

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 «магістр»

на тему: Підвищення техніко-економічних показників 4-тактного дизельного двигуна потужністю 570 кВт за рахунок покращеної конструкції кришки робочого циліндру. Двигун прототип 6ЧН25/34.

Виконав:

студент групи 63-ТЕМмаг-23з

 Цабієнко О. О.
(підпис)

Керівник роботи:

Викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 Дубовець А. І.
(підпис)

м. Первомайськ, 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)
« ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Цабієнко Олексію Олеговичу

1. Тема роботи: «Підвищення техніко-економічних показників 4-тактного дизельного двигуна потужністю 570 кВт за рахунок покращеної конструкції кришки робочого циліндру. Двигун прототип 6ЧН25/34.»

Керівник роботи Дубовець А. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 за № 52.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 6ЧН25/34 потужністю 500 кВт.

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

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його застосування. 2. Визначення основних параметрів та вимоги до проектного двигуна. 3. Розробка конструкції кришки робочого циліндра. 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигуна (СК). 2. Кришка циліндру (СК). 3. Корпус клапана (СК) 4. Корпус клапана (РК) 5. Випускний клапан (РК) 6. Індикаторна діаграма та діаграми навантажень (СХ).

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Прізвище
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Науковий розділ.	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	25.11.2024	

Студент Цабієнко О. О.
(підпис)

Керівник роботи Дубовець А. І.
(підпис)

Анотація

Згідно із завданням на дипломне проектування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН25/34 з проектуванням кришки циліндра, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркушів формату А1.

На початку дипломного проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($N = 570$ кВт, $n = 600$ хв-1) визначений двигун-прототип 6ЧН 25/34 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.

Діаграми побудовані на листі графічної частини проекту.

З теплового розрахунку було взято необхідні вихідні дані для розрахунку кришки циліндра.

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

Виконані основні розрахунки з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Ключові слова: дизельний двигун, шатун, надлишок повітря, розрахунок робочого циклу, індикаторна діаграма, шум, система вприскування.

Abstract

According to the assignment for the diploma design, the necessary design, calculation and explanatory materials for the 6CHN25/34 diesel engine with the design of the cylinder head were developed, which are designed in the form of an explanatory note and the design part of the project in a total of 4 sheets of A1 format.

At the beginning of the diploma project, the prototype engine 6CHN 25/34 was determined based on the specified initial engine parameters ($N = 570 \text{ kW}$, $n = 600 \text{ min}^{-1}$) and calculations of the operating cycle parameters were carried out. According to the results of the calculations, an indicator diagram of the actual operating cycle and diagrams of forces acting on the parts of the KSHM were constructed, the values of which were found in the dynamic calculation of the engine.

The diagrams were constructed on the sheet of the graphic part of the project.

The necessary initial data for the calculation of the cylinder head were taken from the thermal calculation.

Considering that the developed gas engine is a source of noise and vibration, part of the diploma project is devoted to developing measures to reduce the negative impact of its operation on the operating personnel and the environment.

Basic calculations on labor protection and safety in emergency situations have been performed.

Keywords: diesel engine, connecting rod, excess air, calculation of the duty cycle, indicator diagram, noise, flushing system.

3MICT

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Технічна інформація про об’єкт використання двигуна... ..	7
1.2 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	8
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	17
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	26
2.4 Розрахунок теплового балансу	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	35
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис кришки робочого циліндра.....	36
3.3 Розрахунок кришки робочого циліндра.....	45
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці та техніка безпеки при роботі в машинному відділенні.....	52
4.2 Захист навколишнього середовища	57
ВИСНОВКИ.....	59
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	60

					ПІННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ							
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата								
Розробив		Цабієнко			Пояснювальна записка			Літера		Лист	Листів	
Перевірів		Дубовець							н		3	73
Ркцензент		Чабанов						63-ТЕМмаг-23з				
Н. контр		Дубовець										
Затвердив		Нестеренко										

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Дизельний двигун 6ЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1... ..	69
ДОДАТОК 2	Кришка циліндра, СК, А1	70
ДОДАТОК 3	Модуль випускного клапана, СК, А1.....	71
ДОДАТОК 4	Корпус клапана, РК, А2.....	72
ДОДАТОК 5	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ.....	73

					ПІННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

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 двигунобудівниками стоїть задача вдосконалення ДВЗ згідно 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 реалізувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу, завдяки чому ДВЗ є більш економічними енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловыми 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.

Сучасний двигун складається з великої кількості різноманітних деталей, систем та механізмів, від роботи яких в значній мірі залежать такі параметри: вага, технічні характеристики двигуна.

В даній роботі пропонується спрощений варіант розробки кришки робочого циліндра, розрахунок кришки циліндра та випускного клапана.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Технічна інформація про об'єкт застосування двигуна.

Спроекований двигун відноситься до складу середньо-оборотних двигунів.

Дизель 6ЧН 25/34 – чотирьохтактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний, з циліндровою потужністю $N_{e_{ц}}=95$ кВт при 600 об/хв.

Дизель призначений для використання в якості приводу генератора.

Дизель-генератор призначений для установки на стаціонарних електростанціях як основне або резервне джерело живлення електроенергією змінного струму різних споживачів в режимі автономної та паралельної роботи з промисловою мережею.

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

Були враховані вимоги, які стосуються двигунів внутрішнього згоряння:

- 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.

Опис складальних частин базового двигуна

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

В постелях, 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 борт втулки і двома гумовими кільцями, 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

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

горизонтальна полиця, на якій встановлені паливні насоси високого тиску з приводами, корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташовані підшипники 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 для запобігання вибуху парів масла.

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 шестерен, кожух шестерен приводу розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блоку вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів.

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші сталєвоалюмінієві.

Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

Другий від маховика підшипник упорний має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення над площиною роз'єму відносно розточок в кришці і рамі, дякуючи чому після обтиску підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхонь розточок в фундаментній рамі та кришки фундаментної 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.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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, від'ємна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна.

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

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

Для кращого прироблення 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 ступінчастих шпильках 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 кульковою голівкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штохача.

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

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

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, для ущільнення форсунки у вогняному днищі встановлюється мідна прокладка. На верхній площині кришки є канавки, по яким потрапивши на кришку паливо відводиться в дренажну систему.

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.

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 індикаторного крану є з одного боку різьблення для укручування крана в переходник, з іншою – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається уручну за допомогою ключа.

