск повітря перед колесом

Для мінімізації втрат енергії у вхідному патрубку компресора з одночасним забезпеченням максимально рівномірного поля потоку на вході у робоче колесо його необхідно зробити у формі конфузору – каналу, який звужується уздовж ходу потоку. Це технічне рішення дозволяє значно підвищити ефективність роботи колеса. Також, така форма сприяє отриманню потоком прискорення уздовж осі патрубка.

Робоче колесо ТК-38 є головним елементом компресора. Воно надає потоку повітря кінетичну енергію. Колесо ТК-38 напіввідкрите, тип радіальної зірки. Робочі лопатки – плоскі радіальні пластини. Вони поєднуються в осевій частині зі спрямляючим апаратом, що також має назву обертаючий спрямляючий апарат (ОСА). Так, необхідно встановити найбільш оптимальні розміри ОСА, для забезпечення ефективного режиму потоку повітря, а також визначити кінцеві параметри потоку за колесом (табл. 4.4).

Таблиця 4.4 – Розрахунок параметрів робочого колеса

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	D_2 , м		0,38	Зовнішній діаметр колеса компресора

2.	$D_o, \text{ м}$	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,116	Діаметр втулки колеса компресора
3.	$\alpha_{\text{ТВ}}$		0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
4.	φ_{2r}	$\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$	0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
5.	z_k		12	Число лопаток робочого колеса компресора
6.	ρ_1	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	1,1016	Густина повітря перед входом в колесо
7.	f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,0238	Площа на вході в колесо
8.	D_H	$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,2090	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
9.	a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,550	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
10.	D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}$	0,1690	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
11.	μ	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,8213	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
12.	$T_2, \text{ К}$	$T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{em}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	384,81	Температура повітря за колесом компресора
13.	η_2		0,92	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
14.	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2$	3,16	Комплекс $\frac{n_2}{n_2 - 1}$
15.	$P_2, \text{ Па}$	$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	215115,71	Тиск повітря за колесом компресора
16.	β_{11}	$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right)$	34,0	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
17.	i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
18.	β_{1L}	$\beta_{1L} = \beta_{11} + i_1$	36,0	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
19.	$\delta_1, \text{ м}$		0,002	Товщина лопаті на входів у колесо
20.	τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_k}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1L}}$	0,962	Коефіцієнт захарашення потоку повітря на вході в ОСА
21.	$C_1^1, \text{ м/с}$	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	131,02	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захарашення

22.	β_{11}^1	$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$	35,0	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарашення лопатками ОСА
23.	β_{1H}	$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H} \right)$	29,6	Кут входу потоку на діаметрі D_H
24.	β_{10}	$\beta_{10} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0} \right)$	45,6	Кут входу потоку на діаметрі D_0
25.	w_{1H}^1 , м/с	$w_{1H}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$	265,6	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
26.	w_{11}^1 , м/с	$w_{11}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$	228,2	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
27.	λ_{Hw}	$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}$	0,83	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
28.	C_{2u} , м/с	$C_{2u} = \mu \cdot u_2$	344,89	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
29.	C_{2r} , м/с	$C_{2r} = \phi_{2r} \cdot u_2$	146,98	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
30.	C_2 , м/с	$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$	374,90	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
31.	α_2	$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right)$ $M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$	23,08	Кут потоку повітря на виході з колеса
32.	M_{C_2}		0,950	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
33.	ρ_2 , кг/м ³	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	1,948	Густина повітря на виході з колеса
34.	b_2 , м	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,010	Ширина колеса на виході
35.	w_2 , м/с	$w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}$	165,03	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
36.	$\hat{w}$		0,72	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

Між робочим колесом та лопатковим дифузоров виконується кільцевий зазор, який забезпечує у компресорі максимальне вирівнювання потоку та зниження тиску при вході у лопатковий дифузор. Цей кільцевий зазор має паралельні стінки. Він має назву – безлопатковий дифузор (БЛД). Режим руху потоку у БЛД відзначається складністю тому, що маса потоку йде по складній траєкторії спірально-подібної форми. Така траєкторія переміщення потоку характеризується кутом, який змінюється між абсолютною швидкістю і нормаллю до радіусу. Як і для ін-

ших частин компресорного ступеня метою розрахунку БЛД є підрахунок кінцевих параметрів, що і представлено у табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Розрахунок параметрів ділянки безлопаткового дифузору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,418	Діаметр на виході з БЛД
2.	y		0,8	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
3.	b_3 , м	$b_3 = y \cdot b_2$	0,008	Ширина БЛД на виході
4.	η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
5.	k_{n3}	$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3$	2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
6.	n_3	$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
7.	$C_3^{(1)}$, м/с	320	337,98	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
8.	T_3 , К	$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	397,91	Температура потоку повітря за БЛД
9.	P_3 , Па	$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	235858,49	Тиск повітря за БЛД
10.	ρ_3 , кг/м ³	$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$	2,065	Густина повітря на виході з колеса
11.	$\lambda_{БЛД}$		0,0075	Коефіцієнт тертя в БЛД
12.	α_3	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \\ &\times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \end{aligned} \right\} \right]$	27,78	Кут виходу потоку повітря з БЛД
13.	C_3 , м/с	$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	337,98	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
14.	M_{C3}	$M_{C3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$	0,84	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

Наприкінці розрахунку БЛД розраховується число Маха для швидкості повітря за безлопатковим дифузором, яке становить згідно табл. 4.5 – $M_{c3}=0,84$ та не

перевищує встановлених меж у 0,80...0,85. Це свідчить о правильності проведенних розрахунків БЛД.

Ще однією важливою частиною компресора є лопатковий дифузор. Він у компресорному ступені забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну. Знаходиться він за ділянкою БЛД. Лопатки у ньому спрямовують потік за траєкторією, що забезпечує підвищення кута α_2 на виході із ЛД у порівнянні з кутом виходу. Це дає можливість скоротити шлях руху потоку порівнюючи з застосуванням БЛД подібної радіальної довжини. Наявність лопаток позитивно вплине на особливості режиму плин у потоку, знижуючи виникнення відривів на розрахунковому режимі. Доцільність використання ЛД напряду залежить від таких факторів – значення α_2 та умов роботи агрегату наддуву. У таблиці 4.6 представлено розрахунок ЛД нового агрегату наддуву.

Таблиця 4.6 – Розрахунок лопаткового дифузору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
2.	D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону	0,684	Діаметр на виході з ЛД
3.	b_4 , м	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m$	0,022	Ширина дифузору на виході
4.	i_3		5	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
5.	$\alpha_{3,l}$	$\alpha_{3,l} = \alpha_3 + i_3$	32,78	Кут установки лопатки ЛД на вході
6.	$\Delta\alpha$		12	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
7.	$\alpha_{4,l}$	$\alpha_{4,l} = \alpha_{3,l} + \Delta\alpha$	44,78	Кут установки лопатки ЛД на виході
8.	k_α		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
9.	α_4	$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin \alpha_{4,l}}{k_\alpha}\right)$	36,33	Кут виходу потоку з ЛД
10.	η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
11.	$\frac{n_4}{n_4 - 1}$	$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$	2,92	Комплекс
12.	$\frac{1}{n_4 - 1}$	$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1$	1,92	Комплекс
13.	$T_4^{(1)}$, К	420	453,73	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні

14.	$C_4, \text{м/с}$	$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin a_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4-1}}$	44,89	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
15.	$T_4, \text{К}$	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	453,73	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
16.	z_d	13,17,19,23,29,31,35	35	Число лопаток дифузору
17.	z_R/z_d		0,34	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
18.	$\delta_3, \text{м}$		0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
19.	$\delta_4, \text{м}$		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
20.	τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3Л}}$	0,852	Коефіцієнт захарашення на вході в ЛД
21.		$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4Л}}$	0,977	Коефіцієнт захарашення на виході в ЛД
22.	f	$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	6,00	Дифузорність ЛД
23.	α_{CP}	$\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4Л} + \alpha_{3Л}}{2}$	38,78	Середній кут установки лопатки в ЛД
24.	δ	$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3Л}}{D_3 \cdot Z_d}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{CP} \right)$	7,87	Кут розкриття еквівалентного дифузору
25.	$P_4, \text{Па}$	$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$	346205,94	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
26.		$\left \frac{P_K - P_4}{P_K} \right \leq 0,05$	0,029	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
27.	$R_L, \text{м}$	$R_L = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos \alpha_{4Л} - D_3 \cdot \cos \alpha_{3Л})}$	0,547	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
28.	$R_{Ц}, \text{м}$	$R_{Ц} = \sqrt{R_L^2 + R_3^2 - R_L \cdot D_3 \cdot \cos \alpha_{3Л}}$	0,388	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
29.	$\rho_4, \text{кг/м}^3$	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	2,659	Густина повітря за ЛД

Повітрозабірна завитка слугує для збирання потоку повітря, який виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки нагнітача. В усіх перетинах повітрозбірної завитки середня інтегральна швидкість є сталою та має значення швидкості на виході з дифузору. Тому фактично зміни тиску у ній не відбувається, а основним призначенням є лише збирання потоку. Визначення конструктивних параметрів повітрозбірної завитки, а також параметрів повітря на виході виконано у табличній формі – табл. 4.7.

