

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**  
**Первомайський навчально - науковий інститут**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»  
Завідувач кафедри

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

**на тему:** Вдосконалення конструкції кришки робочого циліндру суднового дизеля  
потужністю 470 кВт.

Прототип – 6ЧН25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

\_\_\_\_\_ **Ковальчук О.В.**  
(підпис)

Керівник роботи:

\_\_\_\_\_ **викладач**  
(посада, науковий ступень, вчене звання)

\_\_\_\_\_ **Дубовець А. І.**  
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**  
**Первомайський навчально - науковий інститут**

**Факультет – Інженерно-економічний**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»  
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»  
Гарант освітньої програми

\_\_\_\_\_  
(підпис)  
«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**  
**на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»**

Студенту Ковальчуку Олександровичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції кришки робочого циліндру суднового дизеля потужністю 470 кВт. Прототип – 6ЧН25/34»

Керівник роботи Дубовець А. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 05.06.2024 року.

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 25/34, номінальною потужністю 450 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН25/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції кришки циліндру

Розділ 4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизель-генератор ДГА-430, ГК. 2. Двигун 6ЧН25/34, Поперечний переріз (СК), А1. 3. Кришка циліндру (СК), А1. 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

### Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «15» березня 2024р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	18.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	25.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	29.03.2024	
4.	Проектування кришки робочого циліндру	05.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна, поперечний переріз	12.04.2024	
6.	Розробка складального креслення кришки циліндру	26.04.2024	
7.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	17.05.2024	
8.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	27.05.2024	
9.	Оформлення кваліфікаційної роботи	03.06.2024	

Студент \_\_\_\_\_ Ковальчук О.В.  
(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Дубовець А. І.  
(підпис)

## Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра на тему «470кВт» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку, Використаної літератури та 7 Додатків - 3 специфікацій та 4 листів креслень формату А1.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений детальний опис конструкції двигуна-прототипу 6ЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу двигуна з вибором вихідних даних та визначенням його основних параметрів, розрахований тепловий баланс двигуна. Для побудови діаграм сил, що діють на КШМ газового двигуна виконаний його динамічний розрахунок. Розробка покращеної конструкції кришки робочого циліндру здійснювалась по результатам аналізу наявних конструкцій аналогічних кришок у двигунах вітчизняного та зарубіжного виробництва. Також в кваліфікаційній роботі розроблені конкретні заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища при роботі ДВЗ, зроблено загальні висновки по виконаній бакалаврській роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення дизель-генератора ДГА-430, дизеля 6ЧН25/34 (поперечний переріз), складальне креслення кришки робочого циліндру, специфікації на дизель-генератор, двигун, кришку робочого циліндру а також діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

**Ключові слова:** дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми динаміки, кришка циліндру, охорона праці, захист навколишнього середовища.

## Abstract

The explanatory note to the bachelor's qualification work on the topic "Improvement of the design of the working cylinder cover of a 470 kW marine diesel engine" consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion, References and 7 Appendices - 3 specifications and 4 sheets of A1 format drawings.

In the text part of the explanatory note, a detailed description of the design of the prototype engine 6XH25/34 is given, calculations of the working process of the engine are performed with the selection of initial data and determination of its main parameters, the thermal balance of the engine is calculated. To construct the diagrams of the forces acting on the gas engine KSHM, its dynamic calculation was performed. The development of an improved design of the working cylinder cover was carried out based on the results of the analysis of existing designs of similar covers in domestic and foreign engines. Also, in the qualification work, specific measures for labor protection and environmental protection during the operation of ICEs were developed, and general conclusions were drawn based on the completed bachelor's work.

# ЗМІСТ

стор.

**ВСТУП**.....

**РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧУ13/14** .....

**РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА**

2.1 Вимоги до запроєктованого двигуна.....

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна .....

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна .....

2.4 Розрахунок теплового балансу.....

2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна .....

2.6 Динамічний розрахунок двигуна .....

**РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ**

3.1 Загальні відомості про конструкцію кришок циліндра....

3.2 Опис конструкції спроектованої кришки циліндра.....

3.3 Розрахунок на міцність кришки циліндра.....

**РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ**

4.1 Заходи з охорони праці.....

4.2 Охорона навколишнього середовища.....

**ВИСНОВКИ** .....

**СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ**.....

Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата	ПІННІ НУК 142.44.22.10 ПЗ		
Розробив	Ковальчук				Літера	Лист	Листів
Перевірив	Дубовець						
Н. контр	Дубовець				44-ЕМ-22		
Затвердив	Нестеренко						

## ДОДАТКИ

- Додаток 1** Двигун дизельний 6ЧН25/34 (Габаритне креслення), ГК, А1.....
- Додаток 2** Двигун дизельний 6ЧН25/34 (Повздожній розріз), СК, А1.....
- Додаток 3** Кришка циліндра, СК, А1.....
- Додаток 4** Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ.....

					ПІННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

## ВСТУП

Завданням кваліфікаційної роботи є розробка конструкції суднового дизельного двигуна потужністю 470 кВт з розробкою конструкції кришки циліндра.

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони являтимуться джерелом енергії для різних енергетичних установок. Постійно відбувається розширення їх вдосконалення. Тому перед двигунобудуванням стоїть задача вдосконалення ДВЗ стосовно їх призначення. Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу завдяки чому ДВЗ є економічнішими енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ. Так, що в перспективі в недалекому майбутньому, по існуючим оцінкам очікується дефіцит рідкого моторного палива.

В даному дипломному проекті розглянуто можливість встановлення чотиритактного двигуна 6ЧН 25/34 потужністю 470 кВт модернізованого із чотирьохтактного 6ЧН25/34, в якості дизель-генератора на буксира-рятувальника типу «Атлант».

Модернізований двигун має більшу потужність ніж базовий. Застосування модернізованого двигуна дозволить зменшити кількість дизель-генераторів в машинному відділенні з двох – до одного, що вивільнить місце для встановлення в машинному відділенні додаткового обладнання.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Основна задача при модернізації двигуна – внесення найменшої кількості змін порівняно з базовим двигуном. Це здешевить модернізацію і значно прискорить виготовлення двигуна. Також можна буде використовувати те саме технологічне обладнання при виробництві деталей двигуна, що і для виготовлення деталей двигуна – прототипу.

					ПІНІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6



## РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН25/34

### Технічні характеристики двигуна

1. Діаметр циліндра  $D$ .....0,25 м.
2. Хід поршня  $S$ .....0,34 м.
3. Ефективна потужність двигуна  $N_e$ .....470 кВт.
4. Частота обертання  $n$ .....500 хв<sup>-1</sup>

### Опис двигуна

Спроекований двигун відноситься до складу середньо-оборотних двигунів.

Дизель 6ЧН 25/34 – чотирьохтактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний, з циліндровою потужністю  $N_{eц}=78$  кВт при 500 хв<sup>-1</sup>.

Дизель призначений для використання в якості приводу генератора.

В процесі проектування двигуна враховувались високі теплові і механічні навантаження на деталі і вузли двигуна.

Були враховані вимоги, які вимагаються від дизелів:

- Забезпечення роботи на декількох видах палива.
- Висока надійність і довговічність роботи.
- Забезпечення допустимого рівня шуму і вібрації.
- Зручність ремонту і обслуговування.

Питання компоновки і конструкції двигуна вирішувались з урахуванням вище перерахованих вимог. При розробленні аналізувалися загальні компоновки, конструкції окремих вузлів і деталей.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

## Опис складальних частин двигуна

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна або зварно-складова, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами.

Внутрішня порожнина рами служить для збору мастила, яке стікає з деталей двигуна що підлягають тертю, і мастила після охолодження поршня

В постілях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

З обох боків по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і сальниковим ущільненням.

У днищі фундаментної рами дизеля 6ЧН 25/34 з цільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача.

## Блок-картер

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів.

Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бурт втулки і двома гумовими кільцями,

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами.

Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін передбачені люки зачинені кришками.

На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блоку кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блоку вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами.

#### Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення. Вкладиші сталєво-бабітові.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці і рамі, завдяки чому після обтиску підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхонь розточок в кришці рами. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристроїв.

Масило в підшипники надходить з головної магістралі по трубі і отвору в кришці. З рамового підшипника, масло по каналам в колінчастому валі подається до шатунних підшипників.

Звідти масло по каналам в стрижнях шатуна подається до головних підшипників і на охолодження головки поршня.

Кільцева канавка на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження мастила до шатунних підшипників.

#### Втулка робочого циліндра

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна.

У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Під час роботи двигуна, втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна.

Для кращого припрацювання циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

#### Кришка робочого циліндру

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. Величина витяжки шпильок повинна бути в межах 0,3 – 0,33 мм. На днищі кришки є бурт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під бурт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається мастилом з системи мащення двигуна.

На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача.

Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

Охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою. Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж.

Паливопроводи тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легкоз'ємної кришки. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці.

Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів.

Зі сторони випуску розміщений пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан.

Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі.

На корпусі є з одного боку різьблення для вкручування крана в перехідник, з іншою – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається уручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту.

### Кривошипно-шатунний механізм

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ), до якого входять: колінчастий вал, шатуни та поршні, призначений для перетворення поступального руху поршня у обертальний рух колінчастого валу.

### Колінчастий вал

Колінчастий вал сталевий, суцільно кований, має дев'ять рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Кривошипи дизеля 6ЧН 25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом  $120^\circ$ .

Масило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, мінаючи внутрішні порожнини шийок.

Для викочування вкладишів рамових підшипників використовуються свердлення для проходу масла.

На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів.

Шестерня приводу масляного насоса болтами і штифтами жорстко сполучена з маточиною демпфуючої шестерні, пружними елементами якої є шість пружин з грибками. Демпфуюча шестерня насаджена на маточину, яка шпонкою жорстко сполучена з колінчастим валом. Це забезпечує надійну роботу зубчатих зачеплень приводу водяних насосів. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем з одного боку і кільцем опорним та чотирма болтами з другого боку.

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зміщення упорним кільцем з одного боку і буртом колінчастого валу з іншого.

На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого вала, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від осьового переміщення утримується шістьма притисками, які кріпляться болтами. За останньою рамовою шийкою валу є масло відбивач, який перешкоджає потраплянню мастила на фланець кріплення маховика, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

## Шатун

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний.

У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів.

Мастило з каналу поступає в кільцеву канавку у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач на охолодження поршня і одночасно через отвори втулки – в кільцеву канавку на змащування поршневого пальця.

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом.

Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування. На обох кінцях шатунного болта виконані лиски, відстані між якими, заміряні з точністю до 0,01 мм, нанесені на головці шатунного болта і служать для контролю залишкового подовження болта при експлуатації двигуна.

Гайки повинні затягуватися по черзі, в перехресному порядку, в два прийоми, рівномірно.

Різниця шатунів по вазі на одному двигуні не повинна бути більше 0,5 кг.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14



## Поршень

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслоз'ємні кільця.

У днищі поршня виконане трапецієвидне поглиблення – камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном.

Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осевого переміщення палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишек поршня.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну.

Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслоз'ємних кілець (конструктивно відмінних). Компресійні і маслоз'ємні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромовані), нижнє – без напилення, фосфатоване. Маслоз'ємні кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути направлені вниз. Цими кромками при ході поршня вниз з дзеркала циліндра знімається масло, яке через отвори в поршні стікає в картер.