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 вісім рамових і шість шатунних шийок з термообробкою поверхні азотуванням.

Кривошипи дизеля 6ЧН 25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 120°.

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

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 шплінтовочним дротом від мимовільного відгвинчування. На обох кінцях шатунного болта виконані лиски, відстані між якими, заміряні з точністю до 0,01 мм, нанесено 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.

Поршень

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

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 (хромоване), нижнє компресійне кільце без напилення. 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 мастило, яке через отвори в поршні стікає в картер.

Поршневі кільця не фіксуються від провертання в канавках. При установці поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені щодо один одного на кут 90° 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 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.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зовні на втулку плунжера одягнена шестерня, що входить в зачіплення 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. Для оберігання корпусу насоса від руйнування, при підвищенні тиску палива в системі насос – форсунка вище допустимого, в штуцері передбачена запобіжна прокладка, закріплена нажимним болтом.

Кількість палива, яке нагнітається 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 охолоджуванням розпилювача. Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 нажимним 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 всіх сортах дизельного палива із змістом сірки не більш 0,5 %.

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 в підгольчатому просторі розпилювача $270+11$ кГс/см², уприскують паливо в циліндри дизеля. Форсунки – охолоджувані.

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

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

редукційний клапан зливається у витратний бак, де відбувається його охолодження.

Кожна трубка високого тиску виконується в захисному кожусі. Внутрішня порожнина захисних кожухів 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 необхідного тиску в колекторі відведення палива після охолодження форсунок у витратний паливний бак встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск $1,0 \pm 0,4$ кГс/см² по манометру на щиті приладів.

Для оберігання трубопроводів від руйнування на паливопідкачиному насосі встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск $3,0 \pm 0,2$ кГс/см² по манометру на щиті приладів.

Редукційний клапан відрегульований на заводі на тиск $1,0 \pm 0,2$ кГс/см² 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) дозволяє запускати двигун стислим повітрям, яке подається в циліндри, при будь-якому положенні колінчастого валу.

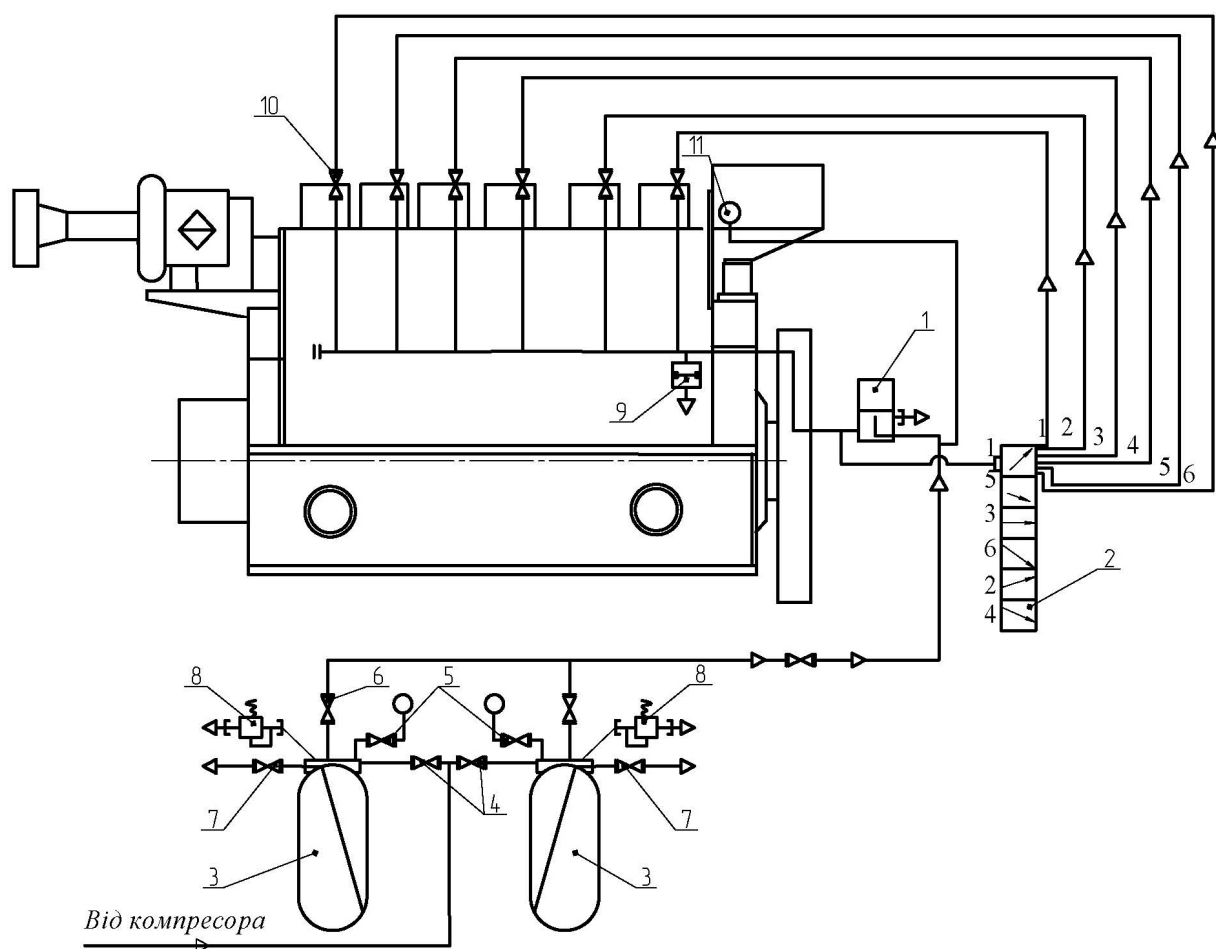
Процес пуску виконується місцевим (на двигуні) натисненням кнопки головного пускового клапана 1. При цьому стисле повітря подається до розташованих в циліндрах пускових клапанів 10 (спочатку ці клапани закриті) і одночасно до розподільника повітря 2.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 повітрю з головної магістралі 12 заповнити цей циліндр. Тиск стислого повітря діє на поршень приводить в обертання кривошипно-шатунний механізм двигуна. Коли досягається частота обертання, при якій запалає робоча суміш (дизельне пальне з повітрям) 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.



					Лист	
					17	
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	

Рис. 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 змащення

Система змащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням (Рис. 2). Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження мастила до всіх деталей, що труться, і вузлів.

У систему змащення 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.