					КРБ.142.2227см.24.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.7 – Розрахунок повітрязабірної завитки

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
2.	A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку в завитці
3.	$C_5, \text{м/с}$	$C_5 = C_4 \cdot A$	43,99	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
4.		$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right \leq 0,03$	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
5.		Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці		
6.	η_5	$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2}$	0,000	ККД завитки
7.	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5$	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
8.	$P_5, \text{Па}$	при постійній швидкості $P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{C_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}$ при змінній швидкості $P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$	345670,6	Тиск повітря за завиткою
9.		$\left \frac{P_K - P_5}{P_K} \right \leq 0,05$	0,030	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
10.	$T_5, \text{К}$	$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$	453,77	Температура потоку повітря на виході з завитки
11.	$f_5, \text{м}^2$	$f_5 = \frac{GRT_5}{P_5 C_5}$	0,0282	Площа завитки на виході
12.	$D_5, \text{м}$	$D_5 = \sqrt{\frac{4f_5}{\pi}}$	0,1896	Діаметр виходу завитки

Відповідно до результатів розрахунку (див. табл.4.7) повітрязабірна завитка має сталу швидкість, а тому температура потоку на виході буде майже такою, як і на вході.

Наприкінці необхідно визначити основні параметри нового турбокомпресора модернізованого двигуна 6ЧН 28/39 (табл. 4.8).

Таблиця 4.8 – Визначення основних параметрів турбокомпресора

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	$\eta_{ад}$	$\eta_{ад} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$	0,85	Адіабатний ККД компресора
	η_m	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
2.	N_K , кВт	$N_K = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}$	515,73	Потужність приводу компресора
3.	n_{mk} , об/хв	$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$	21106	Частота обертів ротора турбокомпресора

4.3. Опис спроектованого турбокомпресора двигуна 6ЧН 28/39

Розроблений у даному розділі турбокомпресор маркується як ТК-38 (рис. 4.2) та призначений для подачі повітря під надлишковим тиску ($P_k = 3,46$) з метою збільшення потужності та економічності суднового дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28). Він складається з одноступеневої осьової турбіни та відцентрового компресора, колеса яких розташовані на валу консольно щодо опор ротора (див. рис. 4.2).

Колесо компресора і його обертовий напрямний апарат насаджені на шліци вала з натягом. Шийки вала ротора, упорний торець вала і канавки під ущільнювальні кільця азотовані для підвищення їхньої зносостійкості. У канавках на валу й упорній втулці встановлено розрізні кільця ущільнювачів. Статор турбокомпресора складається з корпусів, равликів повітряного і газового, дифузора і випускного патрубку. У корпусі встановлено бронзові опорно-упорний і опорний підшипники, сопловий апарат і лабіринт. Підшипники складаються з двох половин, центруються втулками і прикріплюються болтами до нижньої половини корпусу. Опорні поверхні підшипників покриті сплавом олова і свинцю. Торці опорно-упорного підшипника мають бабітову заливку.

У корпусах підшипників розташовані бронзові вкладиші, поверхні ковзання яких (отвори й упорні торці) покриті приробітковим покриттям ВАП-2. Вкладиші в корпусах утримуються від обертання сталевими фіксаторами. Половини корпусів підшипників скріплені між собою болтами. Підшипники змащуються маслом,

					КРБ.142.2227ст.24.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

що надходить із масляної системи дизеля через штуцер. З підшипників масло зливається в порожнину а і далі в картер дизеля. Корпус охолоджується водою, стики отворів для перетікання води ущільнені гумовими кільцями. Вода з системи охолодження дизеля надходить у порожнину спеціальним каналом виходить у охолоджувач.

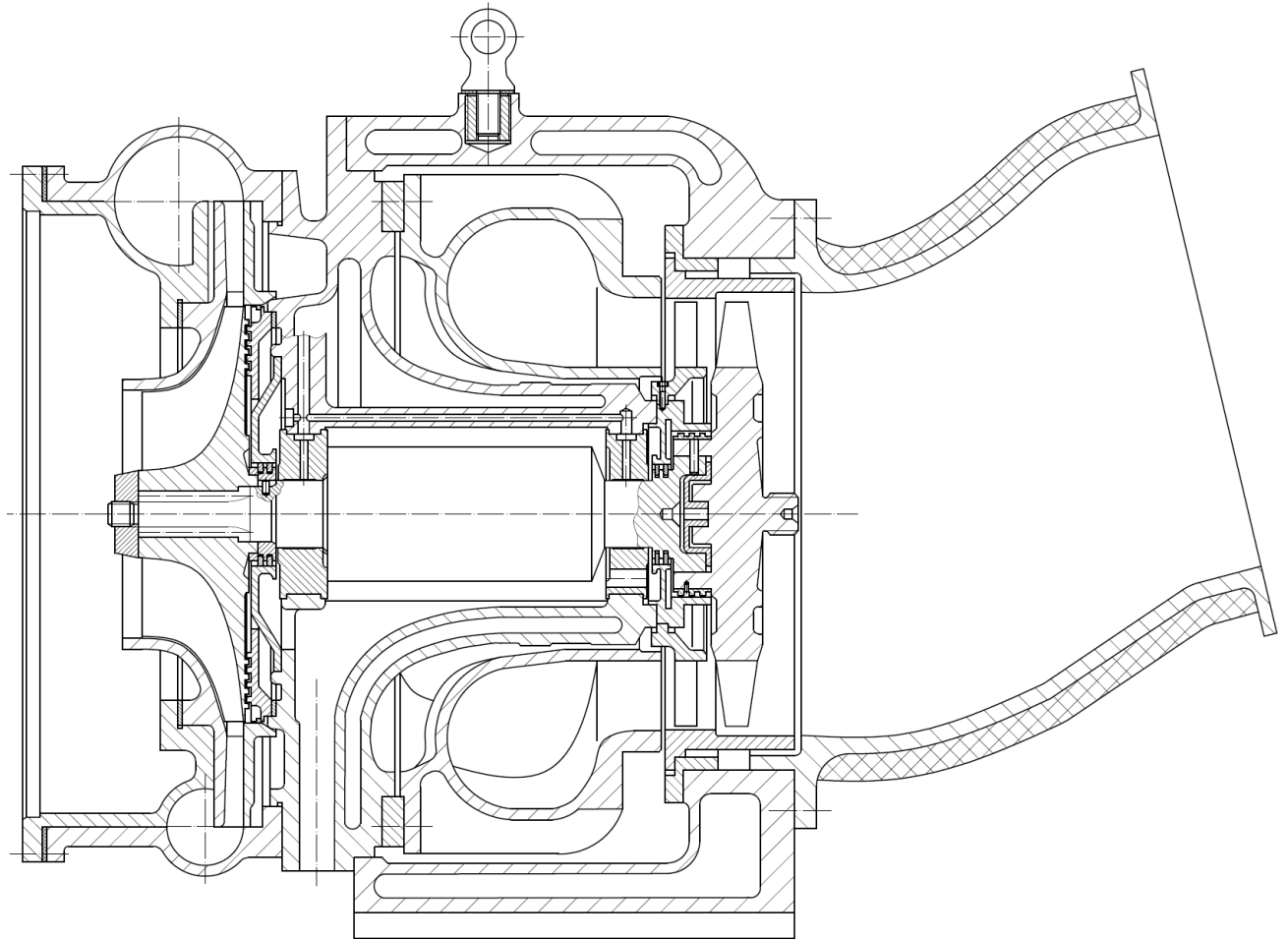


Рисунок 4.2 – Спроекований турбокомпресор ТК-38 для СОД 6ЧН 28/39

Випускний патрубок покритий теплоізоляційним матеріалом. У корпусі встановлені екрануючі жарові труби зі сталі 2Х13Л для проходу газу з випускних колекторів у газовий равлик.

Ротор складається з вала, колеса компресора, диска турбіни з робочими лопатками, упорної та лабіринтової втулок. Вал ротора має дві опорні шийки, поверхня яких, упорний торець вала і канавки під ущільнювальні кільця мають високу твердість. Робочі лопатки на диску кріпляться за допомогою замків ялинкової форми і фіксуються від осьового переміщення стопорними пластинами.

					КРБ.142.2227см.24.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Найбільш напруженими деталями розробленого нагнітача є робочі лопатки турбіни, що визначають у багатьох випадках надійність і термін служби усього турбокомпресора; вони сприймають напруження від розтягування і вигину, що викликаються дією відцентрових сил, а також сил, що виникають унаслідок зміни напрямку руху газу в міжлопаткових каналах. Загальний перепад температур по перу лопаток турбіни становить 37°C . Температури в зоні штифтового з'єднання диска турбіни з маточиною вала становлять 220°C , а радіальний перепад температур по диску – $130\dots 140^{\circ}\text{C}$.

4.4. Висновки до розділу

Результати проведених вище, розрахунків підтвердили можливість та доцільність використання нового спроектованого турбокомпресора типу ТК-38 на судновому СОД – 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28).

Було отримано основні конструктивні розміри турбокомпресора ТК-38 які є підґрунтям для створення компанувального креслення агрегату наддуву (креслення ТК у вигляді поперечного розрізу на форматі А1).

Спроекований відцентровий компресор забезпечує масову витрату повітря на дизелі $G = 3,3 \text{ кг/с}$, степінь підвищення тиску $P_k = 3,46$, при цьому ККД агрегату складатиме $\eta_{ад} = 0,85$. Температура повітря на виході з компресорної частини ТК складатиме $T_k = 453,8 \text{ К}$ ($\approx 181^{\circ}\text{C}$). Потужність яка потрібна для приводу компресора – $N_k = 515,7 \text{ кВт}$ при частоті обертання його ротору у 21106 хв^{-1} .