Поршневі кільця не зафіксовуються від провертання в канавках. При установці поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені щодо один одного на кут  $90^\circ$  і розташовані по гвинтовій лінії.

Різниця поршнів по вазі на одному двигуні не повинна бути більше 0,5 кг.

## Паливний насос

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску уприскування. Уприскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу. У корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка і плунжер є прецизійною парою.

Зовні на втулку плунжера одягнена шестерня, що входить в зачіпляючи із зубами рейки, цим забезпечується регулювання циклової подачі. Втулка плунжера кріпиться стопорним гвинтом.

Шестерня утримується верхньою шайбою, яка підтискається до корпусу пружиною. Нижній торець пружини спирається на підставу направляючого стакана. Щоб стакан не випав разом з плунжером, в канавку під стаканом вставлене стопорне кільце.

На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні. Таким чином, при русі рейки повертаються шестерня і плунжер насоса. Переміщення рейки обмежується болтом і вибіркою в рейці. Зверху до корпусу насоса кріпиться чотирма шпильками і гайками фланець накидний, який служить для закріплення нагнітального клапана за допомогою штуцера.

Кількість палива, виштовхувань плунжером, регулюється кінцем подачі. Через порожнину насосів постійно відбувається рециркуляція палива, чим забезпечується рівномірне прогрівання насосів і деаерація палива.

### Форсунка

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання дизеля. Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолодженням розпилювача. Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

В результаті тиску палива на диференціальний майданчик голки, стискаючи пружини, через штовхач і тарілку, голка підіймається, і паливо через сопловий отвір поступає в камеру згорання в розпиляному вигляді. Пружини затягнені так, що голка підіймається лише в той момент, коли тиск палива в порожнині корпусу розпилювача досягає  $(27+1,1)$  МПа. Затягування пружини регулюється гвинтом, який стопориться контргайкою. Поверхні корпусу форсунки і корпусу розпилювача фіксуються штифтом і стягуються наживним ковпаком.

Витоки палива через зазор між голкою і корпусом розпилювача відводяться по каналу регулювального гвинта у відведення витоків. Підведення і відведення рідини охолодження розпилювача здійснюється через штуцери.

#### Паливна система

Паливна система дизеля виконана таким чином, що дозволяє працювати на легкому дизельному паливі із змістом сірки не більш 2 %.

Для ліквідації застійних зон система підведення палива до паливних насосів високого тиску виконана проточною.

Дизельне паливо з витратного бака паливопідкачним насосом через паливний фільтр тонкого очищення подається в систему дизеля до насосів високого тиску. Паливні насоси високого тиску, відповідно до порядку роботи циліндрів, по трубках високого тиску подають дозовану кількість палива у форсунки. Форсунки, досягши тиску палива у підгольчатому просторі розпилювача  $270+11$  кГс/см<sup>2</sup> уприскують паливо в циліндри дизеля. Форсунки – охолоджувані.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Надлишки палива після кожного насоса ВТ збираються в колектор відведення палива і по трубопроводу поступають на охолодження форсунок. Нагріте паливо після форсунок по колектору через редукційний клапан зливається у витратний бак, де відбувається його охолодження.

Трубопроводи високого тиску сполучені між собою колектором, через який відбувається скидання палива, що поступає в нього при розриві будь-якого з трубопроводів високого тиску, у витратний бак через клапан.

Витоки палива з форсунок по трубках поступають в колектор відвідний і по трубопроводу зливаються в бак палива.

Для підтримки в паливній системі надмірного тиску в колекторі відведення палива після охолодження форсунок у витратний паливний бак встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск  $1,0 \pm 0,4$  кГс/см<sup>2</sup> по манометру на щиті приладів.

Для оберігання трубопроводів від руйнування на паливопідкачному насосі встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск  $3,0 \pm 0,2$  кГс/см<sup>2</sup> по манометру на щиті приладів.

Редукційний клапан відрегульований на заводі на тиск  $1,0 \pm 0,2$  кГс/см<sup>2</sup> і в процесі експлуатації регулюванню не підлягає.

При заповненні системи паливом повітря, що є в трубопроводах, відводяться через пробки, які розташовані на корпусі фільтру тонкого очищення палива і корпусах паливних насосів.

### Система пуску

Система (Рис. 1.1) дозволяє запускати двигун стислим повітрям, яке подається в циліндри, при будь-якому положенні колінчастого валу.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Процес пуску виконується місцевим (на двигуні) або дистанційним відкриттям (натисненням кнопки) головного пускового клапана 1. При цьому стисле повітря подається до розташованих в циліндрах пускових клапанів 10 (спочатку ці клапани закриті) і одночасно до розподільника повітря 2. Розподільник повітря 2 відкриває доступ управляючого повітря до пускового клапана 10, коли поршень відповідного циліндра знаходиться у В.М.Т., перед тактом робочого ходу. Тиск управляючого повітря відкриває пусковий клапан в циліндрі і тим самим дозволяє повітря з головної магістралі 12 заповнити цей циліндр. Тиск стислого повітря на поршні приводить в обертання кривошипно-шатунний механізм двигуна. Коли досягається частота обертання, при якій запалає газоповітряна суміш від свічок запалення, двигун запускається.

Після пуску, відпуском кнопки головно-пусковий клапан закривається.

На головній магістралі 12 встановлено запобіжний пристрій 9, який оберігає вузли системи від руйнування при прориві вихлопних газів, у разі зависання пускових клапанів.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

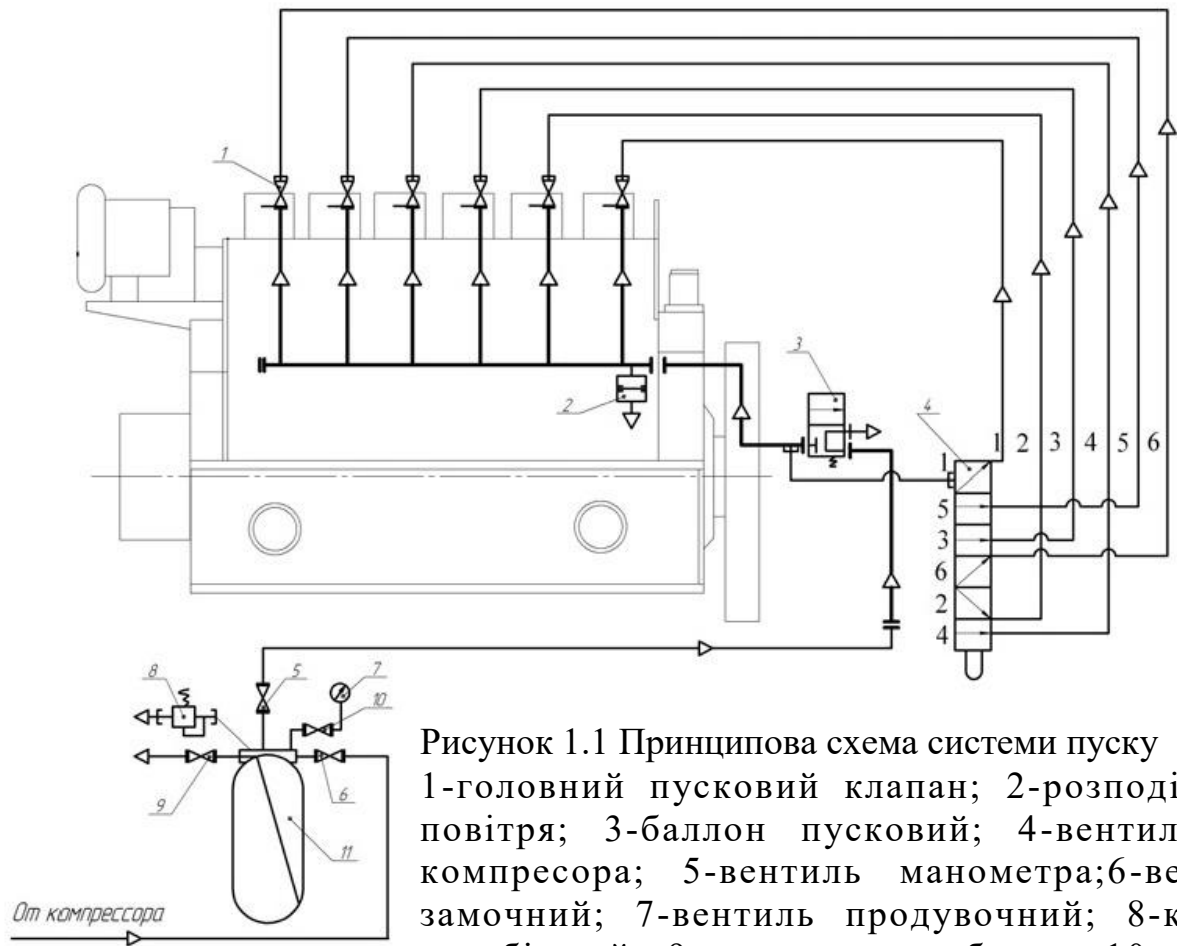


Рисунок 1.1 Принципова схема системи пуску  
 1-головний пусковий клапан; 2-розподільник повітря; 3-баллон пусковий; 4-вентиль від компресора; 5-вентиль манометра; 6-вентиль замочний; 7-вентиль продувочний; 8-клапан запобіжний; 9-розривна мембрана; 10-клапан пусковий; 11-манометр без фланця; 12-головна магістраль.

### Система мащення

Система мащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням (Рис. 1.2). Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження мастила до всіх деталей, що труться, і вузлів.

У систему мащення входять: приймальний фільтр 10, двохсекційний масляний насос 8 і 3, фільтр мастила 9, охолоджувач мастила 5, центрифуга, електронасосний агрегат передпускового прокачування мастила 7, бак мастила 2, система трубопроводів.

									Лист
									20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ				

Масило з фундаментної рами через приймальний фільтр 10 засмоктується секцією насоса, що відкачує 8, і поступає по трубі до центрифуг 1 і потім в бак 2. При підвищенні рівня в баку мастило по переливній трубі зливається у фундаментну раму двигуна.

З бака очищене мастило забирається нагнітальною секцією насоса 3 і подається в головну масляну магістраль 11, пройшовши заздалегідь охолоджувач мастила 5, регулятор температури масла 4 і фільтр масла 9.

Залежно від температури масла чутливий елемент регулятора регулює потік масла, направляючи його або через охолоджувач масла, або мимо нього.

З головної магістралі 11 по трубах масло поступає до рамових підшипників, звідти по каналах в шийках і щоках колінчастого валу до шатунних підшипників і по каналах в шатунах до головних підшипників і на охолодження поршнів. З підшипників і поршнів масло стікає в картер двигуна розбризкуючись частинами шатунно-поршневої групи, що обертаються, і, потрапляючи на втулки циліндра, змащує їх.

Електронасосний агрегат передпускового прокачування масла 7 забирає масло з рами двигуна і направляє його до всіх точок мащення перед пуском двигуна або для періодичного прокачування двигун-генераторів гарячого резерву.

Зворотний клапан 6 служить для перекриття доступу масла від електронасосного агрегату 7 і далі в бак масла при прокачуванні двигуна перед пуском, а клапан ба для перекриття надходження масла в бак масла через електронасосний агрегат при роботі двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Тиск мастила в системі мастила регулюється і підтримується редукційним клапаном, вмонтованим в нагнітальну секцію насоса 3.