Мастило 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-

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 6а для перекриття надходження масла в бак масла через електронасосний агрегат при роботі двигуна.

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

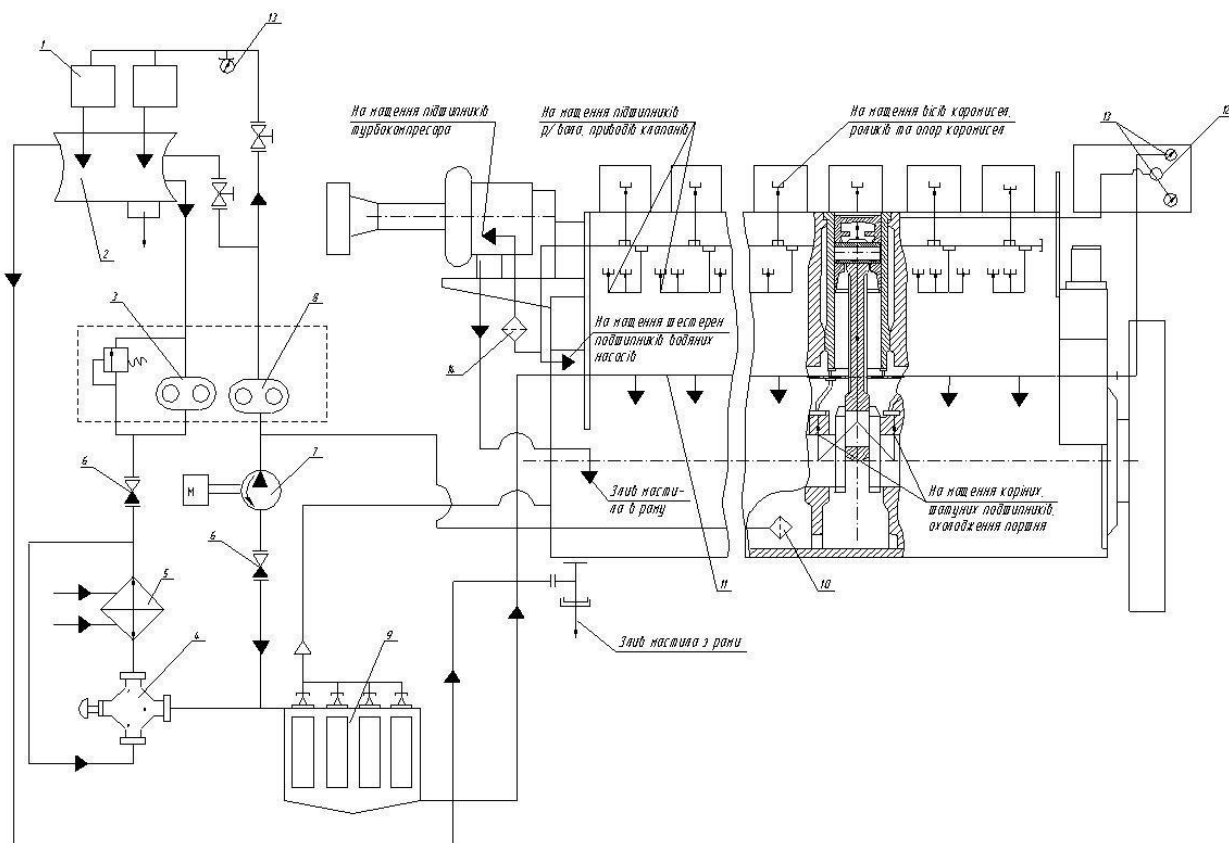


Рис.2

Принципова схема системи змащення

- 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 повнопоточний;

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

*10-фільтр приймальний; 11-головна магістраль;
12-термометр; 13-манометр; 14-фільтр масла ТК.*

Система охолодження

Система охолодження двигуна 2-х контурна (Рис. 3), що складається із зовнішнього і внутрішнього контура. Двигун охолоджується прісною водою, яка циркулює усередині двигуна. У свою чергу вода внутрішнього контура охолоджується проточною водою зовнішнього контура в охолоджувачі води.

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 контура 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 форсунок 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 внутрішнього контуру чутливий елемент регулятора температури спрацьовує, а з нього потрапляє або в охолоджувач чи повз нього в двигун.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

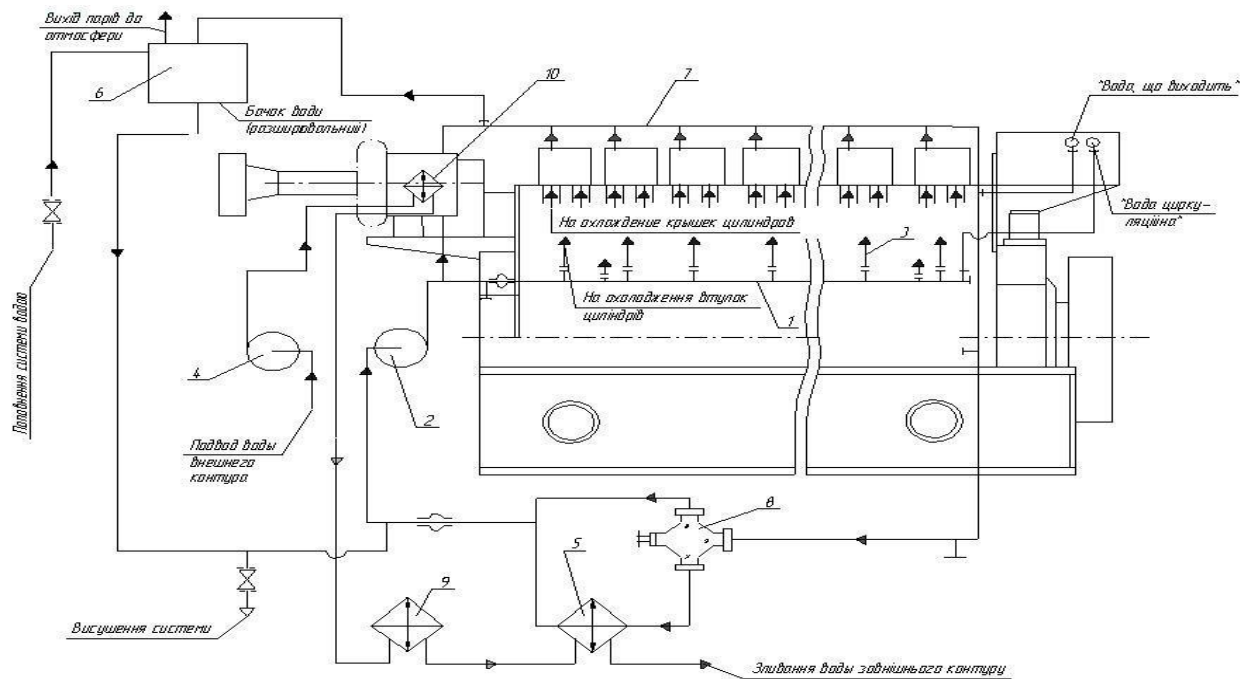


Рис. 3
Принципова схема системи охолодження

- 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 (газоповітряної суміші).