					КРБ.142.2227ст.24.09.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 28/39

5.1. Розрахунок і розробка паливної системи СОД 6ЧН 28/39

Двигун 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) спроектовано з припущенням, що він буде працювати на важкому паливі – мазуті (рис. 5.1). У разі використання важкого мазуту, відповідна попередня підготовка мазуту перед подачею на вході в дизель є особливо важливою, а якість мазуту буде мати значний вплив на різне обладнання, таке як насос для впорскування мазуту.

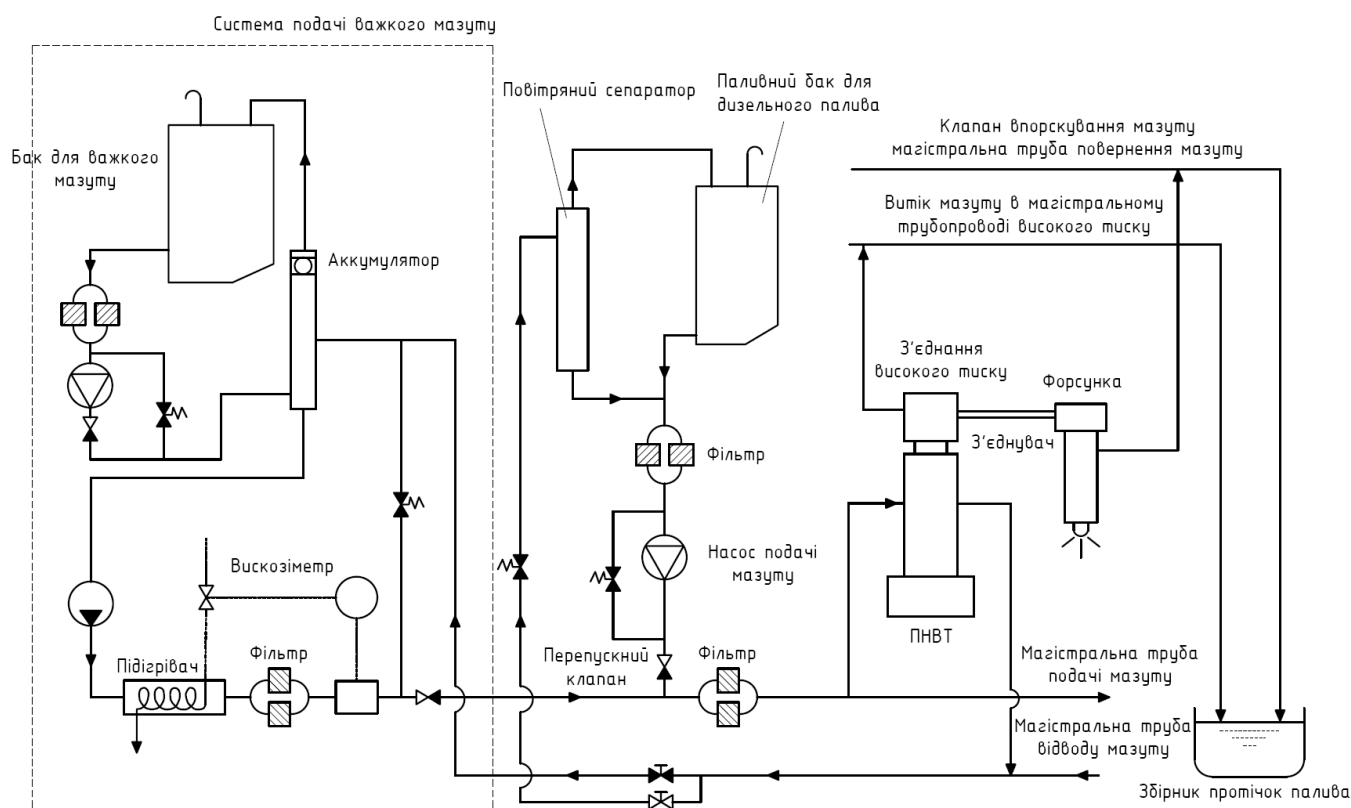


Рисунок 5.1 – Паливна система СОД 6ЧН 28/39

Оскільки не тільки окремі системи, але й установки та обладнання також відрізняються залежно від сорту палива, що використовується потрібно не забувати виконувати відповідне технічне обслуговування, перевірку та регулювання відповідно до інструкцій з експлуатації кожної установки та обладнання.

Основними компонентами системи двигуна є фільтр очищення, клапан запобіжний, клапан подачі мазуту, трубопроводи, підігрівачі, віскозиметр тощо (рис. 5.2).

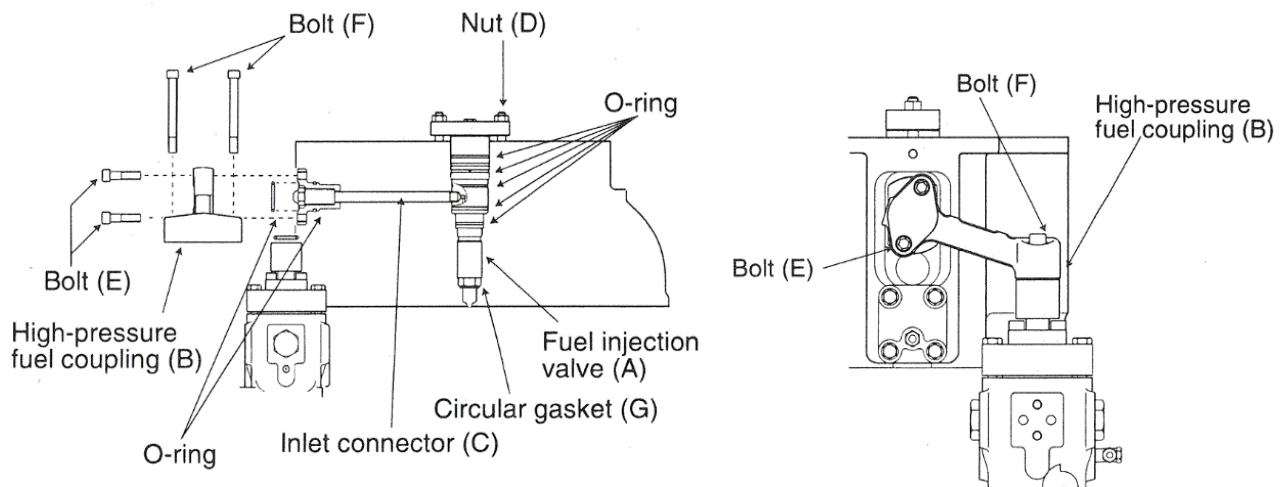


Рисунок 5.2 – Елементи паливної системи дизеля Daihatsu 6DKM-28 та їх кріплення

Частини паливної системи, такі як насос високого тиску (рис. 5.3) для впорскування палива (ПНВТ) та форсунка впорскування мазуту, є прецизійними деталями, і тому, якщо в мазут потрапляє пил або сторонні речовини, це призводить до несправностей, таких як заклинювання.

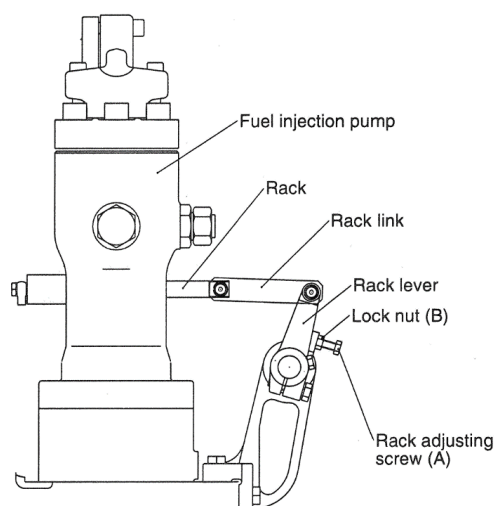


Рисунок 5.3 – Загальний вигляд ПНВТ дизеля Daihatsu 6DKM-28

Запобіжний клапан мазуту встановлюється на зчитувальному кінці магістральної труби мазуту і працює для підтримання тиску на вході насоса впорскування

					КРБ.142.2227см.24.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

мазуту у відповідному діапазоні. Надлишок мазуту повертається в систему подачі через запобіжний клапан. Тиск мазуту залежить від вихідного тиску в системі подачі, а також змінюється в залежності від в'язкості мазуту.

У разі використання важкого мазуту можна легко відрегулювати так, щоб тиск залишався на рівні відповідної в'язкості і знаходився в межах синьої позначки на манометрі. Тому, якщо під час роботи тиск відхиляється від зазначеного діапазону, необхідно не забувати спочатку перевірити, чи відповідає в'язкість мазуту вимогам, перш ніж починати розбирати і перевіряти запобіжний клапан для зливу мазуту.

Насос подачі мазуту (рис. 5.4) встановлений на передній стороні двигуна і приводиться в дію від корпусу допоміжної передачі через привід насоса. Насос трохоїдного типу, а запобіжний клапан вбудований у верхню частину кришки.