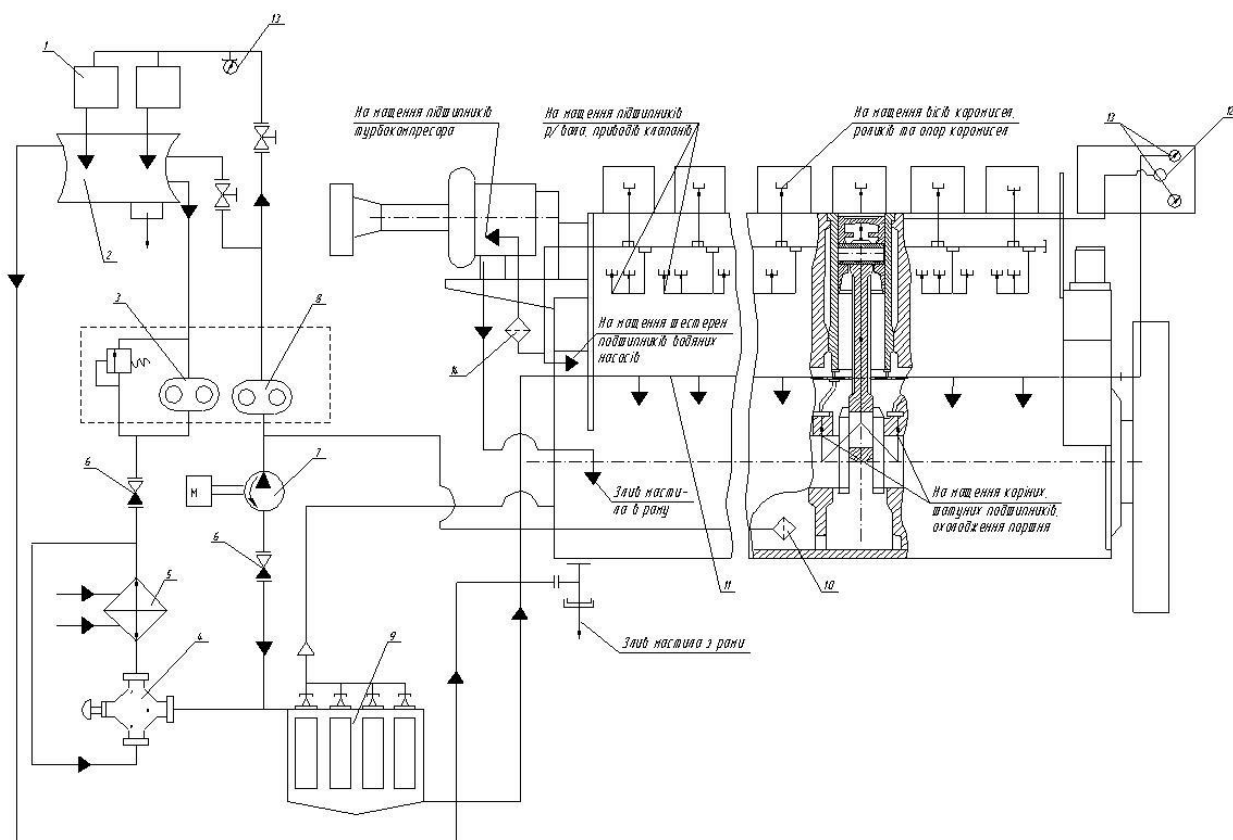


Рисунок 1.2 Принципова схема системи мащення

- 1- фільтр центробіжного очищення мастила; 2-бак масла;
- 3,8-насос масляний; 4-регулятор температури;
- 5-охолоджувач масла; 6-клапан зворотний; 7-агрегат електронасосний; 9-фільтр масла повнопоточковий;
- 10-фільтр приймальний; 11-головна магістраль;
- 12-термометр; 13-манометр; 14-фільтр масла ТК.

#### Система охолодження

Система охолодження двигуна 2-х контурна (Рис. 1.3), що складається із зовнішнього і внутрішнього контуру. Двигун охолоджується прісною водою, яка циркулює усередині двигуна. У свою чергу вода внутрішнього контуру охолоджується проточною водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води.

									Лист
									22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ				



Система забезпечує стабільний температурний режим у всьому діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води 5, бачок води (розширювальний) 6, трубопроводи системи.

Вода внутрішнього контуру насосом 2 по трубі 1 розподіляється уздовж блоку циліндрів, по трубках 3 підводиться до верхньої частини блоку, обтікає верхню частину втулок і по переливних патрубках перетікає в кришку циліндра.

Нижня частина втулки циліндра також омивається водою, підведеною в цю зону через фланці, але швидкість її дуже незначна.

Далі вода поступає в нижні порожнини кришок робочих циліндрів і, охолодивши вогняне днище кришки, проходить через отвори в перегородці у свічки і прямує у верхні порожнини кришок, а звідти по переливних раковинах – в магістраль зливу 7, куди також поступає вода після охолодження турбокомпресора. Потім вода поступає в регулятор температури води 8 і охолоджувач води 5 і далі на всмоктування в насос води 2. Залежно від температури води виходить з двигуна – чутливий елемент регулятора температури регулює потік води, направляючи його в охолоджувач або повз нього.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

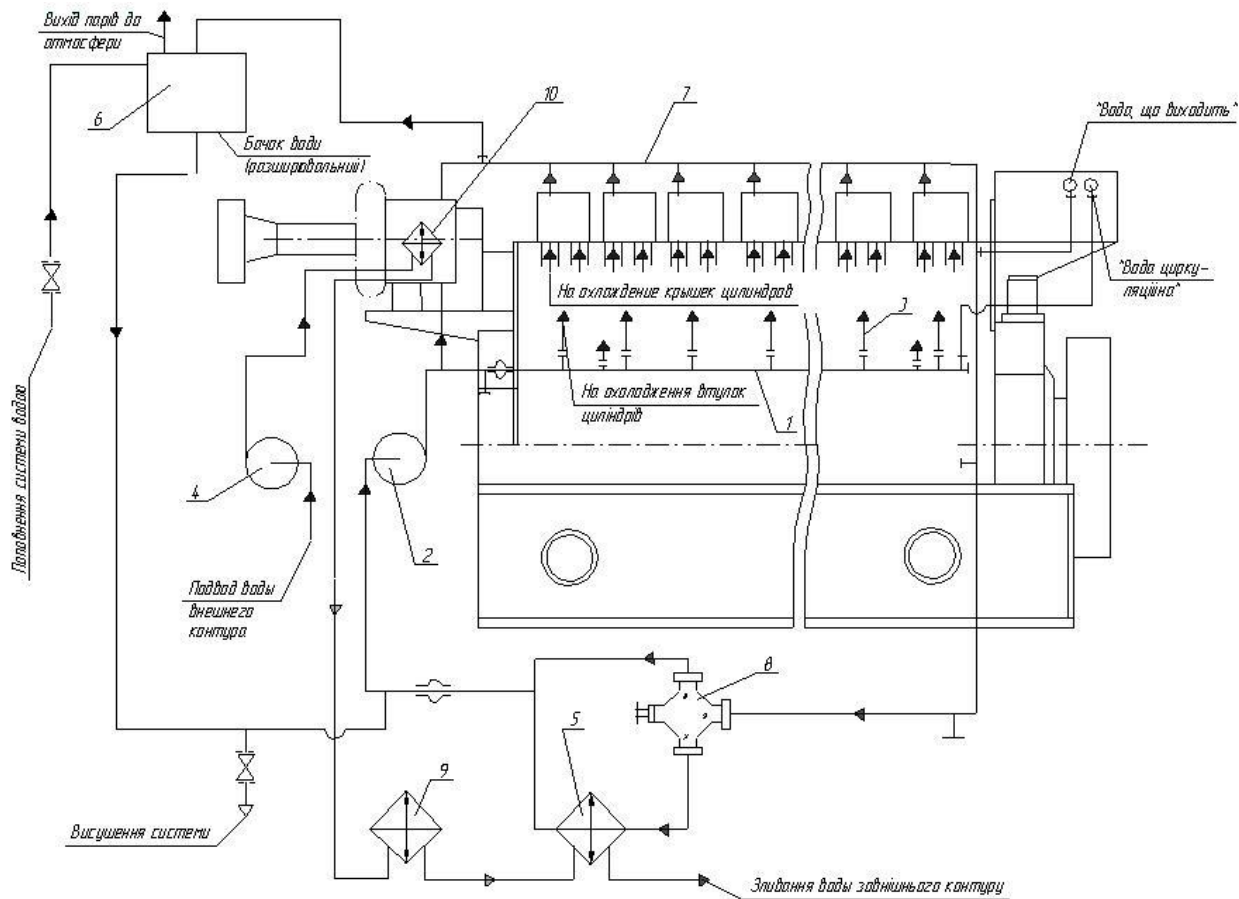


Рисунок 1.3 Принципова схема системи охолодження

- 1-головна магістраль; 2-насос відцентровий (внутрішній контур);
- 3-труба підведення; 4-насос відцентровий (зовнішній контур);
- 5-охолоджувач води; 6-бачок води (розширювальний);
- 7-труба зливання води; 8-регулятор температури;
- 9-охолоджувач мастила; 10-охолоджувач наддувочного повітря.

## РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

### 2.1 Вимоги до проєктованого двигуна.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий ефективний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму забезпечується установкою глушників шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює такі параметри як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити усталену роботу на

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

всіх режимах при навантажувальній характеристиці для забезпечення частоти струму 50 Гц.

#### Основні параметри двигуна прототипу

Двигун проектується на базі дизельного двигуна 6ЧН 25/34, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри двигуна 6 ЧН 25/34

Найменування параметра	Од. вим.	Значення
Частота обертання колінчатого валу	хв <sup>-1</sup>	500
Середній ефективний тиск	кПа	1100
Ефективна потужність	кВт	320
Питома ефективна витрата палива	г/ кВтгод	228

## РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проєктованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу

Для забезпечення економічності роботи двигуна потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Допустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску також впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через втулку циліндру.

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює вимоги до таких параметрів як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри дизеля - прототипу

Дизель проектується на базі дизельного двигуна 6ЧН 25/34, його основні параметри наведені в таблиці.

Таблиця 2.1 Основні параметри дизеля - прототипу 6ЧН 25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчастого валу	Об/хв	500
Середній ефективний тиск	МПа	1,03
Номинальна ефективна потужність	кВт	450
Ресурс до першої переборки	год	10000
Ресурс до капітального ремонту	год	60000
Витрата дизельного палива	кГ/год	95,3
Питома витрата мастила	г/кВтгод	1,5

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

## Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища  $P_0 = 0,1$  МПа, а температура  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ . При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах  $\varepsilon = 12 \dots 18$  і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі  $\varepsilon = 12,5$ .

- коефіцієнт надлишку повітря для згорання рідкого палива знаходиться в межах  $\alpha = 1,6 \dots 3,0$  і залежить від режиму роботи дизеля.

- тиск наддуву для дизельних двигунів сягає  $0,3 \dots 0,4$  МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згорання при цьому складає  $18 \dots 20$  МПа.

- коефіцієнт продувки камери згорання  $\varphi_a = G_k/G_a$  характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів  $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$  дорівнює  $1,1 \dots 1,15$

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах  $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$  [10]. Для розрахунків приймаємо  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ .