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна враховується призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та його конструктивні особливості. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

В основі методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

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

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . Крім того ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1] стор.154.

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] стор.32 і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна.

г) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\phi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

д) Підігрів заряду свіжого повітря, або газу - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3] стор.56. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

є) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

ж) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску λ при згорянні газоповітряної суміші залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і його при розрахунках для середньо оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,5$. [2] стор.41.

з) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Величина ККД η_m знаходиться по емпіричній формулі.

к) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 80^\circ\text{C}$ [3] стор.207.

л) Температура залишкових газів

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно довідкових даних температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К. [3] стор.125.

м) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\varphi = 0,93 \dots 0,97$. [3] стор.107

н) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі з неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу прийнято $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	570 кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\epsilon =$	12
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_B =$	0,25 МПа

Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	8 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,16 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	800 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,7
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,86
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96

Паливо:

Дизельне пальне Л - 0.2 - 40 ГОСТ 305 - 82

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,86 \quad H = 0,13 \quad O = 0,01$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) \text{ кмоль/кг}$$

$$L_0 = 0,494544 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість свіжого заряду

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

$$M_1 = 1,087996 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \quad \text{кмоль/кг} \quad 0,0717 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \quad \text{кмоль/кг} \quad 0,065 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість O}_2: \quad M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \quad \text{кмоль/кг} \quad 0,1246 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: \quad M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \quad \text{кмоль/кг} \quad 0,8595 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \quad \text{кмоль/кг} \quad 1,1208 \text{ кмоль/кг}$$

Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad K$$

$n_k = 1,6$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$$T_b = 410,6467 \text{ K}$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$$

число з інтервалу = 0,925

$$P_d = 0,22755 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $\Delta T_1 = (30 - 50^{\circ})$ ступінь охолодження повітря.

$$\Delta T_1 = 40 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,03$$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} =, K$$

$$T_d = 390,7044 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_\varepsilon - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)} =$$

$$\Phi_c = 0,929892$$

Густота заряду на впускі.

$$\rho_\varepsilon = \frac{P_\varepsilon \times 10^6}{R_{II} \times (T_\varepsilon - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

$R_{II} = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ - Універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_\varepsilon = 2,312561 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \quad \text{для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_1 = 1,227 \quad \text{Значення для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,360$$

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} =, \text{МПа}$$

$$P_c = 6,679798 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 955,7704 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 1988 + 0.002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

$$mC_{v'} = 22,4013 \text{ КДж/Кмоль} \cdot \text{К}$$

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,030159$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,029296$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі.

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

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] = \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 23,06514$$

$$v = 0,001761$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mC''_p = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 31,19914$$

$$b = 0,001761$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 11,35566 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

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

Після підстановки одержим квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,001813$$

$$B = 32,11313$$

$$C = 67259,25$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} =, K$$

$$T_Z = 1892,308 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,20$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 10,01$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n} \quad \text{для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_2 = 1,396667 \quad \text{Значення для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,255$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_6 = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, МПа$$

$$P_6 = 0,630442 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_6 = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_6 = 1051,663 \text{ К}$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,363811 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi} =, МПа$$

$$P_{mi} = 1,309259 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_6 \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,451627$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кг/кВт год}$$

$$b_i = 0,187557 \text{ кг/кВт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.089 + 0.0118 \times V_{П.СР}, \text{МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30} =, \text{М/С}$$

$$S_{ПР} = 0,34 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,16924 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 1,140019 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,870736$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,393248$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$b_e = 0,215401 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 122,7785 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 99,99835 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 16,66639 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,9258 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 339,899 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{St} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} =, \text{Л}$$

$$V_{St} = 100,0875 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 570,5081 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 570,2541 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,089108 \%$$

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	570,508	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	600	хв^{-1}
діаметр циліндру:	$d =$	250	мм
хід поршня:	$S =$	340	мм
число циліндрів:	$i =$	6	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання рапсового масла:	$Q_H =$	42500	кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	122,778	кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$h_i =$	0,45	
ефективний к.к.д.:	$h_e =$	0,39	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,088	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,121	кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	800	К
температура на початку стиску	$T_d =$	390,7	К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2	

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = B_r \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{\Pi} = 1449468,3 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 570508,14 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 39,36 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 1000 \text{ Дж/сек}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,09 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_v = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{ГР} + W_{вип}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \qquad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \qquad 0,09$$

$$W_{ст.} = 0 \qquad W_{вип} = 0,01-0,05 \qquad 0,03$$

$$Q_w = 173936,19 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a=0,09$ $b=0,012$ - коефіцієнти для визначення середнього

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \begin{array}{l} \text{тиску механічних втрат} \\ \text{середня швидкість поршня} \end{array}$$

$$C_m = 6,8 \quad \text{м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 169,24 \quad \text{кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 101,54 \quad \text{кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0166813 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,8 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 50816,426 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 224752,62 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

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.

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

$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$

$$V_B = 0,0070 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$\eta_{\epsilon.н.} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$\eta_{\epsilon.н.} = 0,85$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,80 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\epsilon.н.} = 804,0 \text{ Дж/сек}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 225556,59 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\epsilon} = 15,56 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_2} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_d} \cdot t_d \right]$$

$$m C_p'' = 34,309 \quad \text{Ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$m C_p = 29,168 \quad \text{Ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 527 \quad \text{Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 117,70 \quad \text{Температура на початку стиску.}$$

$$Q_r = 563757,19 \quad \text{Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_r = 38,89 \quad \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$P_{mi} = 0,939 \quad \text{МПа середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = 0,081$$

тоді

$$Q_{MD} = 117984,97 \quad \text{Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 66364,569 \quad \text{Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.
Витрата циркуляційного масла.