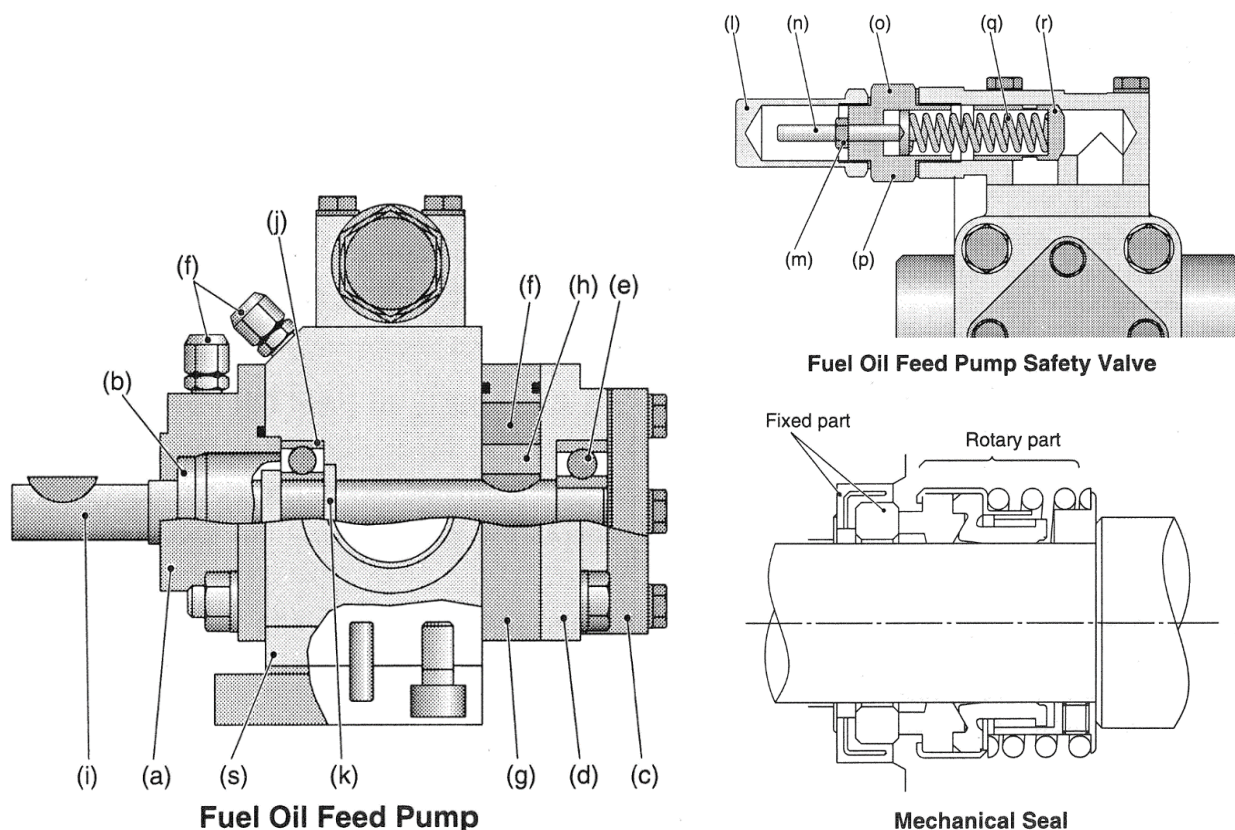


Рисунок 5.4 – Загальний вигляд та устрій насоса подачі мазуту

Розрахунок паливної системи середньообертового двигун 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) реалізовано у табличній формі (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Розрахунок параметрів паливної системи Daihatsu 6DKM-28

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення або вибору	Значення
1	Питома витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	З розрахунку циклу	0,183
2	Потужність двигуна	N_e , кВт	Вихідні дані	1912
3	Частота обертання	n , об/хв	Вихідні дані	750
4	Кількість циліндрів	i	Вихідні дані	6
5	Циклова подача палива	$g_{ц}$, кг/цикл	$g_{ц} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{дв} i}$	0,000324
6	Коефіцієнт тактності	τ	—	0,5
7	Морський коефіцієнт запасу палива	K_m	1,1...1,2	1,1
8	Час ходового режиму	τ_x , год	—	20
9	Запас палива	$G_{п}$, т	$G_{п} = [K_m \cdot g_e \cdot N_e \cdot \tau_x] \cdot 10^{-3}$	7,697
10	Щільність палива	$\rho_{п}$, кг/м ³		890
11	Коефіцієнт захащення цистерни	K_1	1,01...1,05	1,01
12	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм витратної цистерни	K_2	1,03...1,05	1,03
13	Ємність витратної цистерни	V , м ³	$V = (G_{п} / \rho_{п}) K_1 K_2 \cdot 10^3$	8,997
14	Коефіцієнт запасу подачі палива	K_3	1,5...2,0	1,5
15	Продуктивність насоса підкачки палива	$W_{пн}$, м ³ /год	$W_{пн} = K_3 N_e g_e / \rho_{п}$	0,8589
16	Тиск нагнітання насоса підкачки палива	p , МПа	—	0,5
17	Коефіцієнт запасу потужності	K_4	1,1...1,5	1,1
18	КПД поршневого насоса підкачки палива	η	0,6...0,7	0,7
19	Потужність привода насоса підкачки палива	N , кВт	$N = W_{пн} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta)$	0,1287
20	Швидкість фільтрації	$v_{т2}$, м/с	—	0,02
21	Коефіцієнт живого перетину	$K_{ж.п.}$	0,2...0,3	0,2
22	Площа поверхні фільтруючих елементів	$F_{ф}$, м ²	$F_{ф} = W_{пн} / (3600 v_{т2} K_{ж.п.})$	0,04095
23	Добова витрата	B_d , кг/доба	$B_d = g_e \cdot N_e \cdot 24$	$8,4 \cdot 10^3$
24	Кількість сепараторів	n_c	—	1
25	Час роботи сепаратора	τ_c , год	8...12	12
26	Пропускна здатність сепаратора	$W_{п.с.}$, м ³ /год	$W_{п.с.} = B_d / (\rho_{п} n \tau)$	0,786
27	Геометрична тривалість упорскування палива	ϕ_r , град	—	18
28	Середня швидкість плунжера	C_m , м/с	1,0...1,2	1,2
29	Хід плунжера ПНВТ	h_r , мм	$h_r = C_m \cdot \phi_r \cdot 10^2 / 6 \cdot \omega$	5,1
30	Коефіцієнт подачі плунжера	h_1	0,7...0,9	0,7
31	Питома вага палива	γ_r , г/см ³	—	0,89
32	Діаметр плунжера ПНВТ	d_r , мм	$d_r := 1,13 \sqrt{\frac{g_{сmax}}{h_r \cdot \gamma_r \cdot \eta_1}}$	11,5

33	Циліндрова потужність дизеля	$N_{ц}, \text{кВт}$	$N_{ц} = N_e / i$	318,7
34	Найбільша циклова подача	$g_{ц\max} \text{ г/цикл}$	$g_{ц\max} = 1,25 \frac{g_e N_{e\text{ц}}}{60 n_{\text{дв}} Z}$	0,00324
35	Час упорскування палива	$\tau, \text{с}$	$\tau = \varphi_r / 6 \cdot n$	0,0044
36	Середні тиски палива у циліндрі	$P_{\psi}, \text{МПа}$	—	21
37	Середні тиски газів у циліндрі	$P_{и}, \text{МПа}$	—	28
38	Коефіцієнт витікання палива із соплових отворів	μ_c	0,6...0,9	0,9
39	Середня умовна швидкість упорскування	$v_{п}, \text{м/с}$	$v_n = \mu_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{P_{\psi} - P_{и}}{\rho_{и}}}$	486,45
40	Сумарна площа соплових отворів	$f_c, \text{м}^2$	$f_c = g_{\text{сmax}} / v_r \cdot \tau \cdot 10^2$	$2,94 \cdot 10^{-6}$
41	Кількість соплових отворів	i_c	—	6
42	Діаметр соплового отвору	$d_c, \text{м}$	$d_c = 1,13 \cdot \sqrt{f_c / i_c}$	0,00079
43	Довжина соплового отвору	$l_c, \text{м}$	$l_c = (3 \dots 4 \dots 4) d_c$	0,00237

5.2. Розрахунок і розробка масляної системи СОД 6ЧН 28/39

Загальна схема масляної системи суднового дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) представлена на рис. 5.5.