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках  $z$  і  $b$  робочого циклу складають  $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$  і  $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$ . [10] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчастого валу  $n = 500 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$  приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти  $\xi_z = 0,80$  і  $\xi_b = 0,90$ .

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

- ступінь підвищення тиску при згорянні  $\lambda$  залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо-оборотних двигунів рекомендується приймати  $\lambda = 1,35 \dots 2,0$ . [6]

- механічний ККД двигуна залежить від його конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах  $50^\circ\text{C}$  [10]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах  $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$ . В розрахунку прийнято  $T_r = 750 \text{ K}$ . [6].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів  $\phi = 0,93 \dots 0,97$ , а для дизелів з нероздільною камерою згоряння  $\phi = 0,90 \dots 0,95$ . [6]

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах  $n_k = 1,45 \dots 1,8$ . [6]

Для розрахунку робочого циклу приймаю  $n_k = 1,6$ .

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

## 2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

### 1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	470	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	500	$\text{хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	
Тиск наддуву	$p_b =$	0,23	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,22	
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101	МПа
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	0,205	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	

Паливо:

Пальне - дизельне пальне

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,87 \quad H = 0,126 \quad O = 0 \quad S = 0$$

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013 \cdot C + 125600 \cdot H - 10900 \cdot (O - S) \quad Q_H = 41743 \quad \text{кДж/кг}$$

### 2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = L_0 = 0,4946 \quad \text{кмоль}$$

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 \quad l_0 = 14,32 \quad \text{кг/кг}$$



Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 1,0981 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу  $\text{CO}_2$ :  $M_{\text{CO}_2} = C/12$

$$M_{\text{CO}_2} = 0,0725 \text{ кмоль/кг}$$

водяної пари  $\text{H}_2\text{O}$ :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,063 \text{ кмоль/кг}$$

кисню  $\text{O}_2$ :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,1267 \text{ кмоль/кг}$$

азоту  $\text{N}_2$ :

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,8675 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2$

$$= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_2 = 1,1297 \text{ кмоль/кг}$$

#### 4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_e = T_a \times \left( \frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \text{ К}$$

$$T_e = 398,9 \text{ К}$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_e$$

$$P_d = 0,212 \text{ МПА}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

$$\gamma_r = 0,036$$

де  $\Delta T_1 = (30 - 120^\circ)$  ступінь охолодження повітря

$$\Delta T_1 = 90 \text{ К}$$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К}$$

$$T_d = 333,8 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_e - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

$$\varphi_n = 0,894$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_n = 2,59 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_u = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску  $n_1 = 1,4 - 15/n$  при  $n = 350 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$

$$n_1 = 1,365$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

$$p_c = 6,65 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К}$$

$$T_c = 839,2 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mCv' = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж}/(\text{Кмоль} \times \text{К})$$

$$mCv' = 22,09 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$$

6. Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,029$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,028$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі:

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \cdot T_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_Z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[ M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + \right] \text{ КДж}/(\text{ККмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_Z$$

де:

$$a = 23,062 \text{ КДж}/\text{кмоль} \cdot \text{К}$$

$$b = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mC''v + 8,134 \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

де:

$$a = 31,376 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$v = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, \text{МПа}$$

$$p_{\max} = 10,64 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC''v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \times T_z^2 + B \times T_z - C = 0$$

де:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,25$$

$$C = 60659,4$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A}, \text{К}$$

$$T_z = 1716,2 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,31$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 9,51$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n}$$

$$n_2 = 1,28$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} \quad p_{\epsilon} = 0,60 \quad \text{МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} \quad T_{\epsilon} = 913 \quad \text{К}$$

8. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\epsilon-1} \times \left[ \lambda \times (\rho-1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2-1} \times \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \times \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} \quad p'_{mi} = 1,367 \quad \text{МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} \quad p_{mi} = 1,299 \quad \text{МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \varphi_n \times 10^{-3}} \quad \eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(кВт.год.)} \quad b_i = 0,202 \quad \text{кг/кВт.год}$$

9. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна - прототипу

$$S_{\text{п.р.}} = 0,34 \quad \text{м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{\text{п.р.}} = \frac{S_{\text{п.р.}} \times n}{30} \quad V_{\text{п.р.}} = 5,67 \quad \text{м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{\text{п.р.}}, \text{ МПа} \quad p_M = 0,173 \quad \text{МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_M, \text{ МПа} \quad p_{me} = 1,126 \quad \text{МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,87$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,37$$

Питома ефективна витрата палива.

$$b_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$b_e = 0,233 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = b_e \times P_e, \text{ кг} / \text{год}$$

$$B = 109,6 \text{ кг/год}$$

10. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, \text{ л}$$

$$V_{st} = 100,2 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,7 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна - прототипа

$$D_{пр} = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна - прототипа

$$S_{пр} = 340 \text{ мм}$$

Відношення  $m = S_{пр}/D_{пр}$

$$m = 1,36$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$D = 249,8 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times D$$

$$S = 339,8 \text{ мм}$$

11. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}$$

$$V_{st} = 100,1 \quad \text{л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z}, \text{кВт}$$

$$P_{ep} = 469,5 \quad \text{кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ecp} = 469,7 \quad \text{кВт}$$

Отримана величина  $P_{ep}$  відрізняється від заданої

на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ecp}} \times 100\%$$

$$\Delta P_e = -0,1 \quad \%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей  $\Delta P_e$  менше 5%, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно

### 2.3.1 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	$p_{mi}$	МПа	1,30
2.Тиск в кінці стиску	$p_c$	МПа	6,65
3.Показник політропи стиску	$n_1$	-	1,365
4.Ступінь стиску	$\epsilon$	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	$p_{max}$	МПа	10,64
6.Показник політропи розширення	$n_2$	-	1,28
7.Ступінь попереднього розширення	$\rho$	-	1,31
8.Ступінь послідууючого розширення	$\delta$	-	9,51
9.Масштаб вісі тиску	$m_p$	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа (1)}$$

де  $p_c$  – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{роз} = P_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 10,64 \cdot 1,31^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 14,39 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа (2)}$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.2

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати точок ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V <sub>c</sub>	p <sub>ст</sub> , МПа	p <sub>ст</sub> , мм	p <sub>роз</sub> , МПа	p <sub>роз</sub> , мм
1	6,65	133,0	10,64	212,8
1,26	4,93	98,7	10,78	215,6
1,75	3,17	63,3	7,15	143,0
2,0	2,64	52,9	6,05	121,0
2,5	1,96	39,1	4,58	91,6
3,0	1,53	30,6	3,64	72,9
4,0	1,04	20,7	2,54	50,9
5,5	0,67	13,5	1,71	34,2
7,0	0,49	9,7	1,26	25,3
8,5	0,37	7,5	0,99	19,8
10	0,30	6,0	0,81	16,2
12,5	0,22	4,5	0,61	12,2

### 2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН25/34

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:

$c'$  – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива;

$f$  - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння  $\Delta\varphi_1=10^\circ$  ПКВ;

$\Delta\varphi_2=10^\circ$  ПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний;

$b$  - точка початку відкриття випускного клапана;

$r'$  - точка початку відкриття впускного клапана;

$r''$ - точка закриття випускного клапана;

$d$  - точка закриття впускного клапана;

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$c''$ - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску;

$z_d$  - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення  $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 230 мм
3. Кут затримки згоряння  $\Delta\varphi_1 = 10$  ПКВ
4. Тиск залишкових газів  $p_r = 0,205$  МПа
5. Масштаб тиску  $m_p = 0,05$  МПа/мм
6. Хід поршня  $S = 0,34$  м
7. Тиск в кінці стиску  $P_c = 6,65$  МПа
8. Максимальний тиск  $P_{max} = 10,64$  МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

$\varphi$ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi$ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$ , мм
$c$ , до ВМТ	20	0,0747	8,0
$f$ , до ВМТ	10	0,0189	2,1
$b$ , після ВМТ	130	1,7147	188,8
$r'$ , до ВМТ	70	0,7664	88,2
$r''$ , після ВМТ	50	0,04292	49,4
$d$ , до ВМТ	150	1,8966	218,1

Ордината точки  $r''$   $p_r/m_p = 0,205/0,05 = 4,1$  мм.

Тиск газів у ВМТ  $p_{c'} = 1,2p_c = 1,2 \cdot 6,74 = 8,09$  МПа;

$p_{c''}/m_p = 8,09/0,05 = 161,8$  мм.

					ПІННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Максимальний тиск згоряння  $p_{zd} = p_{max} = 10,64$  МПа.

$$p_{zd}/m_p = 10,64/0,05 = 212,8 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R\lambda_1/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,9 \text{ мм.}$$

$$\text{Масштаб переміщення } m_s = S/AB = 340/230 = 1,478 \text{ мм/мм.}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,9/1,478 = 14,1 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 4. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

## 2.5 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

### 1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	470 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	500 хв <sup>-1</sup>
діаметр циліндру:	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	41743 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	134,00 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,43
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,37
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,039 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,074 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	326,6 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,22

### 2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де  $Q_e$ - теплота, еквівалентна ефективній роботі;  
 $Q_B$ - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;  
 $Q_r$ - теплота, яка виноситься випускними газами;  
 $Q_M$ - теплота, яка відводиться маслом;  
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

#### 2.1. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B_r \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 1553,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні  $q_{II}$  приймаємо за 100%

#### 2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 470 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 30,2 \%$$

Перевірка:  $Q'_e = Q_{II} \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 574,9 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = -22,3 \%$$

2.3. Теплоота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де  $Q_w$  - теплоота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{г.п.}$  - теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$  - теплоота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{ст.} + W_{г.р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де  $W_{нап.}$ ,  $W_{ст.}$ ,  $W_{г.р.}$ ,  $W_{вип.}$  - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,18 \quad 0,15$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01 - 0,07 \quad 0,05$$

$$Q_w = 310,75 \text{ кВт}$$

2.3.2 Теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де  $a = 0,12$ ;  $v = 0,015$  - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{- середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 5,67 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де  $V_s$  - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,01668 \text{ м}^3$$

$$P_n = 30,03 \text{ кВт}$$

Теплоота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 30,03 \text{ кВт}$$

1.3.3 Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q_B = Q_W + Q_{Г.П.}$$

$$Q'_B = 340,78 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

$K = 1,2 - 1,5$  - коефіцієнт запасу.

$K = 1,3$

$\rho_{\epsilon} = 1000 \text{ кг/м}^3$  - середня щільність води.