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

$\kappa=1,2-1,5$ - Коефіцієнт запасу $\kappa=1,5$

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

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

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

$$\Delta T_M = 12 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0044018 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де $P_0 = (0,3 - 0,4) 10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8-0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 1,926 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 1925,77 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 68290,343 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 4,71 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 21356,014 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 1,47 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2.2

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	570508	39,36
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	225557	15,56
теплота, яка виноситься випускними газами	563757	38,89
теплота, яка відводиться маслом	68290,3	4,71
невраховані теплові втрати	21356	1,47
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1449468	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,364	МПа	Теоретичний середній індикаторний тиск.
$P_{mi}^L =$	1,309	МПа	Дійсний середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,23	МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,36		Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	12		Ступінь стиску.
$P_{max} =$	11,36	МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,26		Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,20		Ступінь попереднього розширення.
$m_v =$	20	мм	масштаб по осі абсцис (15 - 20);
$l_v =$	220,0	мм	довжина індикаторної діаграми;
$l_p =$	154,0	мм	висота індикаторної діаграми;
$m_p =$	0,040	МПа/мм	масштаб по осі тиску.

Формули для розрахунку.

$$P_c = \frac{P_d \times \varepsilon^{n_1}}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{кПа} \quad P_p = \frac{P_{max} \times \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}, \text{кПа}$$

Таблиця 2.3

Результати розрахунку

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	6,680	167,0		
1,20	5,213	130,3	11,341	283,5
1,5	3,848	96,2	8,571	214,3
1,20	5,220	130,5	11,356	283,9
2	2,602	65,1	5,973	149,3
3	1,499	37,5	3,591	89,8
4	1,014	25,3	2,503	62,6
5	0,748	18,7	1,892	47,3
6	0,584	14,6	1,505	37,6
7	0,474	11,8	1,240	31,0
8	0,395	9,9	1,049	26,2
9	0,337	8,4	0,905	22,6
10	0,292	7,3	0,793	19,8
11	0,256	6,4	0,703	17,6
12	0,228	5,7	0,630	15,8

На основі розрахунків побудована теоретична індикаторна діаграма.
Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$\begin{aligned} V_s = [AB] &= 220 \text{ мм} && \text{Приведений робочий об'єм} \\ V_c &= 20 \text{ мм} \end{aligned}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\text{II}}|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\text{II}}}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,337$$

$$\Delta P_{mi} = 4,082 \%$$

Похибка не перевищує 5%

Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

Для виключення продування і занедбаності газів з циліндрів в ресівер, а також допустимого погіршення коефіцієнта наповнення необхідно встановити фази:

Кінець випуску - не менше 25° п.к.в. за ВМТ (якщо менше, відбувається підтискання газу при підході поршня до ВМТ, у зв'язку з чим збільшуються коефіцієнт залишкових газів і температура заряду).

Початок впускання - не менше 15° п.к.в. до ВМТ (менше – відбувається дроселювання газоповітряної суміші з падінням коефіцієнта наповнення і можливим підсосом газів з вихлопного колектора).

Кінець впускання - не менше 25° п.к.в. за НМТ

Виходячи з цього слід встановити фази (допуск $\pm 5^\circ$ п.к.в.).

$C', \text{ ДоВМТ}$ точка подачі палива форсункою.
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання).

$f, \text{ ДоВМТ}$ точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ \text{ ПКВ}$

$\Delta\varphi_2, \text{ ПісляВМТ}$ кут після ВМТ, де тиск максимальний

$b', \text{ ПісляВМТ}$ точка відкриття випускного клапану

$r', \text{ ДоВМТ}$ точка відкриття впускного клапану

$r'', \text{ ПісляВМТ}$ точка закриття випускного клапану

$d', \text{ ДоВМТ}$ точка закриття впускного клапану

c'' точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску

Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,25	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	220	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta \varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,160	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,05	МПа/мм Масштаб тиску.
$S =$	340	мм Хід поршня.
$P_c =$	6,68	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	11,36	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 2.4

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначення точки φ^0 , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ^0 , ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
C' , ДоВМТ	25	0,116	12,8
φ , ДоВМТ	15	0,042	4,7
$\Delta\varphi_2$, ПісляВМТ	15	0,042	4,7
b' , ПісляВМТ	130	1,716	188,8
r' , ДоВМТ	20	0,075	8,2
r'' , ПісляВМТ	20	0,075	8,2
d' , ДоВМТ	120	1,594	175,3

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,20$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 8,02 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 160,3 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизельних двигунів: $P_{zd} = P_{\max}$

$$P_{zd} = 11,36 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 227,1 \text{ мм}$$

На основі розрахунків дійсної та теоретичної індикаторної діаграми побудована розгорнута індикаторна діаграма.

Поправка Брікса

$$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 21,25 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,55 \text{ мм/мм}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 13,75 \text{ мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

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.

Вихідні дані:

$d=$	0,250	м - діаметр циліндра
$s=$	0,34	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,25	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,17	м - радіус кривошипа
$n=$	600	хв ⁻¹ - частота обертання
$m_s=$	78,00	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,03	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\omega = 62,8 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = 0,049 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_k = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{u\text{ об}} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{\text{иоб}} = -28,8 \quad \text{кН}$$

$$F_{\text{иоб}} = -28,8 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 43,000 \quad \text{кг}$$