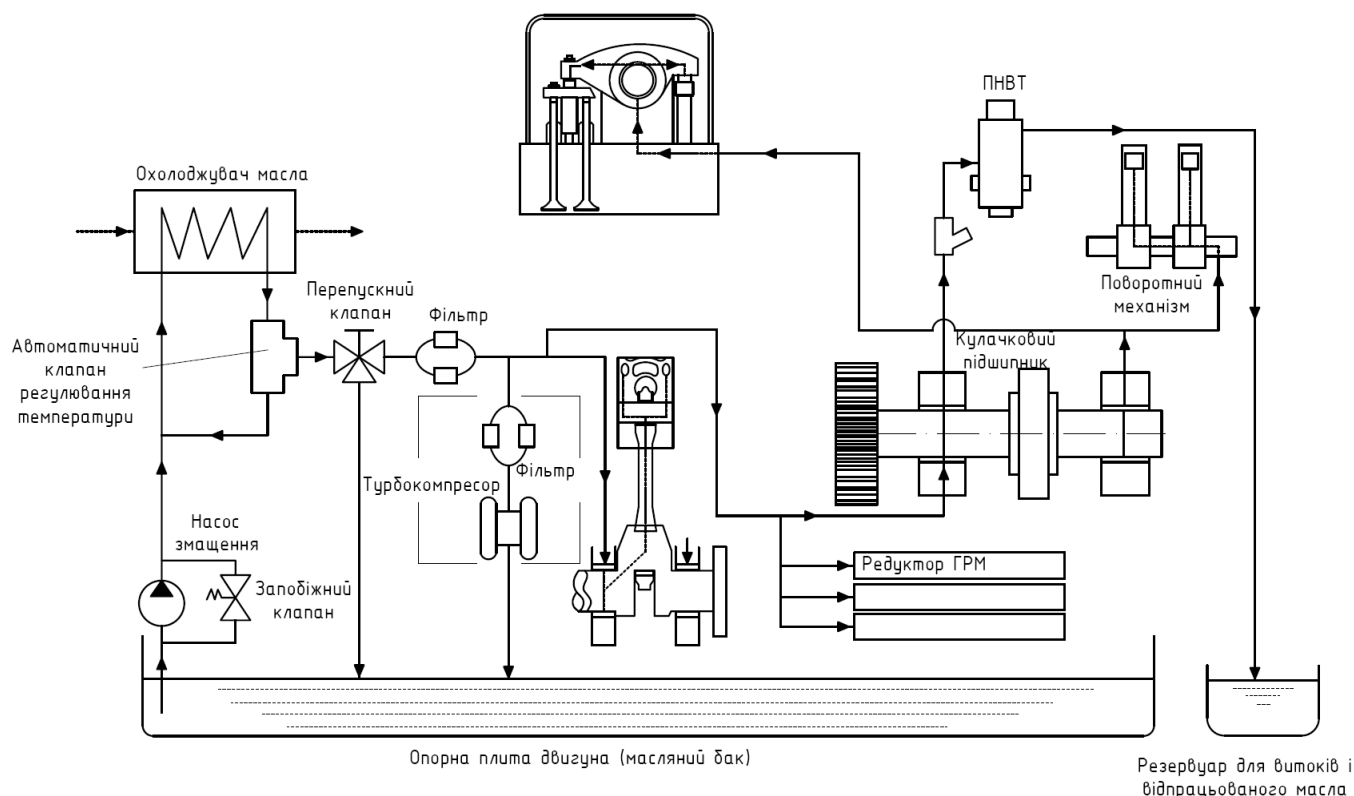


Рисунок 5.5 – Масляна система СОД 6ЧН 28/39

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.09.05.ПЗ

Аркуш

Масляний насос встановлений на передній частині дизеля 6ЧН 28/39, і він приводиться в дію допоміжною шестернею, прикріпленою до колінчастого валу. Терморегулювальний клапан встановлюється на охолоджувач масла (рис. 5.6) в зборі. Фільтр масла також встановлений на двигуні. Клапан зливу масла монтується на монтажній основі фільтра масла (рис. 5.7) або встановлюється на трубопроводі з боку входу в фільтр. В якості фільтрів для масла турбокомпресора МЕТ і насоса впорскування палива встановлені спеціальні фільтри підвищеної точності відповідно.

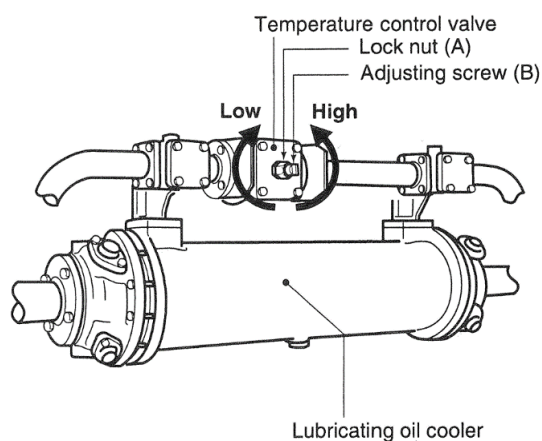


Рисунок 5.6 – Загальний вигляд масляного охолоджувача дизеля Daihatsu 6DKM-28

Насос змащення має редукторний тип, а всі 5 підшипників, що використовуються в насосі, є голчастими підшипниками. Крім того, в кришку насоса вбудований запобіжний клапан.

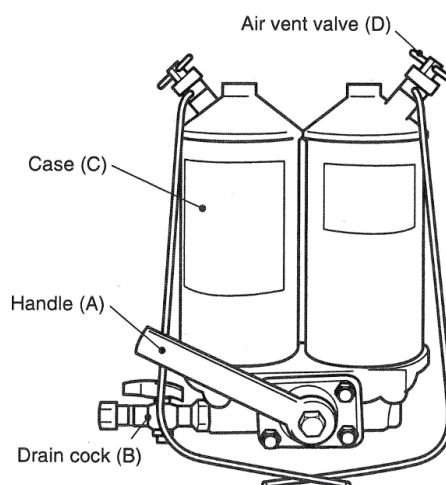


Рисунок 5.7 – Масляний фільтр дизеля Daihatsu 6DKM-28

					КРБ.142.2227см.24.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Охолоджувач масла встановлюється на загальній опорній плиті в зборі з терморегулювальним клапаном або окремо. Поверхня охолодження – багатотрубчаста. У разі використання морської води на бічні кришки з обох боків наноситься захисний цинк. Якщо на поверхні охолоджувальних трубок МО накопичується шлам, ефективність охолодження різко знижується. Тому не треба забувати проводити технічне обслуговування відповідно до інтервалів технічного обслуговування, зазначених у переліку робіт з капітального ремонту та технічного обслуговування.

Клапан зливу масла вбудований в нижній блок масляного фільтра або встановлений на трубопроводі з боку входу в фільтр (див. рис. 5.7). Надлишок масла повертається в масляний піддон або в масляний бак на опорній плиті двигуна. Регулювання тиску масла можна виконати поворотом регулювального гвинта (а) і зміною сили пружини.

Клапан регулювання температури масла є різновидом клапанів змішувального типу з клапанами потрійного напрямку, і передбаченим загальним портом, високотемпературним портом і низькотемпературним портом. Клапан відкривається або закривається за допомогою активації шпинделя, який висувається і втягується під дією сили розширення або стиснення воску воскової гранули, розташованої в загальному порту. Коли температура масла підвищується, віск у воскових гранулах розширюється, і шпиндель витягується вгору. В цей час, оскільки стрижень верхня частина не може рухатися вгору через те, що на неї тисне пружина, її реактивна сила штовхає клапан вниз, відкриваючи отвір, а температура масла в отворі може регулюватися в межах заданого значення. Пружина подушки буде стиснута і запобігатиме пошкодженню гранули, коли шпиндель буде продовжувати рухатися вгору в стані, коли високотемпературний порт повністю закритий. У випадку, якщо температура масла на вході в двигун аномально підвищилася через несправність гранули і т.п., температуру можна знизити, закрутивши рукою регулювальний гвинт, як екстрений захід, натиснути на клапан, відкрити отвір, а потім знизити температуру.

					КРБ.142.2227см.24.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок масляної системи дизеля Daihatsu 6DKM-28 виконана у табличній формі (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Розрахунок параметрів масляної системи Daihatsu 6DKM-28

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення або вибору	Значення
1	Питома витрата масла ГД	g_m , г/(кВт·год)	Паспортні дані двигуна	0,3
2	Коефіцієнт морського запасу	K_m	1,1...1,2	1,1
3	Кількість масла в циркуляційній системі двигуна	$G_{сц}$, кг	—	1000
4	Кількість змін масла в системі за рейс	K	при $\tau_x / \tau_m \leq 1$ $K=1$; при $\tau_x / \tau_m > 1$ значення K округлюють до ближчого більшого числа	1
5	Час ходу	τ_x , год	—	1000
6	Термін служби масла згідно ТУ	τ_m , год	—	10000
7	Основний запас масла	$G_{цм}^д$, т	$G_{цм}^д = K_m [g_m \cdot N_e \cdot \tau_x + G_{сц} \cdot (K+1)] \cdot 10^{-3}$	2,8
8	Густина масла	ρ_m , кг/м ³	—	870
9	Коефіцієнт, що враховує загромодження цистерни	K_1	1,02...1,05	1,02
10	Коефіцієнт «мертвого» об'єму цистерни	K_2	1,02...1,05	1,05
11	Ємність цистерни основного запасу	$V_{оз}$, м ³	$V_{оз} = \frac{G_{цм}^д}{\rho_m} \cdot K_1 \cdot K_2$	3,49
12	Коефіцієнт запасу подачі	K_v	1,2...1,5	1,5
13	Доля теплоти, що сприймає масло	$\alpha_{тр}$	0,4...0,45	0,45
14	Доля теплоти, що сприймає масло при охолодженні поршнів	$\alpha_{п}$	0,04...0,05	0,05
15	Теплоємність масла	c_m , кДж/(кг·К)	1,67...2,01	1,7
16	Різниця температур на виході та вході масла у двигун	Δt_m , К	$\Delta t_m = t_{2м} - t_{1м} = 5...8K$	7
17	Перепад температури масла	$\Delta t_{п}$, К	$\Delta t_{п} \approx 15K$	15
18	Теплота $Q_{тр}$	$Q_{тр}$, кДж/год	$Q_{тр} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{тр}$	$281,04 \cdot 10^3$
19	Теплота $Q_{п}$	$Q_{п}$, кДж/год	$Q_{п} = \alpha_{п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_H^p$	$672,33 \cdot 10^3$
20	Витрата масла для відводу $Q_{тр}$	W_1 , м ³ /год	$W_1 = \frac{Q_{тр}}{c_m \rho_m \Delta t_m}$	15,75
21	Витрата масла через поршні $Q_{п}$	W_2 , м ³ /год	$W_2 = \frac{Q_{п}}{c_m \rho_m \Delta t_{п}}$	37,7
22	Продуктивність масляного насоса	$W_{мн}$, м ³ /год	$W_{мн} = K_v \cdot (W_1 + W_2)$	63,61
23	Допустима швидкість масла	v_m , м/с	0,01...0,02	0,02