$C_{m\epsilon} = 4,19 \text{ кДж/кг}$  - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\epsilon} = (6 - 10) \text{ К}$  - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\epsilon} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,01322 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\epsilon.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\epsilon.н.}$$

де  $\Delta P_{\epsilon} = 98 \text{ кПа}$  - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\epsilon.н.} = 0,5 - 0,6$  - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,55$$

$$P_{\epsilon.н.} = 2,35 \text{ кВт}$$

Тоді  $Q_{\epsilon.н.} = 2,35 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_W + Q_{Г.П.} + Q_{\epsilon.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 343,13 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_{\epsilon} = 22,08 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3,6} \left[ M_2 \cdot (m C_p'')_{t_0} \cdot t_r - M_1 \cdot (m C_p)_{t_0} \cdot t_d \right]$$

$m C_p'' = 32,08$  ізобарна теплоємність продуктів згоряння

$m C_p = 29,09$  ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^{\circ}$$

$t_r = 477$  - температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^{\circ}$$

$t_d = 53,6$  - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 551,4 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 35,5 \%$$

2.5. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

2.5.1 Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi}$  - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де  $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$  - доля втрат в механізмах двигуна.

$$P_{mi} = 0,63 \text{ МПа} - \text{середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = 0,0819$$

тоді

$$Q_{MD} = 127,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 94,9 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$\kappa = 1,2 - 1,5$  - коефіцієнт запасу  $\kappa = 1,4$

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 - \text{щільність масла}$$

$$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг} - \text{середня теплоємність масла.}$$

$\Delta T_M = 6 - 15 \text{ К}$  - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00881 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де  $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$  - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,6 - 0,7$  механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{M.H.} = 5,42 \text{ кВт}$$

тоді  $Q_{M2} = P_{MH}$

$$Q_{M2} = 5,42 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 100,30 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_M = 6,46 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.V.} = Q_{IT} - (Q_e + Q_b + Q + Q_M)$$

$$Q_{H.V.} = 88,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.V.} = Q_{H.V.} / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_{H.V.} = 5,7 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Тепловий баланс дизеля 6ЧН25/34

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	470,0	30,2
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	343,1	22,1
теплота, яка виноситься випускними газами	551,4	35,5
теплота, яка відводиться маслом	100,3	6,5
невраховані теплові втрати	88,9	5,7
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1553,8	100,0

## 2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 25/34.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_{ц} \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де  $p_{ц}$  – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

$D$  – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де  $m_s$  – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

$r$  – радіус кривошипу, м

$\omega$  - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

$\varphi$  – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$  – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

де  $\beta$ - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46



- а) діаметр поршня  $D = 0,25\text{м}$
- б) частота обертання колінчастого валу  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для  $p_{\text{max}}$   $h_{\text{max}} = 212,8 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння  $p_{\text{max}} = 10,64 \text{ МПа}$
- д) кривошипно- шатунне відношення  $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
- э) масштаб індикаторної діаграми  $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
- ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально  
 $m_s = 75,6 \text{ кг}$
- з) радіус кривошипу  $R = 0,17\text{м}$
- л) кут максимального тиску  $\Delta\varphi = 10^\circ$
- к) кутова швидкість колінчастого валу  $\omega = \pi n/30 =$   
 $= 3,14 \cdot 500/30 = 52,3 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Таблиця 2.4 Результати динамічного розрахунку

$\varphi$ °	$P_{ц}$	$F_{г}$	$F_{и}$	$F_{d}$	$F_{N}$	$F_{r}$	$F_{k}$	$F_{г}$	$F_{и}$	$F_{d}$	$F_{N}$	$F_{г}$	$F_{k}$
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	4,4	10,79	-63,16	-52,36	0,00	-52,36	0,00	4,4	-25,7	-21,3	0,0	-21,3	0,0
15	4,4	10,79	-59,76	-48,96	-3,12	-46,49	-15,69	4,4	-24,4	-20,0	-1,3	-19,0	-6,4
30	4,4	10,79	-50,13	-39,34	-4,88	-31,63	-23,89	4,4	-20,4	-16,0	-2,0	-12,9	-9,7
45	4,4	10,79	-35,84	-25,05	-4,42	-14,58	-20,84	4,4	-14,6	-10,2	-1,8	-5,9	-8,5
60	4,4	10,79	-19,11	-8,31	-1,81	-2,59	-8,11	4,4	-7,8	-3,4	-0,7	-1,1	-3,3
75	4,4	10,79	-2,32	8,47	2,07	0,19	8,72	4,4	-0,9	3,5	0,8	0,1	3,6
90	4,4	10,79	12,47	23,26	5,90	-5,90	23,26	4,4	5,1	9,5	2,4	-2,4	9,5
105	4,4	10,79	23,92	34,71	8,49	-17,19	31,33	4,4	9,7	14,1	3,5	-7,0	12,8
120	4,4	10,79	31,58	42,37	9,24	-29,19	32,08	4,4	12,9	17,3	3,8	-11,9	13,1
135	4,4	10,79	35,84	46,63	8,24	-38,80	27,15	4,4	14,6	19,0	3,4	-15,8	11,1
150	4,4	10,79	37,66	48,45	6,01	-44,97	19,03	4,4	15,4	19,8	2,4	-18,3	7,8
165	4,4	10,79	38,16	48,95	3,12	-48,09	9,65	4,4	15,6	20,0	1,3	-19,6	3,9
180	4,4	10,79	38,22	49,01	0,00	-49,01	0,00	4,4	15,6	20,0	0,0	-20,0	0,0
195	4,4	10,79	38,16	48,95	-3,12	-48,09	-9,65	4,4	15,6	20,0	-1,3	-19,6	-3,9
210	4,7	11,53	37,66	49,19	-6,10	-45,65	-19,32	4,7	15,4	20,1	-2,5	-18,6	-7,9
225	5,2	12,76	35,84	48,60	-8,58	-40,43	-28,29	5,2	14,6	19,8	-3,5	-16,5	-11,5
240	6,0	14,72	31,58	46,30	-10,09	-31,89	-35,05	6,0	12,9	18,9	-4,1	-13,0	-14,3
255	7,1	17,42	23,92	41,33	-10,11	-20,46	-37,31	7,1	9,7	16,8	-4,1	-8,3	-15,2
270	8,9	21,83	12,47	34,30	-8,71	-8,71	-34,30	8,9	5,1	14,0	-3,5	-3,5	-14,0
285	12,1	29,68	-2,32	27,36	-6,69	0,62	-28,16	12,1	-0,9	11,2	-2,7	0,3	-11,5
300	18,0	44,16	-19,11	25,05	-5,46	7,79	-24,42	18,0	-7,8	10,2	-2,2	3,2	-10,0
315	30,0	73,59	-35,84	37,75	-6,67	21,98	-31,41	30,0	-14,6	15,4	-2,7	9,0	-12,8
330	54,5	133,70	-50,13	83,57	-10,36	67,19	-50,75	54,5	-20,4	34,1	-4,2	27,4	-20,7
345	108,0	264,94	-59,76	205,18	-13,09	194,80	-65,75	108,0	-24,4	83,6	-5,3	79,4	-26,8
360	161,8	396,92	-63,16	333,76	0,00	333,76	0,00	161,8	-25,7	136,1	0,0	136,1	0,0
375	207,0	507,80	-59,76	448,04	28,58	425,37	143,57	207,0	-24,4	182,6	11,7	173,4	58,5
390	124,0	304,19	-50,13	254,06	31,49	204,28	154,30	124,0	-20,4	103,6	12,8	83,3	62,9
405	71,4	175,15	-35,84	139,31	24,61	81,11	115,91	71,4	-14,6	56,8	10,0	33,1	47,2
420	45,0	110,39	-19,11	91,28	19,90	28,40	89,00	45,0	-7,8	37,2	8,1	11,6	36,3
435	31,1	76,29	-2,32	73,97	18,10	1,67	76,13	31,1	-0,9	30,2	7,4	0,7	31,0
450	23,4	57,40	12,47	69,87	17,73	-17,73	69,87	23,4	5,1	28,5	7,2	-7,2	28,5
465	18,8	46,12	23,92	70,04	17,13	-34,68	63,22	18,8	9,7	28,5	7,0	-14,1	25,8
480	16,0	39,25	31,58	70,83	15,44	-48,79	53,62	16,0	12,9	28,9	6,3	-19,9	21,9
495	12,6	30,91	35,84	66,75	11,79	-55,54	38,86	12,6	14,6	27,2	4,8	-22,6	15,8
510	10,5	25,76	37,66	63,42	7,86	-58,85	24,90	10,5	15,4	25,9	3,2	-24,0	10,2
525	9,2	22,57	38,16	60,73	3,87	-59,66	11,98	9,2	15,6	24,8	1,6	-24,3	4,9
540	6,9	16,93	38,22	55,14	0,00	-55,14	0,00	6,9	15,6	22,5	0,0	-22,5	0,0
555	5,5	13,49	38,16	51,65	-3,30	-50,75	-10,19	5,5	15,6	21,1	-1,3	-20,7	-4,2
570	4,2	10,30	37,66	47,96	-5,94	-44,51	-18,83	4,2	15,4	19,6	-2,4	-18,1	-7,7

продовження таблиці 2.4

<b>585</b>	4,1	10,06	35,84	45,90	-8,11	-38,19	-26,72	4,1	14,6	18,7	-3,3	-15,6	-10,9
<b>600</b>	4,1	10,06	31,58	41,64	-9,08	-28,68	-31,52	4,1	12,9	17,0	-3,7	-11,7	-12,8
<b>615</b>	4,1	10,06	23,92	33,97	-8,31	-16,82	-30,67	4,1	9,7	13,8	-3,4	-6,9	-12,5
<b>630</b>	4,1	10,06	12,47	22,53	-5,72	-5,72	-22,53	4,1	5,1	9,2	-2,3	-2,3	-9,2
<b>645</b>	3,2	7,85	-2,32	5,53	-1,35	0,12	-5,69	3,2	-0,9	2,3	-0,6	0,1	-2,3
<b>660</b>	4,1	10,06	-19,11	-9,05	1,97	-2,82	8,83	4,1	-7,8	-3,7	0,8	-1,1	3,6
<b>675</b>	4,1	10,06	-35,84	-25,78	4,55	-15,01	21,45	4,1	-14,6	-10,5	1,9	-6,1	8,7
<b>690</b>	4,1	10,06	-50,13	-40,07	4,97	-32,22	24,34	4,1	-20,4	-16,3	2,0	-13,1	9,9
<b>705</b>	4,1	10,06	-59,76	-49,70	3,17	-47,19	15,93	4,1	-24,4	-20,3	1,3	-19,2	6,5
<b>720</b>	4,1	10,06	-63,16	-53,10	0,00	-53,10	0,00	4,1	-25,7	-21,6	0,0	-21,6	0,0

## РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КРИШКИ РОБОЧОГО ЦИЛІНДРА

### 3.1 Загальні відомості про конструкцію кришок циліндра

Конструкція кришки циліндру залежить від типу двигуна, його розмірів, камери згорання, органів газорозподілу і інших чинників. У потужних дизелях кришки виконуються індивідуальними для кожного циліндра. У швидкохідних двигунах (типа М750, 1Д12 і ін.) кришки кожного ряду циліндрів об'єднуються в одну деталь, звану голівкою.

Кришки циліндрів призначені для утворення камери згорання в циліндрі, а також для розміщення клапанного механізму газорозподілу і форсунки. До конструкції циліндрових кришок пред'являються наступні вимоги: вони повинні мати можливо меншу термічну напругу і місцеві перегріву окремих частин; мати хороше і рівномірне тепло-відведення потоками рідини, що охолоджує; мати хороший доступ до порожнин охолодження для видалення накипу; володіти достатньою жорсткістю і міцністю від дії тиску газів в циліндрі; забезпечувати максимальні прохідні перетини впускних і випускних клапанів; мають бути зручні і прості в ремонті і обслуговуванні.

На кришку діють термічна напруга і тиск газів і монтажних зусиль. Температурний стан днища кришки циліндра характеризується максимальною температурою в районі перемичок між вікнами впускних і випускних клапанів (в чотиритактного ДВС).