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

φ°	V_f	F_Γ	$F_{\text{и}}$	F_d	F_N	F_r	F_k	F_Γ	$F_{\text{и}}$	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	м ³	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,00152	6,212	-65,369	-59,157	0,000	-59,157	0,000	6,21	-65,37	-59,16	0,00	-59,16	0,00
10	0,00167	6,212	-63,786	-57,574	-2,500	-59,256	-12,510	6,21	-63,79	-57,57	-2,50	-59,26	-12,51
20	0,00214	6,212	-59,157	-52,945	-4,533	-54,484	-22,724	6,21	-59,16	-52,94	-4,53	-54,48	-22,72
30	0,00289	6,212	-51,826	-45,614	-5,717	-45,577	-28,749	6,21	-51,83	-45,61	-5,72	-45,58	-28,75
40	0,0039	6,212	-42,331	-36,119	-5,829	-33,939	-29,429	6,21	-42,33	-36,12	-5,83	-33,94	-29,43
50	0,00511	6,212	-31,345	-25,133	-4,843	-21,394	-24,550	6,21	-31,34	-25,13	-4,84	-21,39	-24,55
60	0,00647	6,212	-19,611	-13,399	-2,924	-9,857	-14,881	6,21	-19,61	-13,40	-2,92	-9,86	-14,88
70	0,00793	6,212	-7,871	-1,659	-0,393	-0,988	-2,008	6,21	-7,87	-1,66	-0,39	-0,99	-2,01
80	0,00942	6,212	3,204	9,416	2,342	4,104	11,985	6,21	3,20	9,42	2,34	4,10	11,98
90	0,0109	6,212	13,074	19,286	4,873	5,033	24,951	6,21	13,07	19,29	4,87	5,03	24,95
100	0,01232	6,212	21,366	27,578	6,860	2,137	35,100	6,21	21,37	27,58	6,86	2,14	35,10
110	0,01363	6,212	27,901	34,113	8,090	-3,681	41,301	6,21	27,90	34,11	8,09	-3,68	41,30
120	0,01481	6,212	32,685	38,897	8,489	-11,226	43,199	6,21	32,68	38,90	8,49	-11,23	43,20
130	0,01583	6,212	35,885	42,097	8,112	-19,305	41,122	6,21	35,89	42,10	8,11	-19,30	41,12
140	0,01668	6,212	37,790	44,002	7,102	-26,956	35,852	6,21	37,79	44,00	7,10	-26,96	35,85
150	0,01734	6,212	38,752	44,964	5,635	-33,568	28,340	6,21	38,75	44,96	5,64	-33,57	28,34
160	0,01782	6,212	39,126	45,338	3,881	-38,865	19,459	6,21	39,13	45,34	3,88	-38,87	19,46
170	0,0181	6,212	39,215	45,427	1,973	-42,805	9,870	6,21	39,22	45,43	1,97	-42,80	9,87
180	0,0182	6,212	39,221	45,433	0,000	-45,433	0,000	6,21	39,22	45,43	0,00	-45,43	0,00
190	0,0181	6,292	39,215	45,507	-1,976	-46,836	-9,888	6,29	39,22	45,51	-1,98	-46,84	-9,89
200	0,01782	6,538	39,126	45,665	-3,909	-46,992	-19,599	6,54	39,13	45,66	-3,91	-46,99	-19,60
210	0,01734	6,969	38,752	45,721	-5,730	-45,684	-28,817	6,97	38,75	45,72	-5,73	-45,68	-28,82
220	0,01668	7,619	37,790	45,410	-7,329	-42,669	-36,999	7,62	37,79	45,41	-7,33	-42,67	-37,00
230	0,01583	8,543	35,885	44,428	-8,561	-37,819	-43,399	8,54	35,89	44,43	-8,56	-37,82	-43,40
240	0,01481	9,824	32,685	42,509	-9,277	-31,273	-47,211	9,82	32,68	42,51	-9,28	-31,27	-47,21
250	0,01363	11,590	27,901	39,491	-9,365	-23,530	-47,812	11,59	27,90	39,49	-9,36	-23,53	-47,81
260	0,01232	14,036	21,366	35,402	-8,807	-15,429	-45,058	14,04	21,37	35,40	-8,81	-15,43	-45,06
270	0,0109	17,470	13,074	30,544	-7,718	-7,971	-39,516	17,47	13,07	30,54	-7,72	-7,97	-39,52

Продовження таблиці 2.5

280	0,00942	22,393	3,204	25,597	-6,368	-1,984	-32,579	22,39	3,20	25,60	-6,37	-1,98	-32,58
290	0,00793	29,638	-7,871	21,767	-5,162	2,349	-26,354	29,64	-7,87	21,77	-5,16	2,35	-26,35
300	0,00647	40,641	-19,611	21,031	-4,590	6,070	-23,357	40,64	-19,61	21,03	-4,59	6,07	-23,36
310	0,00511	57,919	-31,345	26,574	-5,121	12,186	-25,958	57,92	-31,34	26,57	-5,12	12,19	-25,96
320	0,0039	85,832	-42,331	43,501	-7,021	26,649	-35,444	85,83	-42,33	43,50	-7,02	26,65	-35,44
330	0,00289	131,161	-51,826	79,335	-9,943	59,228	-50,003	131,16	-51,83	79,34	-9,94	59,23	-50,00
340	0,00214	200,116	-59,157	140,960	-12,067	120,834	-60,500	200,12	-59,16	140,96	-12,07	120,83	-60,50
350	0,00167	281,553	-63,786	217,767	-9,457	205,195	-47,316	281,55	-63,79	217,77	-9,46	205,20	-47,32
360	0,00152	388,318	-65,369	322,949	0,000	322,949	0,000	388,32	-65,37	322,95	0,00	322,95	0,00
370	0,00167	552,182	-63,786	488,395	21,209	502,658	106,118	552,18	-63,79	488,40	21,21	502,66	106,12
380	0,00214	356,351	-59,157	297,195	25,443	305,834	127,556	356,35	-59,16	297,19	25,44	305,83	127,56
390	0,00289	242,574	-51,826	190,748	23,906	190,593	120,223	242,57	-51,83	190,75	23,91	190,59	120,22
400	0,0039	165,387	-42,331	123,056	19,861	115,630	100,263	165,39	-42,33	123,06	19,86	115,63	100,26
410	0,00511	116,409	-31,345	85,065	16,392	72,411	83,094	116,41	-31,34	85,06	16,39	72,41	83,09
420	0,00647	85,271	-19,611	65,660	14,329	48,305	72,923	85,27	-19,61	65,66	14,33	48,31	72,92
430	0,00793	64,975	-7,871	57,104	13,542	34,024	69,136	64,97	-7,87	57,10	13,54	34,02	69,14
440	0,00942	51,341	3,204	54,546	13,569	23,772	69,423	51,34	3,20	54,55	13,57	23,77	69,42
450	0,0109	41,921	13,074	54,995	13,896	14,352	71,151	41,92	13,07	55,00	13,90	14,35	71,15
460	0,01232	35,256	21,366	56,622	14,085	4,388	72,066	35,26	21,37	56,62	14,09	4,39	72,07
470	0,01363	30,453	27,901	58,354	13,838	-6,296	70,650	30,45	27,90	58,35	13,84	-6,30	70,65
480	0,01481	26,952	32,685	59,636	13,015	-17,212	66,232	26,95	32,68	59,64	13,01	-17,21	66,23
490	0,01583	24,391	35,885	60,276	11,615	-27,641	58,879	24,39	35,89	60,28	11,62	-27,64	58,88
500	0,01668	22,533	37,790	60,323	9,736	-36,955	49,150	22,53	37,79	60,32	9,74	-36,95	49,15
510	0,01734	21,219	38,752	59,971	7,516	-44,772	37,798	21,22	38,75	59,97	7,52	-44,77	37,80
520	0,01782	20,345	39,126	59,471	5,091	-50,980	25,525	20,34	39,13	59,47	5,09	-50,98	25,53
530	0,0181	19,845	39,215	59,060	2,565	-55,651	12,832	19,84	39,22	59,06	2,56	-55,65	12,83
540	0,0182	16,092	39,221	55,314	0,000	-55,314	0,000	16,09	39,22	55,31	0,00	-55,31	0,00