	для сітчастих фільтрів			
24	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп}$	0,2..0,3	0,2
25	Площа фільтруючого елемента ФГО	$F_{фго}, м^2$	$F_{фго} = \frac{W_{пн}}{3600 \cdot K_{жп} \cdot v_m}$	4,417
26	Питома пропускна здатність матеріалу фільтруючого елемента	$g_{ф}, м^3/(м^2 \cdot год)$	1,5...2,0	2
27	Площі фільтруючого елемента ФГО	$F_{фго}, м^2$	$F_{фго} = \frac{W_{пн}}{g_{ф}}$	31,8
28	Температура масла на вході в МО	t_1, K	—	363
29	Температура масла на виході з МО	t_2, K	—	357
30	Температура забортної води на вході в МО	t^3_1, K	—	305
31	Температура забортної води на виході з МО	t^3_2, K	—	315
32	Температурний напір	$\Delta t, K$	$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t^3_1 + t^3_2}{2}$	50
33	Коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм	$k, кДж/(м^2 \cdot год \cdot K)$	800...1100	1100
34	Коефіцієнт запасу поверхні	k_3	1,2...1,3	1,2
35	Поверхня МО	$F_{мо}, м^2$	$F_m = \frac{Q_{тр} + Q_{п}}{k \cdot \Delta t} \cdot k_3$	20,8

5.3. Розрахунок і розробка системи охолодження СОД 6ЧН 28/39

Загальна схема системи охолодження суднового дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) представлена на рис. 5.8. Система водяного охолодження дизеля 6ЧН 28/39 поділяється на систему охолодження деталей двигуна і систему для охолодження теплообмінників (повітроохолоджувача і охолоджувача мастила).

У стандартній комплектації водяний насос системи охолодження деталей двигуна встановлений на дизелі, а водяний насос системи охолодження теплообмінників встановлений окремо. Вихідний патрубок системи охолодження деталей двигуна оснащений клапаном регулювання температури.

У разі використання важкого мазуту форсунка впорскування мазуту охолоджується водою (масляним охолодженням залежно від специфікації), а охолоджуюча вода подається у вигляді відгалуження від системи охолодження деталей.

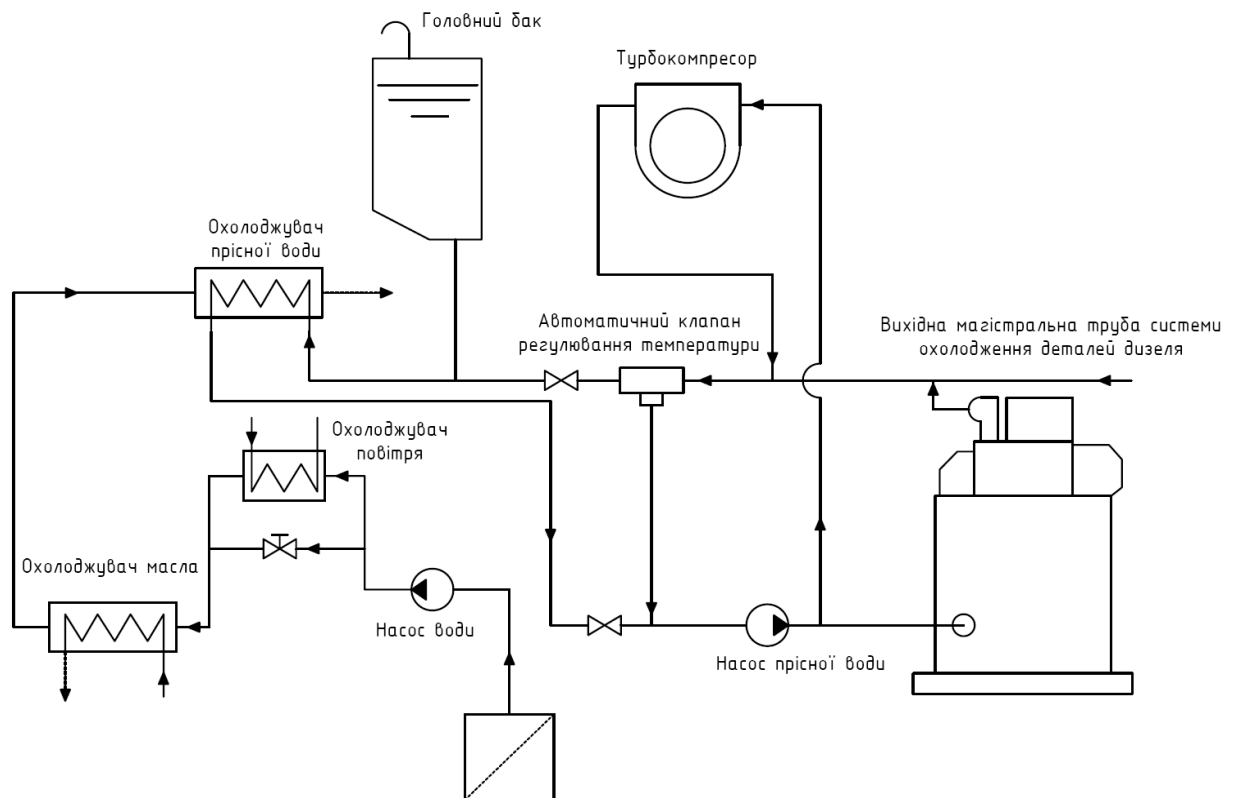


Рисунок 5.8 – Система охолодження СОД 6ЧН 28/39

Насос системи водяного охолодження сорочки - спірального типу, він встановлений на передній частині двигуна і приводиться в дію допоміжною приводною шестернею, розташованою на передньому кінці колінчастого валу.

Тиск охолоджувальної води складає: 0,25...0,35 МПа. Тиск охолоджувальної води в сорочці дизеля суттєво змінюється залежно від зовнішніх умов, таких як напір у розширювальному баку охолоджувальної води, опір трубопроводу тощо.

Якщо тиск охолоджувальної води занадто низький, це призведе до корозії рами двигуна або гільзи циліндра, тому необхідно регулювати тиск охолоджувальної води на виході з двигуна за допомогою клапана або отвору, щоб тиск був належним під час роботи двигуна.

Температура охолоджувальної води становить: 70... 75°C (на виході з двигуна). Якщо температура охолоджувальної води сорочки охолодження занадто низька, це може призвести до неправильного згоряння або корозії чи зносу деталей навколо камери згоряння, тому слід пам'ятати, що двигун слід запускати з навантаженням після підвищення температури охолоджувальної води шляхом прогріву.

					КРБ.142.2227см.24.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура охолоджувальної води підтримується в належному діапазоні за допомогою терморегулювального клапана, встановленого між входом і виходом охолоджувальної води сорочки (входом і виходом охолоджувача свіжої води). Цей температурний клапан є автоматичним перепускним клапаном, який функціонально ідентичний клапану регулювання температури масла. Розрахунок системи охолодження дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) виконано у табличній формі (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Розрахунок параметрів системи охолодження Daihatsu 6DKM-28

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення або вибору	Значення
1	Загальна кількість прісної води в системі	$V_B, \text{м}^3$	Паспортні дані	3,5
2	Коефіцієнт температурного розширення води	β_t	—	0,00043
3	Приріст температури при роботі двигуна	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	50...70	65
4	Об'єм розширювальної цистерни	$V_{\text{рц}}, \text{м}^3$	$V_{\text{рц}} = 2 \cdot V_B \cdot \beta_t \cdot \Delta t$	0,2
5	Коефіцієнт запасу подачі насосу	$K_{\text{п}}$	1,1...1,15	1,1
6	Теплоємність прісної води	$c_{\text{пв}}, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$	—	4,19
7	Густина прісної води	$\rho_{\text{пв}}, \text{кг}/\text{м}^3$	—	1000
8	Перепад температур при охолодженні циліндрів	$\Delta t_{\text{ц}}, ^\circ\text{C}$	8...10	10
9	Доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від циліндрів	α_{w1}	0,12...0,14	0,12
10	Перепад температур при охолодженні поршнів	$\Delta t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$	5...8	8
11	Доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від поршнів	α_{w2}	0,04...0,05	0,04
12	Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від циліндрів	$Q_{\text{ц}}, \text{кДж}/\text{год}$	$Q_{\text{ц}} = \alpha_{w1} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}$	$1792,87 \cdot 10^3$
13	Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від поршнів	$Q_{\text{п}}, \text{кДж}/\text{год}$	$Q_{\text{п}} = \alpha_{w2} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}$	$597,62 \cdot 10^3$
14	Кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів	$W_{\text{ц}}, \text{м}^3/\text{год}$	$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{ц}} \cdot \rho_{\text{п}}}$	1,51
15	Кількість прісної води, необхідної для охолодження поршнів	$W_{\text{п}}, \text{м}^3/\text{год}$	$W_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}}}$	0,51