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

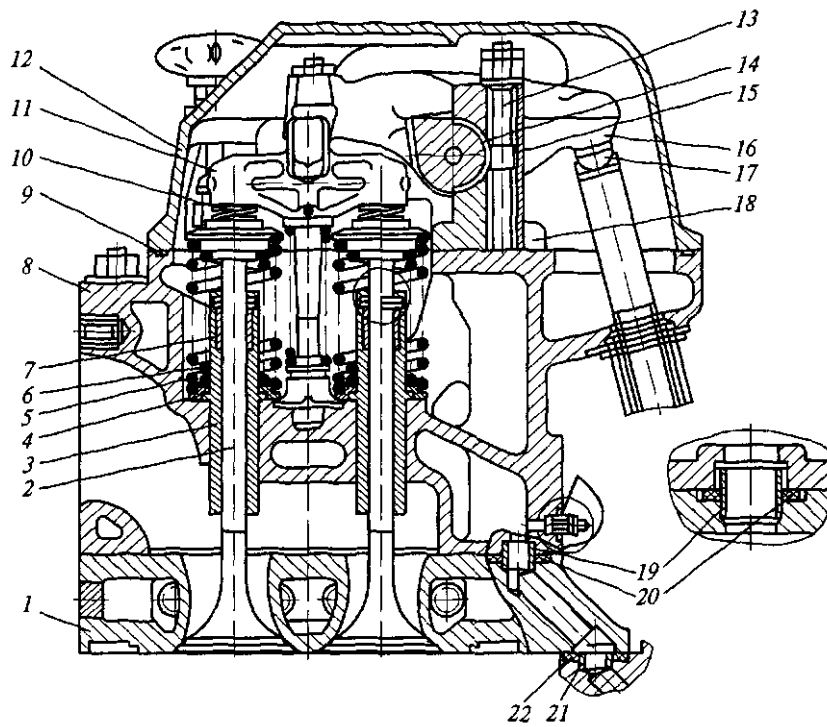


Рисунок 3.1 Кришка циліндра (14Д40, 11Д45)

1 - днище; 2 - клапан; 3, 7, 14 - втулки; 4 - тарілка; 5, 6 - пружини; 8, 15 - кришки; 9 - прокладка; 10 - шайба; 11 - траверси; 12 - ковпак; 13 - шпилька; 16 - важіль; 17 - голівка; 18 - стійка; 19, 21 - трубки; 20, 22 - кільця

В процесі експлуатації, навіть при ретельному дотриманні режимів водопідготовки, на днищі кришки відбувається відкладення накипу, що може привести до значного збільшення температур і відповідно теплонапряженности днища.

Лита чавунна кришка циліндра дизелів ПД1М і Д50 відрізняється тривалою і надійною роботою. Вода поступає з водяних порожнин блоку через 8 втулок, ущільнених кільцями з маслостійкої гуми. У дизелях типа Д49 введена проміжна діафрагма в кришці, яка, знаходячись на невеликій відстані від днища, збільшує дорогу воді, що охолоджує кришку циліндра. Подібне розділення потоку води є і в складеній кришці дизелів 11Д45 (тепловози ТЕП60) і 14Д40 (рис. 3.1) (тепловози 2М62), в якій днище чавунне (плита), а останні деталі виготовлені з алюмінієвого сплаву.

Голівки циліндрів двигунів типів 1Д12, М750, виготовляють з алюмінієвих сплавів, а кришки циліндрів дизелів типа Д49 - з високоміцного чавуну. Для випускних клапанів в кришці встановлюють «плаваючі» сідла з жаростійкого

					Лист	
					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
					51	

сплаву. У верхній частині чавунних направляючих втулок клапанів є металокерамічні втулки, що ущільнюють стержень клапана фторопластовими кільцями і шкрябаннями. Гострі кромки скребків знижують витрату масла через направляючі втулки.

З конструкцією кришки двигуна тісно пов'язано розташування і пристрій газорозподільного механізму.

Газорозподільний механізм. Він призначений для управління процесами впускання і випуску газів в циліндрі двигуна внутрішнього згорання. Газорозподільні органи (рис. 3.2) повинні забезпечувати хороше очищення циліндра і наповнення його свіжим зарядом при високій надійності в роботі. Досконалість очищення циліндра від відпрацьованих газів і наповнення його свіжим зарядом повітря залежать, в основному, від величини прохідного перетину і тривалості його відкриття. Величина прохідного перетину обмежується розмірами циліндра, а час відкриття його залежить від частоти обертання колінчастого валу. Надійність роботи клапанів і золотників в основному залежить від умов мастила, охолодження, вживаних матеріалів і величини сил інерції деталей механізму.

По конструкції газорозподільні механізми бувають наступних типів: клапанні, золотникові і комбіновані.

Клапанний газорозподільний механізм застосовується в чотиритактних двигунах типів Д49, ПД1М, М750, 1Д12, ЗЮБЯ і ін. Клапани розташовуються в кришці циліндрів і називаються підвісними або верхніми. Це дає можливість отримати компакту камеру згорання, сприятливу для смесеобрання і згорання палива. Привід верхніх клапанів здійснюється або безпосередньо від розподільного валу (кулачкового) (дизеля типа М750, 1Д12), або від нього ж через проміжні деталі - штовхальники, штанги, коромисла, траверси.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

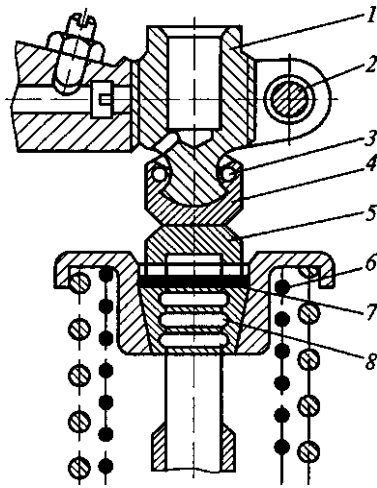


Рисунок 3.2 Механізм газорозподілу

1 - ударник; 2 - стопорний болт; 3 - кільце; 4 - ковпачок ударника; 5 - ковпачок клапана; 6 - пружина клапана; 7 - фіброве кільце; 8 - сухар клапана

Золотниковий (безклапанний) газорозподільний механізм може здійснювати свою діяльність поступально рухомими або такими, що обертаються золотниками.

Створені наступні схеми золотникових газорозподільників (рис 3.3):

- з плоским золотником, що обертається;
- з циліндровим золотником, що обертається;
- прямоточно-щілинне з поступально рухомими поршнями.

У двотактних дизелях (типа Д100) з щілинною схемою газообміну золотниками служать поршні і вікна у втулках циліндра.

Комбінований газорозподільний механізм в двотактних двигунах з прямоточною клапан-але-щілинною схемою газообміну здійснюється поршнем і клапанами випуску (дизеля Д40 - Д45). Клапанний механізм і кришки циліндрів (чотиритактних і двотактних двигунів) під час роботи піддаються термодинамічним навантаженням, особливо у момент посадки клапана на сідло. Випускні клапани знаходяться у важчих умовах, оскільки їх голівки під час випуску омиваються з усіх боків гарячими газами. Температура впускних клапанів під час роботи досягає 450 °С, а випускних - до 950 °С. Високі температури негативно впливають на механічні властивості матеріалу, сприяють ерозії і газовій корозії клапана, викривленню його голівки. Все це може викликати нещільне

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

прилягання голівки клапана до сідла, заїдання стержня в направляючій втулці і поява тріщин в кришці циліндра.

Найбільш несправностями механізму газорозподілу дизелів, що часто зустрічаються, є: розрегулювання зазорів між бойками важелів і ковпачками штовхальників; знос бронзових підшипників у важелях робочих клапанів і важелях штовхальників через нестачу мастила; пропуск масла через сальники у важелях клапанів; вибоїни і тріщини на поверхні катання роликів; тріщини і погнутість важелів штовхальників, важелів клапанів і штанг; ослабіння кріплень в з'єднаннях; вифарбовування цементованого шару або тріщини в голівках штанг і куркульках розподільного валу.

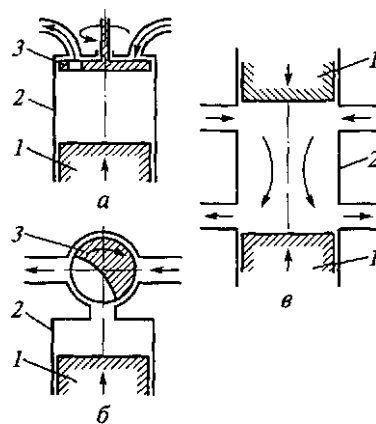


Рисунок 3.3 Типи газорозподілу

а - золотникове з плоским золотником, що обертається; б - золотникове з циліндровим золотником, що обертається; у - прямоточно-щілинне; 1 - поршень; 2 - циліндр; 3 - золотник

При проведенні ТЕ-3 перевіряють вступ масла до важелів приводу клапанів; справність трубок, що підводять масло до підшипників розподільного валу; справність механізму газорозподілу. В разі виявлення пропуску води або газів циліндрову кришку знімають, замінюють гумові ущільнення, притирають посадочні місця.

При проведенні ТР-1 виконують об'єм робіт ТЕ-3, перевіряють кріплення механізму приводу клапанів і регулюють зазори між клапанами і штовхальниками.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54



При проведенні ТР-2 і ТР-3 перевіряють величину зазору між кришкою і блоком; знімають форсунку і спеціальним пристосуванням вимірюють лінійну величину камери стискування, яку при необхідності регулюють на дизелях ПД1М і Д50 підрізуванням торця або бурту кришки циліндра, а на дизелях типа Д40, Д45 і Д49 - зміною величини прокладки між втулкою і кришкою циліндра (газовий стик).

Демонтаж кришки циліндра дизелів Д50 і ПД1М починають з від'єднання трубки високого тиску, клапанної коробки, штанг і патрубків випускного, наддувочного, водяного колекторів. Потім відвертають гайки кріплення кришки і розбирають клапанний механізм.

Кришку циліндра дизелів типа Д40, Д45, Д49 від'єднують від плити блоку і виймають разом з втулкою циліндра, поршнем і шатуном (комплект).

Після розбирання деталі кришки циліндра очищають від бруду, нагари і масла. Внутрішні порожнини кришки опресовують водою під тиском 0,75... 1 МПа протягом 3...5 мин.

Кришка циліндра дизеля типа Д40, Д45 (рис. 3.1) складається з чавунного днища і верхньої частини з алюмінієвого сплаву. Порушення герметичності стику не допускається. Зазор між стержнем клапана і направляючою втулкою має бути не більше 0,30 мм, при більшій величині зазору втулку міняють. Перевіряють биття стержня клапана, яке має бути не більше 0,15 мм, овальність клапана не повинна перевищувати 0,1 мм. Клапани перевіряють на наявність тріщин колірною дефектоскопією. Ширіна притирального поясочка на кришці і клапані має бути 0,5...2 мм. Корпус кришки замінюють при виявленні тріщин. Знос робочих поверхонь стержня і хвостовика штовхальника відновлюють хромованням з подальшою шліфовкою і полірою. Пружність пружин оцінюють по висоті у вільному стані. Перпендикулярність торцевих поверхонь пружини її осі контролюється на перевірочній плиті за допомогою косинця і щупа. Відновлюють перпендикулярність шліфуванням кінців пружини.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Важелі штовхальників клапанної коробки промивають струменем гасу. Зношені осі важелів штовхальників відновлюють хромуванням або вибродутової наплавленням з подальшою механічною обробкою; допускається також відновлення зазорів шляхом шліфівки осей і постановки нових втулок. В разі вигину важелів штовхальників і штанг їх виправляють з попереднім нагрівом до 100 °С. Сальники клапанних важелів, що самоуплотнюються, перевіряють опресовуванням повітрям тиском 0,05...0,1 МПа. При значному витокі повітря через сальник його замінюють. В процесі збірки клапанної коробки контролюють збіг і прохідність масляних каналів, цілісність гумових кілець ущільнювачів. Після закінчення збірки коробки опресовують на стенді нагрітим до температури 75 °С маслом тиском 0,03 МПа. Витік масла не повинен перевищувати 30 крапель в 1 мин. Щільність гидротолкателей перевіряють опресовуванням - зібраний без пружини гидротолкатель заливають гасом і навантажують по осі вантажем, силоміць 100 Н (10 кгс). Штовхальник повинен опуститися на 5 мм протягом 2...6 с.