Продовження таблиці 2.5

550	0,0181	2,895	39,215	42,110	-1,829	-43,340	-9,150	2,89	39,22	42,11	-1,83	-43,34	-9,15
560	0,01782	2,895	39,126	42,021	-3,597	-43,243	-18,036	2,89	39,13	42,02	-3,60	-43,24	-18,04
570	0,01734	2,895	38,752	41,647	-5,220	-41,613	-26,249	2,89	38,75	41,65	-5,22	-41,61	-26,25
580	0,01668	2,895	37,790	40,685	-6,566	-38,230	-33,149	2,89	37,79	40,68	-6,57	-38,23	-33,15
590	0,01583	2,895	35,885	38,780	-7,473	-33,011	-37,881	2,89	35,89	38,78	-7,47	-33,01	-37,88
600	0,01481	2,895	32,685	35,579	-7,765	-26,175	-39,514	2,89	32,68	35,58	-7,76	-26,18	-39,51
610	0,01363	2,895	27,901	30,796	-7,303	-18,349	-37,285	2,89	27,90	30,80	-7,30	-18,35	-37,29
620	0,01232	2,895	21,366	24,261	-6,035	-10,574	-30,878	2,89	21,37	24,26	-6,04	-10,57	-30,88
630	0,0109	2,895	13,074	15,969	-4,035	-4,167	-20,659	2,89	13,07	15,97	-4,03	-4,17	-20,66
640	0,00942	2,895	3,204	6,099	-1,517	-0,473	-7,763	2,89	3,20	6,10	-1,52	-0,47	-7,76
650	0,00793	2,895	-7,871	-4,976	1,180	-0,537	6,025	2,89	-7,87	-4,98	1,18	-0,54	6,02
660	0,00647	2,895	-19,611	-16,716	3,648	-4,824	18,565	2,89	-19,61	-16,72	3,65	-4,82	18,56
670	0,00511	2,895	-31,345	-28,450	5,482	-13,046	27,791	2,89	-31,34	-28,45	5,48	-13,05	27,79
680	0,0039	2,895	-42,331	-39,436	6,365	-24,159	32,131	2,89	-42,33	-39,44	6,36	-24,16	32,13
690	0,00289	2,895	-51,826	-48,931	6,132	-36,530	30,840	2,89	-51,83	-48,93	6,13	-36,53	30,84
700	0,00214	2,895	-59,157	-56,262	4,817	-48,229	24,148	2,89	-59,16	-56,26	4,82	-48,23	24,15
710	0,00167	2,895	-63,786	-60,892	2,644	-57,376	13,230	2,89	-63,79	-60,89	2,64	-57,38	13,23
720	0,00152	2,895	-65,369	-62,474	0,000	-62,474	0,000	2,89	-65,37	-62,47	0,00	-62,47	0,00

2.6 Аналіз ефективних показників проєктованого двигуна та двигуна-прототипу

Таблиця 2.5 Порівняльна таблиця ефективних показників двигунів

Назва	По значення	Двигун-про то тип	Спро екто вани й двигун
Ефективна по тужність, кВт	P_e	500	570
Часто та о бертання ко лінчасто го валу, $хв^{-1}$	n	500	600
Максимальний тиск зго ряння, МПа	P_{max}	10	11,35
Середній ефективний тиск, МПа	P_{me}	1.1	1,14
Тиск наддуву, МПа	P_v	0,23	0,25
Діаметр, мм	d	250	250
Хід по ршня, мм	S	340	340
Число циліндрів	i	6	6
Ступень стиску	ε	12	12
Ефективна витрата палива, г/кВт го д	v_e	0,225	0,215

Для збільшення потужності двигуна прототипу з 500 кВт до 570 кВт повинно було збільшити тиск наддуву з 0,23 МПа до 0,25 МПа та кількість обертів. Ефективна витрата палива зменшилась по рівнянні з двигуном прототипом з 0,225 до 0,215 за рахунок зменшення середнього ефективного тиску.

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис кришки робочого циліндра

Кришка одна з найбільш навантажених деталей двигуна. На неї діють механічні та термічні напруги від тиску газів, перепадів температур і монтажних зусиль. Велика жорсткість кришки в зоні днища, значний перепад температур в радіальному й осьовому напрямках викликають у днищі великі температурні напруги, а напруги від сил тиску газів і монтажних зусиль відносно невеликі. Нерівномірною жорсткістю днища призводить до того, що деформація стиснення при роботі двигуна концентрується в найбільш напруженій частині - у міжклапанних перемичках. У результаті процесу релаксації при роботі двигуна частина пружної деформації стиснення переходить в пластичну і на «холодній» кришці в міжклапанних перемичках з'являються напруги розтягнення. Значення цих напружень залежить від температурного стану днища, розподілу жорсткості по його перетину, матеріалу, часу роботи кришки і відкладення накипу й присадки в порожнині охолодження.

Конструкція залежить від типу двигуна, його розмірів, камери згоряння, органів газорозподілу та інших факторів. У потужних дизелях теплової кришки виконуються індивідуальними для кожного циліндра. У швидкохідних двигунах кришки кожного ряду циліндрів об'єднуються в одну деталь, звану голівкою.