16	Продуктивність циркуляційного насоса	$W_{\text{пцн}}, \text{ м}^3/\text{год}$	$W_{\text{пцн}} = K_{\text{п}} \cdot (W_{\text{ц}} + W_{\text{п}})$	2,1
17	Коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм	$k, \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$	—	5000
18	Температура прісної води на вході в ВВО	$t_1^{\text{п}}, \text{ К}$	—	353
19	Температура прісної води на виході з ВВО	$t_2^{\text{п}}, \text{ К}$	—	345
20	Температура заборотної води на вході в ВВО	$t_1^3, \text{ К}$	—	305
21	Температура заборотної води на виході з ВВО	$t_2^3, \text{ К}$	—	315
22	Середня різниця температур між заборотною і прісною водою	$\Delta t_{\text{ср}}, \text{ К}$	$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_1^{\text{п}} + t_2^{\text{п}}}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2}$	39
23	Площа поверхні теплообміну ВВО	$F_{\text{ВВО}}, \text{ м}^2$	$F_{\text{ВВО}} = \frac{Q_{\text{ц}} + Q_{\text{п}}}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}}$	12,26

5.4. Розрахунок і розробка системи стиснутого повітря СОД 6ЧН 28/39

Загальна схема системи пуску стиснутим повітрям суднового дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) представлена на рис. 5.9. Основними компонентами системи повітряного пуску є клапан пускового повітря, поворотний клапан пускового повітря і пусковий робочий клапан.

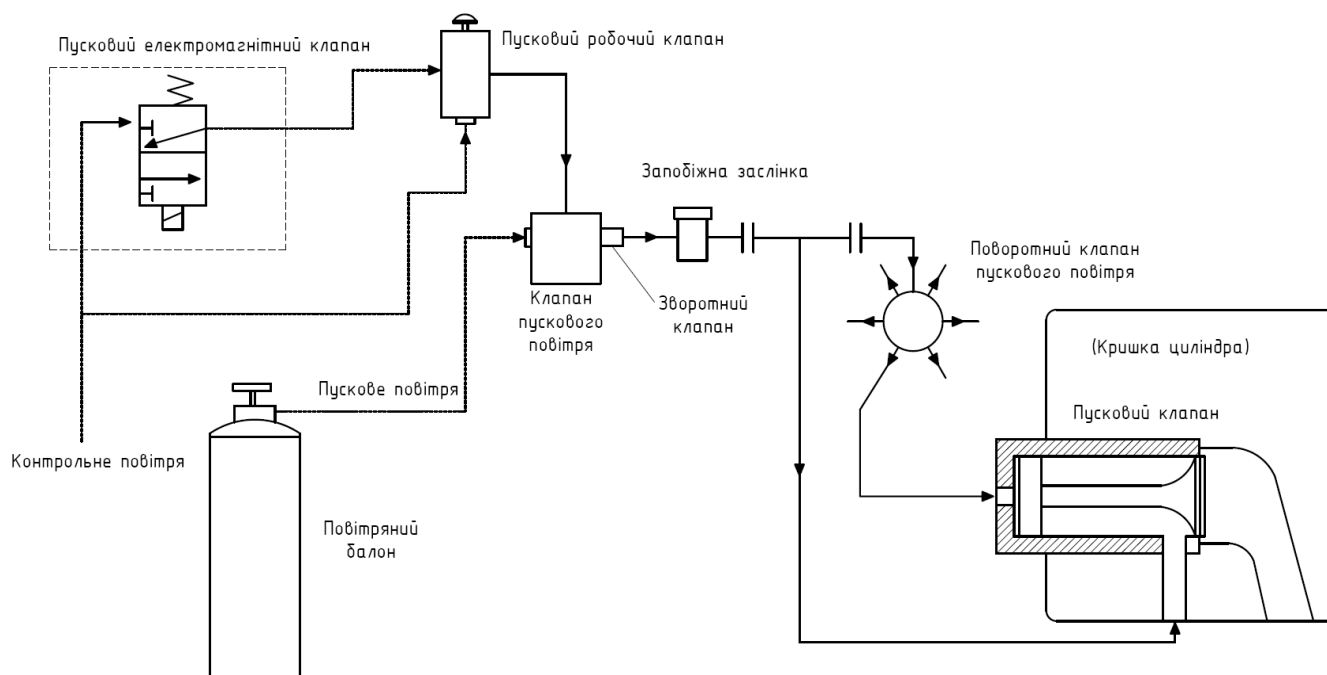


Рисунок 5.9 – Принципова схема системи пуску СОД 6ЧН 28/39

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.24.09.05.ПЗ

Аркуш

У системі стиснутого повітря СОД 6ЧН 28/39 повітря високого тиску від 2,5 до 3,0 МПа використовується як пускове повітря, а повітря низького тиску 0,8 МПа використовується як керуюче повітря.

Пусковий повітряний клапан (рис. 5.10) – це клапан, який контролює подачу повітря високого тиску для запуску під час пуску дизеля, і активується керуючим повітрям низького тиску, яке надходить або від пускового робочого клапана, або від пускового електромагнітного клапана.

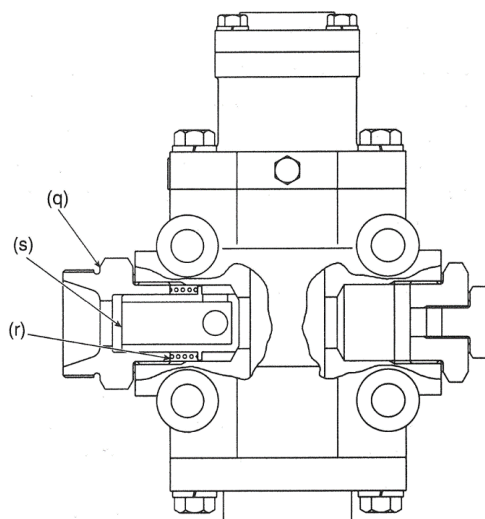


Рисунок 5.10 – Пусковий повітряний клапан СОД 6ЧН 28/39

Поворотний клапан пускового повітря – це клапан, який розподіляє пілотне повітря, що використовується для приведення в дію пускового клапана, до кожного циліндра відповідно до послідовності вибуху, і цей клапан приводиться в дію від заднього кінця розподільного валу на задній частині двигуна через муфту поворотного клапана (муфта Олдхема).

Розрахунок системи пуску стиснутим повітрям дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) виконано у табличній формі (табл. 5.4).

Таблиця 5.4 – Розрахунок параметрів системи пуску стиснутим повітрям Daihatsu 6DKM-28

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення або вибору	Значення
1	Питома витрата повітря (на 1 л робочого об'єму) на запуск холодного дви-	v_x , л/л	10...12	10

					КРБ.142.2227см.24.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

	гуна			
2	Питома витрата повітря на запуск прогрітого двигуна	v_r , л/л	3...8	5
3	Сумарний робочий об'єм всіх циліндрів двигуна	ΣV_s , л	$\Sigma V_s = \frac{\pi \cdot D_{ц}^2}{4} \cdot S_{ц} \cdot i_{ц},$	144,1
4	Число запусків двигуна	$z_{п}$	—	11
5	Мінімальний запас пускового повітря на судні для головного двигуна (при нормальних умовах)	V , м ³	$V = [v_x + (z_{п} - 1) \cdot v_r] \cdot \Sigma V_s \cdot 10^{-3}$	8,64
6	Робочий тиск в балонах	P_p , МПа	2,5...3	3
7	Мінімальний тиск в балонах який ще запускає двигуна	P_{min} , МПа	1,0...1,5	1,1
8	Загальна місткість пускових балонів двигуна	ΣV_6 , м ³	$\Sigma V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{min}}$	0,46
9	Час роботи компресора високого тиску	τ , год	—	1
10	Сумарна подача повітряного компресора	W_k , м ³ /год	$W_k = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_0}$	13,2
11	Коефіцієнт гідравлічних втрат між ступенями компресора	φ	1,1...1,15	1,15
12	Механічний ККД компресора	η_m	0,7...0,8	0,8
13	Середній показник політропи стискання в ступені	n	—	1,27
14	Число ступенів стиснення в компресорі	m	—	2
15	Рниження температури повітря в повітроохолоджувачі після першого ступеня	ΔT_1 , К	100...120	115
16	Температура повітря до повітроохолоджувача першого ступеня	T_1 , К	$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$	316,62
17	Температура повітря після повітроохолоджувача першого ступеня	T'_1 , К	$T'_1 = T_1 - \Delta T_1$	201,626
18	Ступінь підвищення тиску в першому ступені	$\frac{p_1}{p_2}$	$\frac{p_1}{p_2}$	5,45
19	Потужність, привода багатоступеневого компресора	N_k , кВт	$N_k = 0,287 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_k \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \cdot \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + T'_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\}$	4,9

5.5. Висновки до розділу

У представленому розділі кваліфікаційної роботи було розглянуто загальний устрій і компоновка головних систем модернізованого середньообертового суднового дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28). Подано конструкцію та параметри роботи елементів й обладнання систем. Виконано розрахунок основних параметрів роботи паливної, масляної, охолодження, а також системи пуску середньообертового дизеля стиснутим повітрям.

					КРБ.142.2227ст.24.09.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

6.1. Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників в машинному відділенні

Суднове машинне відділення (МВ) є об'єктом роботи людини з значно високим рівнем небезпечних та шкідливих факторів.