Руйнування цементованого шару на сферичній поверхні голівки важеля не допускається - голівку замінюють. Прилягання нової голівки до сферичної поверхні сухаря перевіряють по фарбі, площа прилягання має бути більше 50 % поверхні. Зазор між штовхальником і направляючою втулкою (0,06...0,5 мм) забезпечують за рахунок підбору втулки. Ущільнюючу гуму замінюють при кожному ремонті незалежно від її стану.

Ні для кого давно не секрет, що всі рекорди потужності двигуна досягнуті на двигунах з 4-х клапанними кришками циліндрів. І не має значення, атмосферний або турбирований двигун - плюсів від установки 4-х клапанними кришками циліндрів значно більше, чим мінусів. Двигуни з цією кришкою можуть отримати набагато більше наповнення циліндрів повітря, що, само собою, веде до збільшення потужності.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

### 3.2 Опис конструкції запроєктованої кришки циліндрів.

Кришка 1 робочого циліндра (рис. 3.4), окрема для кожного циліндра, чотирьох-клапанна, відлила з чавуну, кріпиться до блок-картера чотирма шпильками.

На днищі кришки є бурт, який притирається до бурту ущільнювача втулки циліндра. В центрі кришки є отвір для установки форсунки, яка кріпиться за допомогою скоби, шпильки і гайки (ключ - 20). Для ущільнення торцевих поверхонь між форсункою і кришкою ставляться прокладки з червоної міді, що відпалює.

Внутрішній простір кришки розділений на три порожнини: впускні і випускні канали і порожнина охолодження.

Впускні клапани розташовані в кришці з боку маховика, випускні з боку турбокомпресора. Впускні і випускні клапани однакові. Штоки клапанів хромовані, а фаски клапанів наплавлені стелітом ВЗК. На торцях тарілок клапанів є два отвори призначених для зачеплення з пристосуванням для притирання клапанів.

Клапани переміщуються в направляючих втулках 14, запресованих в кришку. У верхній частині направляючих втулок встановлені фторопластові ущільнення, які одночасно забезпечують мастило штоків клапанів (завдяки ефекту насосного ходу ущільнення). На кінці штоків надіті ковпачки. Сідла клапанів 12 із спеціального сплаву запресовані в гнізда на днищі кришки.

Клапани притерты до сідел і притискаються до них двома пружинами: зовнішньою і внутрішньою. Нижні кінці пружин спираються на ступінчасту тарілку нижньою, верхні кінці пружин впускних клапанів упираються в тарілку верхню, яка з'єднується з штоком клапана конічним розрізним замком, а вихлопних клапанів - в кільце опорное механізму обертання клапана.

Випускні клапани оснащені механізмами обертання клапана типа «ротокап». Кільце опорное 8, кільце 4 і обойма 5 зчеплені один з одним за допомогою тарілчастої пружини 6.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

При відкритті клапана і досягненні деякого зусилля стискування клапанних пружин, тарілчаста пружина 6 звільняє обойму 5. У обоймі дно канавок виконане похилим, тому обойма, під дією сили клапанних пружин, разом з клапаном обернеться на кульках довкола своєї осі (приблизно 50 за кожен хід відкриття клапана). В кінці ходу клапана зазор Би рівний 0. При закритті клапана, також, досягши певного зусилля стискування клапанних пружин, тарілчаста пружина повертається у вихідне положення і з'являється зазор між кільцем 4 і кульками. Пружини переміщують кульки у вихідне положення до контакту з кільцем 4.

На кришці з боку випуску розміщені: пусковий клапан 15, стійка контрольна 18 з декомпрессионним (індикаторним) краном і запобіжним клапаном, переливна раковина для відведення води з кришки до колектора, що відводить.

Для приводу впускного і випускного клапанів на верхній площині кришки встановлений привід клапанів. На підставці закріплені осі 10 на яких в бронзових підшипниках гойдаються коромисла 6. Мاستило до підшипників коромисел подається від масляної магістралі двигуна у вісь через дросельний ніпель з отвором 1,5 мм і перехідник. Масло зливається в картер через кожухи штанг.

На одному кінці коромисла з боку приводу встановлений гвинт регульовальний 4 з сферичною голівкою, що входить в сферичне поглиблення наконечника штанги. Гвинт регульовальний стопориться контргайкою 5 після регулювання зазорів в приводі клапанів. На іншому кінці коромисла на осі встановлений ударник 6 з сферичним бойком 8.

Бойок стикається з траверсой, що відкриває два клапани. Одна з п'ят траверси регульована для забезпечення одночасного відкриття обох клапанів.

Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Вода, що охолоджує, поступає з блок-картера по восьми каналах в нижню порожнину охолодження кришки, омиває днище і через два отвори в перегородці, розташованих в зоні колодязя для форсунки, поступає у верхню порожнину, звідки по переливній раковині - в колектор, що відводить.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

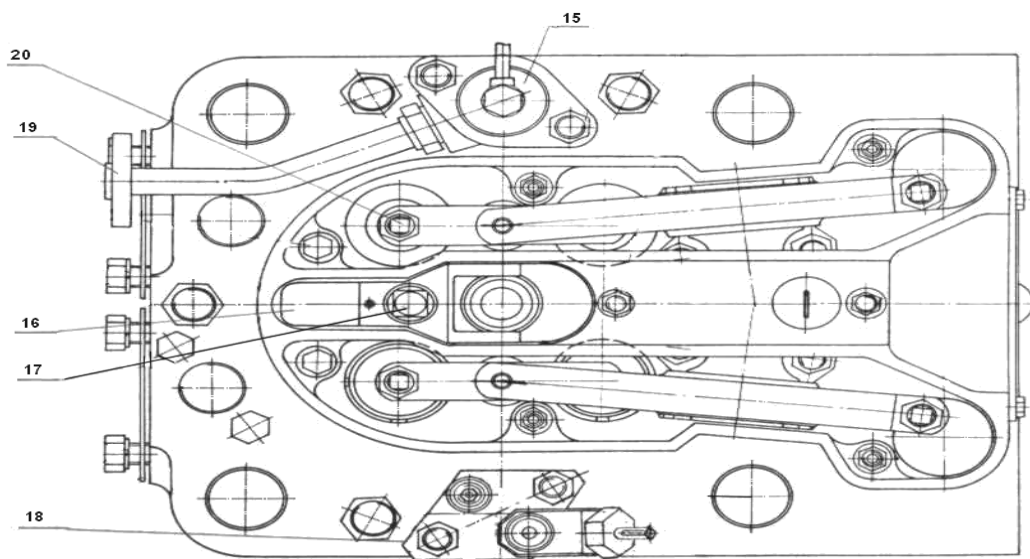
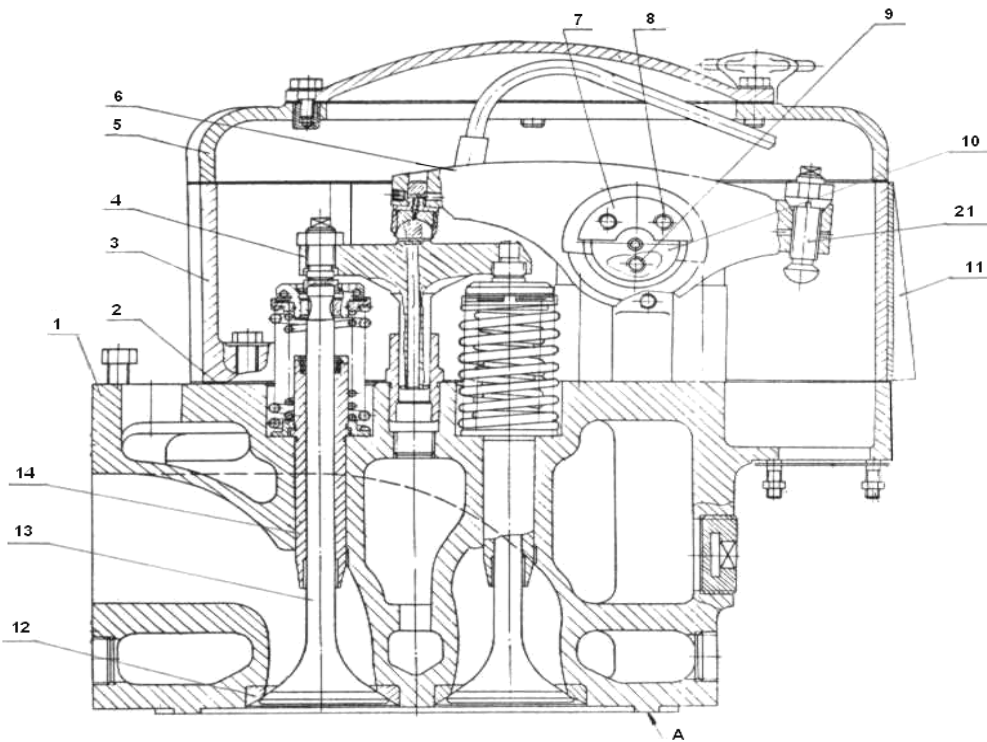


Рисунок 3.4 Кришка циліндра

1 - кришка циліндра, 2 - прокладка, 3 - корпус закриття, 4 - траверси, 5 - закриття верхнє, 6 - кором'исло, 7 - сектор, 8 - болт М·8х60, 9 - гвинт М·8х10, 10 - вісь кором'исла, 11 - щиток, 12 - сідло клапана, 13 - клапан випускний, 14 - втулка напрямної, 15 - клапан пусковий, 16 - скоба кріплення форсунки, 17 - гайка кріплення форсунки, 18 - стійка контрольна, 19 - труба підведення пускового повітря, 20 - регульована п'ята траверси, 21 - регульовальний гвинт кором'исла.

Переливна раковина приєднується до колектора, що відводить, накидним фланцем і ущільнюється гумовим кільцем.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

### 3.3 Розрахунок на міцність кришки циліндра

#### Мета розрахунку

Задачею розрахунку є знаходження сумарних напружень в кришці робочого циліндру та порівняння їх з допустимими

#### Умови розрахунку

Кришка робочого циліндру розглядається як монолітна конструкція, що навантажується силою зтяжки шпильок. В процесі роботи двигуна кришка додатково навантажується тиском газів та дією високих температур. Небезпечними перерізами слід вважати перерізи, що мають мінімальний момент інерції. Цей переріз проходить через вісі робочих клапанів.

#### Вихідні дані дані для розрахунку

Максимальний тиск згорання	$P_{\max} =$	10,64	МПа
Діаметр циліндра	$D =$	0,25	м
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	500	хв <sup>-1</sup>
Хід поршня	$S =$	0,34	м
Ступінь стиску	$\mathcal{E} =$	12	
Середній індикаторний тиск	$p_i =$	1,288	МПа
Середній індикаторний ККД	$\eta_i =$	0,45	
Відстань поміж шпильками	$L =$	0,25	м
Середній діаметр бурта кришки	$D_f =$	0,27	м
Товщина днища кришки	$\delta =$	0,015	м
Матеріал кришки		СЧ - 20 ГОСТ 1412-85	
Коефіцієнт лінійного розширення чавуну	$\alpha =$	1,1E-05	град <sup>-1</sup>
Коефіцієнт теплопровідності чавуну	$\lambda =$	52,3	Ват/(м·град)
Модуль пружності для чавуну	$E =$	120000	МПа
Коефіцієнт Пуасона для чавуну	$\mu =$	0,26	
Коефіцієнт зтяжки шпильок кришки циліндру	$\lambda =$	2	
Середня доля тепловіддачі в охолоджуючу воду	$a =$	0,25	
Доля поверхні кришки, яка передає тепло	$f_k =$	0,7	
Доля поверхні поршня, яка передає тепло	$f_{\pi} =$	0,75	
Момент опору розтянутих волокон кришки	$W_{\text{розт.}} =$	0,001	м <sup>3</sup>
Момент опору стиснутих волокон кришки	$W_{\text{ст.}} =$	0,0008	м <sup>3</sup>

Якщо прийняти, що зміна температури по товщині нижньої дошки кришки відповідає лінійному закону, то умовні температурні напруження, що виникають в нижній (вогневі) дошці, знаходяться по формулі

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E \cdot q \cdot \delta}{2 \cdot (1 - \mu) \cdot \lambda} \quad \sigma_t = 27 \quad \text{МПа}$$

Припускаючи одночасне виникнення найбільших механічних та температурних напруг у вогневому днищі, знайдемо умовне сумарне напруження стиску

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{ст.} + \sigma_t \quad \sigma_{\Sigma} = 41,6 \quad \text{МПа}$$

Допустимі сумарні напруги для кришок із чавуну

$$[\sigma_{\Sigma}] = 40..80 \text{ МПа}$$

## РОЗДІЛ 4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ

### 4.1 Заходи з охорони праці

До роботи на дільниці з підготовки до експлуатації і експлуатацію дизелів допускаються особи що досягли 18-річного віку, пройшли медичний огляд, пройшли інструктажі по охороні праці, пристрій, що вивчили, і роботу дизеля і дизель-генераторів і іспити кваліфікаційної комісії, що здали, по професії, навчену і атестовану по питаннях охорону праці.

Під час роботи робочий повинен користуватися виданою йому згідно нормативів спецодягом:

- рукавиці х/б - 1 місяць;
- костюм х/б - 12 місяців;
- навушники (оеруши) - до зносу;
- черевики шкіряні - 12 місяців.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила внутрішнього трудового розпорядку, правила пожежної безпеки, палити тільки у визначених для куріння місцях.

Основними небезпечними і шкідливими виробничими факторами є:

- оксид вуглеводня;
- мінеральні масла;
- сірчистий ангідрид;
- виробничий шум.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила і вимоги санітарних норм:

- відходи виробництва (зберігати) збирати в спец тару;
- користуватися витяжною і приточуванням вентиляцією, ЗІЗ при роботі з небезпечними і шкідливими речовинами;
- при роботі з новими невідомими вам матеріалами, вимагати інструкцію по їх застосуванню.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



Працівник зобов'язаний дотримувати правила особистої гігієни:

- не зберігати і не приймати пищу на робочому місці; мити руки перед прийомом пищи;
- не застосовувати для миття рук гас, бензин і інші шкідливі рідини.

Працівник зобов'язаний:

- Піклуватися про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я навколишніх людей в процесі виконання будь-яких робіт або під час знаходження на території електростанції.
- Знати і виконувати вимоги нормативно-правових актів по охороні праці, правил поведінки з машинами, механізмами, устаткуванням і іншими засобами виробництва, користуватися засобами колективною і індивідуальною захити
- Проходити у встановленому законодавством порядку попередні і періодичні огляди.
- Вимоги інструкції є обов'язковими для тих, що працюють, не виконання цих вимог розглядається як порушення виробничої дисципліни, що вабить до відповідальності відповідно до чинного законодавства України.

Вимоги безпеки перед початком роботи

- Привести в порядок робочий одяг: застебнути обшлаг рукавів, прибрати волосся під головний убір.
- Організувати своє робоче місце так, щоб все необхідне було під рукою. Якщо підлога мокра і слизька – посипати тирсою;
- Перевірити чи достатньо освітлено ваше робоче місце;
- Працювати з інструментом, що відповідає наступним вимогам, :  
гайкові ключі повинні бути справні і відповідати розмірам болтів і гайок; не нарощувати ключі іншими предметами;  
користуватися пристосуваннями, передбаченими техпроцессами
- Оглянути наявність і справність захисних кожухів.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ

Лист

61

### Основні вимоги перед пуском дизеля

- Перед пуском дизеля провертання колінчастого валу уручну здійснювати тільки з відкритими декомпрессионними клапанами і при закритому балоні стислого повітря, не менше двох оборотів, після чого зняти валоповоротний пристрій для провертання маховика;
- Перевірити чи не знаходиться дизель-генератор при пуску під навантаженням;

### Вимоги безпеки під час роботи

- При проведенні ревізії на дизелі у всіх місцях, пов'язаних з подачею стислого повітря, палива вивісити попереджувальні таблички застережливі про те, що пуск дизель-генератора забороняється.
- На дизелі і майданчиках по обслуговуванню не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування після закінчення або в перервах в роботі.
- Пролите масло або паливо повинні бути негайно прибрані.
- Не торкатися без теплозахисних засобів до незахищених деталей, що мають температуру більш 70°C;
- Не запускати дизель без захисного кожуха на маховику;
- Під час роботи дизеля не обтирати рухомі частини дизеля, не усувати дефекти;
- Не підтягати болти, гайки з'єднань, що знаходяться під тиском на працюючому дизелі;
- Пуск дизеля після ревізії проводити після огляду на наявність сторонніх предметів на дизелі;
- Перевірити кріплення і шплинтовку всіх деталей дизеля, особливу увагу звернути на шплинтовку шатунових болтів і шпильок рамових підшипників;
- Не працювати з електроосвітлювальними приладами, що мають напругу більше 12 В;
- Не проводити роботи (технологічні операції) при піднятті деталей і вузлів краном, від'єднувати строп від вузла якщо вузол не закріплений;
- Не знаходитися в небезпечній зоні при переміщенні вантажу;

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

- При виявленні несправностей устаткування, інструменту, ЗІЗ негайно припинити роботу, повідомляти адміністрації електростанції і далі діяти відповідно до вказівок;
- Про кожний нещасний випадок що відбувся на виробництві або раптовому захворюванні негайно повідомити безпосереднього керівника робіт і прийняти заходи по наданню першої долікарської допомоги постраждалому.

#### Вимоги безпеки після закінчення робіт

- Закрити замочні вентиля палива, води зовнішнього контуру, пускового повітря, відключити переносний електроінструмент, відпрацьоване масло злити в спеціальну ємність;
- Привести в порядок робоче місце, інструмент і пристосування;
- Зняти робочий одяг і прибрати його в шафу;
- Вмиватися або прийняти душ;
- Про всі недоліки, виявлених в процесі роботи негайно повідомляти адміністрації електростанції.

#### Вимоги безпеки в аварійній ситуації

Можливою причиною аварії може бути:

- дизель йде розносячи - підвищення частоти обертання вище  $570 \text{ хв}^{-1}$ , підвищення температури води вище  $90^\circ\text{C}$ , падіння тиску масла нижче  $1,6 \text{ кг/см}^2$ ;
- розривання паливопроводу і попадання палива на оголені деталі вихлопного колектора (спалах палива), при виникненні пожежі дзвонити в пожежну частину і прийняти заходи по ліквідації спалаху;
- при появі стороннього шуму в дизелі негайно зупинити двигун, перекрити подачу палива або відключити рукояткою граничного вимикача, повідомити майстра і далі діяти по його вказівках;

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

У разі попадання людини під напругу необхідно звільнити його від дії електричного струму, шляхом відключення від джерела живлення, а при неможливості відключення - відтягнути його від токоведущих частин за одяг або застосувати підручний ізоляційний матеріал. При потраплянні робочого під дію електричного струму необхідно вивільнити його від струму, після чого, необхідно викликати лікаря і надати постраждалому долікарську допомогу.

При опіках слід робити холодні примочки з розчином борної кислоти.

При пораненні, порізах, обробити шкіру навколо рани йодом, накласти стерильну пов'язку.

При виникненні аварійної ситуації необхідно припинити роботу і:

- видалити з аварійної зони людей
- прийняти заходи по зупинці устаткування і інші заходи, що виключають небезпеку для людей, повідомити адміністрації електростанції.

#### **4.2 Захист навколишнього середовища**

Однією з необхідних розуму здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоті повітря і нормальних метеорологічних умовах у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пара, пил, надлишкова теплота, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народогосподарчою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки сморід впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

- Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).

-

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

- Які викликають подразнення дихальних шляхів і слизуватих оболонок (хлор, аміак).
- Що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інших).
- Канцерогенні, ракові захворювання (аміїн, окисли хрому, азбест).

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна, працюючого на дизельному паливі

У процесі експлуатації дизельний двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

У наслідку недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно – гігієнічних розуму життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери.

Димність крім забруднення біосфери погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхню землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

При роботі двигуна значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може попасти мастило. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летючих вуглеводневих з'єднань в атмосферу.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

## ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на кваліфікаційну роботу « Вдосконалення конструкції кришки робочого циліндру судового дизеля потужністю 470кВт» розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН25/34, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркушів формату А1

Конструкція 4-ри клапанної кришки циліндру, а також загальний вигляд дизель-генератора та дизеля представлені на листах графічної частини роботи, а в пояснювальній записці виконаний детальний їх опис обладнання з наведенням їх параметрів.

На початку кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна (  $P = 470 \text{ кВт}$ ,  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$ ) визначений двигун-прототип 6ЧН25/34 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Ці діаграми побудовані на листі графічної частини роботи.

З теплового розрахунку та розрахунків на міцність двигуна було взято необхідні вихідні дані для розробки конструкції кришки циліндру.

Зважаючи на те, що розроблений дизельний двигун є джерелом шуму і вібрації, частину кваліфікаційної роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

## СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2004.
2. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2000.
3. Іодловський В.І., Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми», Первомайськ ППІ 2000.
4. Коваленко І.Н., Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння», Первомайськ ППІ 2005.
5. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
6. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
7. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
8. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
9. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
10. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
11. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
12. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. Proceedings of 24th Inter-national Scientific Conference Transport Means, 2020: - Kaunas, Lithuania, 2020 – Part, 1038p.,  
ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (online) pp. 671-675
13. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2.  
ISSN 0419-8719, сторінки публікації: 79-81
14. Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК ім. адм. Макарова. Наукове видання № 2-3 (491-492) 2023р. сторінки публікації: 49-56.

					ПННІ НУК 142.44.24.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67