На обслуговуючий персонал енергетичної установки судна у МВ діють наступні небезпечні і шкідливі виробничі компоненти:

- механічна дія від обертових частини дизеля, та різного суднового обладнання;
- значно підвищений рівень вібрації і шуму від головного двигуна та допоміжних, повітряних компресорів високого тиску, різного роду, механізмів тощо;
- значно підвищена вологість у МВ;
- висока температура повітря у МВ;
- часткова або повна відсутність природного освітлення у приміщеннях;
- часткова або повна відсутність природної вентиляції повітря у приміщеннях;
- присутність у повітрі парів палива, масла та різних хімічних речовин, а також відпрацьованих газів від ГД та допоміжних ДВЗ (особливо небезпечний чинник);
- присутність нагрітих до значної температури частин устаткування і обладнання, випускних колекторів двигунів тощо;
- присутність високої напруги електричних загально-суднових мереж;
- присутність різних ємностей під значним тиском, наприклад, пускових балонів із стиснутим повітрям;
- використання різного роду вантажопідйомних пристроїв, таких, як крани, лебідки, кран-балки;
- інші шкідливі чинники притаманні певним (специфічним) типам судам.

					КРБ.142.2227ст.24.09.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

6.2. Розрахунки рівня вібрації та шуму від СОД 6ЧН 28/39

У приміщенні суднового машинного відділення зазвичай присутній шум від ГД та допоміжних двигунів.

ГД або допоміжні двигуни створюють шум, що генерується унаслідок вібрації його частин й поверхонь, а також ударів суміжних деталей або вузлів, що повторюються періодично. Такий вид шуму зазвичай прийнято називати первинним структурним та механічним шумом. Також ГД та допоміжні двигуни створюють газодинамічний шум, що утворюється внаслідок стаціонарних або нестаціонарних явищ та процесів на впуску та випуску потоків газу чи повітря.

Згідно державного стандарту з величина рівня шуму не повинно бути більшою ніж 85 дБ за умов періодичного обслуговування вахти на судні. Величина дії шуму на персонал, що працює на судні залежить не лише від рівня звукового тиску, але і від періодичності та тривалості дії, що також визначається нормами й відповідними стандартами.

Рівень шуму від середньообертового дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) у приміщенні МВ підраховується за формулою:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{ дБ}$$

де, n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$; n – робоча частота обертання, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$; N_e – номінальна потужність СОД, $N_e = 1912 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 1912^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 83,11 \text{ дБ}$$

Рівень шуму у приміщенні суднового машинного відділення не перевищує встановлених стандартами норм.

Рівень вібрації від середньообертового дизеля 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28) у приміщенні МВ підраховується за формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m}\right)}{1 + \left(\frac{1}{1500}\right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{ дБ}$$

де m – маса Daihatsu 6DKM-28 (паспортні дані), $m = 18000 \text{ кг}$;

					КРБ.142.2227ст.24.09.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 1912^{0.55} \cdot \left(\frac{1+1912}{18000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{18000}{1912}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 81,06 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації у приміщенні суднового машинного відділення не перевищує встановлених стандартами норм.

6.3. Рекомендації щодо забезпечення нормальних умов праці на судні

В приміщеннях суднового машинного відділення необхідно постійно підтримувати чистоту і порядок щоденним прибиранням. Забороняється допускати нагромадження сміття і просочування змащувального масла, лакофарбових рідин, різного роду нафтопродуктів, а також рідин й матеріалів, що здатні самозайматися.

Трапи, помости, поручні й інші елементи конструкцій повинні бути досить міцно зафіксовані, чистими та досуха протертими. Під різними судновими механізмами і устаткуванням завжди повинні бути розміщені чисті піддони для збирання можливих витоків охолоджувальної води та змащувального масла. Самі піддони для збирання повинні бути оснащені дренажними відводами, спрямованими у відповідні цистерни збору протічок.

Зростання потужності енергетичних установок та енергонасиченості сучасних суден значно підвищує вимоги до вентиляція приміщень МВ, шумність й освітлення в них, вібрації. Для цих базових параметрів умов праці встановлені граничнодопустимі межі згідно з санітарними правилами й нормами.

Для забезпечення зниження рівня шуму на судні від головного та допоміжних двигунів та інших машин використовують так звані колективні засоби захисту, організаційні, а також засоби індивідуального захисту персоналу.

Для можливого зниження дій вібрацій і шуму на персонал судна застосовують дистанційне керування енергоустановкою судна, а двигуни розміщених в окремому приміщенні. Для головного та допоміжних двигунів на судах звукоізолюючі кожухи не використовують, це пояснюється відсутністю відпрацьованих та надійних конструкцій, які би не ускладнювали експлуатацію й обслуговування

					КРБ.142.2227ст.24.09.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дизелів. У цих випадках для зниження шкідливої дії шуму встановлюють глушник впуску та випуску, а на обгороджуваннях МВ розміщують звукопоглинальні конструкції.

Суднове машинне відділення є самим шумним приміщенням і відповідно використанням колективних засобів захисту не дозволяє знизити рівень шуму до допустимого рівня. Тому застосовують елементи індивідуального захисту, а саме на судні використовують протишумові втулки, навушники для обслуговування дизеля.

Якщо шум від головного та допоміжних двигунів сприймається персоналом судна на слух, то вібрація – тілом. Вібрація по суті є механічними коливаннями пружних тіл, що виникають під дією будь-яких збуджуючих факторів.

Для зниження рівня вібрації від головного та допоміжних двигунів і їх механізмів виконують урівноваження їх рухомих нерівноважених деталей та елементів. Одночасно робиться віброізоляція дизелів від корпусу судна (наприклад, використанням амортизаційних подушок). Для зниження передачі вібрації і шуму по рухомим та не опірним з'єднанням у валопроводах двигунів та механізмів передбачено застосування резино-кордних муфт, а в трубопроводах й кабелях – спеціальні гнучкі вставки.

Для утворення нормального мікроклімату в МВ передбачено примусову вентиляцію приміщень. Вентиляція повинна відповідати встановленим вимогам щодо температурного рівня, вологості, швидкості руху повітря, присутності пилу й газів в приміщеннях судна. Вміст у повітрі вуглецю (С) не повинен перевищувати 20 мг/м^3 , оксидів азоту та сірки (NO_x та SO_2) – не більше 5 мг/м^3 . Швидкість руху потоків повітря до складає 1 м/с .

Для забезпечення зазначених норм щодо зменшення вмісту парів палива, масел й ВГ дизеля потрібно своєчасно виконувати огляд вихлопної, паливної та масляної системи ДВЗ, для виявлення нещільностей з'єднань різних агрегатів, трубопроводів й усунення патьоків масел й палива на самому ДВЗ.

В приміщенні суднового машинного відділення передбачається лише штучне освітлення з нормативною нормою освітлення у 300 лк. При здійсненні ремонт-

					КРБ.142.2227ст.24.09.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

них робіт або поточного обслуговування також додатково до загального освітлення можливе використання й місцевого освітлення. Також, на судні у випадку виходу з ладу загального освітлення є спеціальне аварійне освітлення.

6.4. Висновки до розділу

У представленому розділі бакалаврської роботи розглянуто і проаналізовано шкідливі та небезпечні виробничі чинники в судновому машинному відділенні в якому розміщується середньообертовий дизель 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28). Також, проведено узагальнені розрахунки рівня вібрації та шуму, розроблено ряд загальних заходів щодо утворення безпечних умов праці робочому персоналу судна.

					<i>КРБ.142.2227ст.24.09.06.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні бакалаврської роботи на тему: «Розрахунок головного суднового двигуна 6ЧН 28/39 (Daihatsu 6DKM-28)» було розглянуто головні конструктивні особливості й параметри роботи суднового середньообертового дизеля, проведено розрахунок робочого циклу номінального режиму, а також динаміки двигуна.

У якості модернізації двигуна 6ЧН 28/39 з метою зниження його питомої ефективної витрати палива було запропоновано підвищити тиск наддуву до $p_k = 0,35$ МПа. Таке рішення забезпечило задану ефективну потужність двигуна 6ЧН 28/39 при зменшеній витраті палива до 3 г/(кВт· год), що є досить суттєвим показником.

Для досягнення зазначених параметрів наддуву, було спроектовано новий агрегат типу ТК-38. Спроекований відцентровий компресор забезпечує масову витрату повітря на дизелі $G = 3,3$ кг/с зі ступенем підвищення тиску $\Pi_k = 3,46$. Температура повітря на виході з компресорної частини ТК складатиме $T_k = 453,8$ К (≈ 181 °С). Потужність яка потрібна для приводу компресора – $N_k = 515,7$ кВт при частоті обертання його ротору у 21106 хв⁻¹.

Також було розглянуто загальний устрій та компоновка основних систем модернізованого середньообертового дизеля 6ЧН 28/39. Проведено розрахунок параметрів роботи масляної, паливної, охолодження, а також системи пуску дизеля стиснутим повітрям.

У розділі з охорони праці виконано аналіз шкідливих і небезпечних виробничі чинники у МВ судна. Проведено узагальнені розрахунки рівня вібрації і шуму, а також розроблено ряд рекомендацій щодо забезпечення нормальних умов праці персоналу, що експлуатує двигун на судні.

					КРБ.142.2227ст.24.09.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
3. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
4. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
5. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
6. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.
7. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 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.24.09.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		