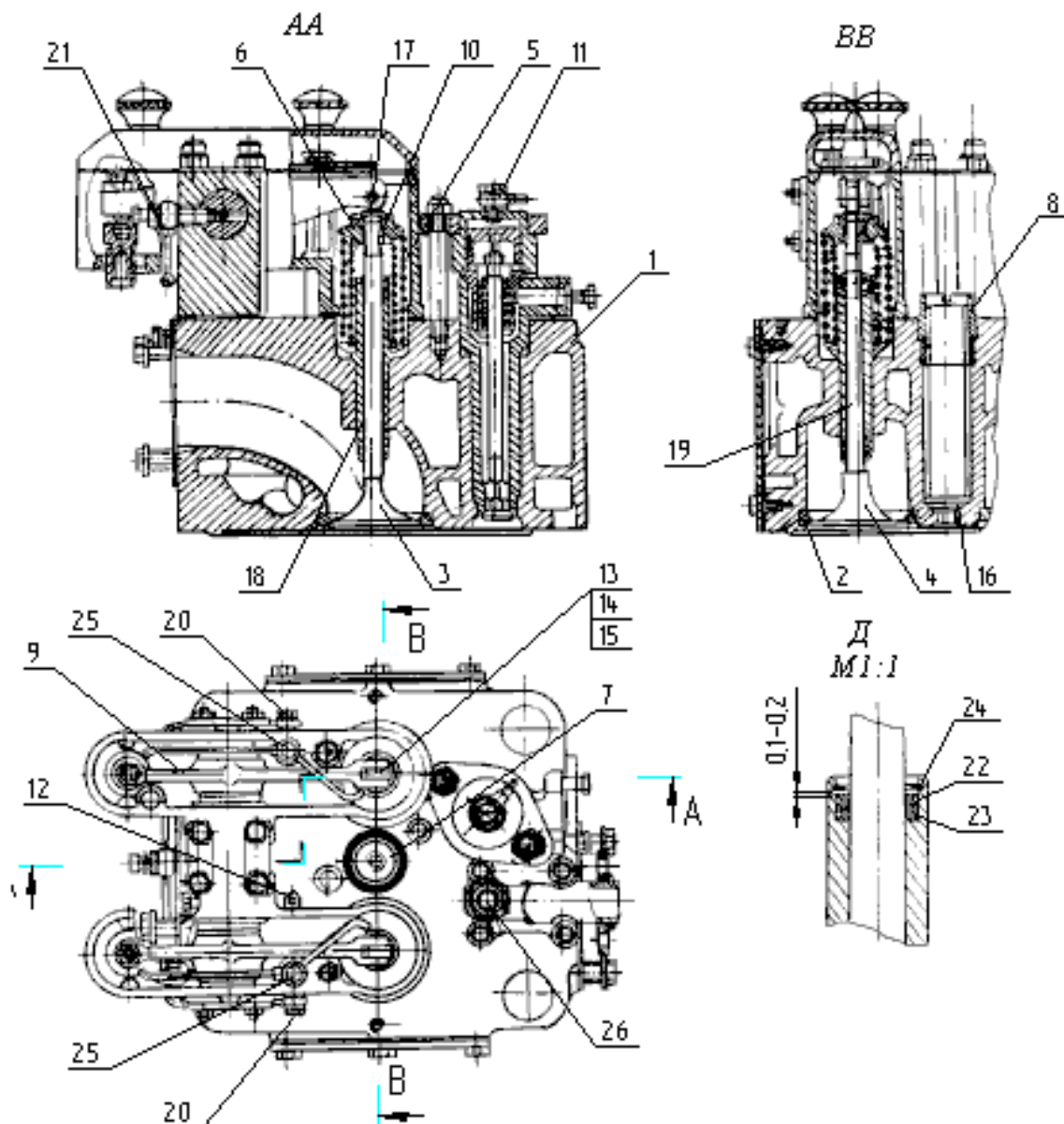
Кришки циліндрів призначені для утворення камери згоряння в циліндрі, а також для розміщення клапанного механізму газорозподілу і свічки запалювання. До конструкції циліндрових кришок пред'являються наступні вимоги: вони повинні мати можливо менші термічні напруги і місцеві перегріви окремих частин; мати хороший і рівномірний тепловідведення потоками охолоджуючої рідини; мати хороший доступ до порожнин охолодження для видалення накипу; володіти достатньою

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

жорсткістю і міцністю від дії тиску газів в циліндрі; забезпечувати максимальні прохідні перетини впускних і випускних клапанів; повинні бути зручні і прості в ремонті й обслуговуванні.

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

У процесі експлуатації, навіть при ретельному дотриманні режимів водо підготовки, на днище кришки відбувається відкладення накипу, що може призвести до значного збільшення температур і відпо відно тепло напружено сті днища.

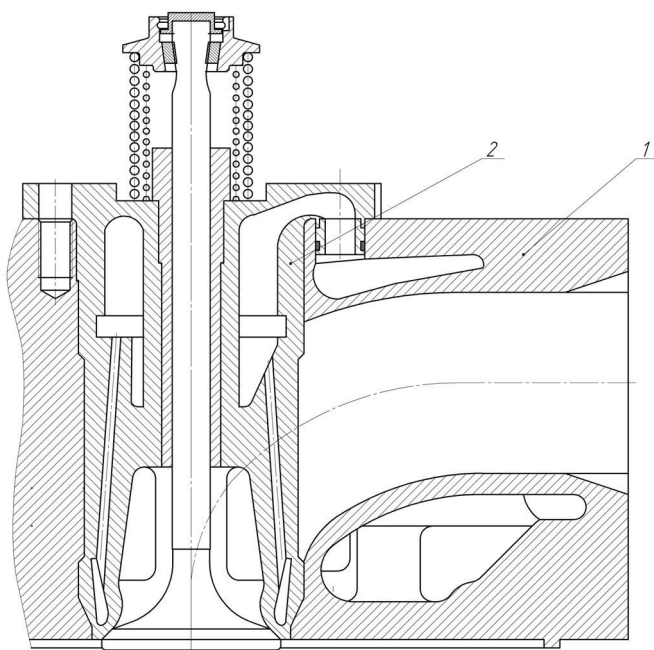


					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Рисунок 3.1 Кришка робочого циліндра.

1-кришка; 2-сідло клапана; клапан 3-впускання; 4-випускний клапан; 5-зовнішня пружина; 6-внутрення пружина; 7-фотосунка; 8-втулка різьбона; 9-коромисло; 10-тарілка верхня; 11-пусковий клапан; 12-шпіндель; 13-ролик коромисла; 14-вісь коромисла; 15-пружина; 16-мідна прокладка; 17-сухар замку клапана; 18-втулка клапана впускання; 19-втулка випускного клапана; 20-ніпель; 21-штуцер; 22-прокладки; 23-фторопластове кільце; 24-стопне кільце; 25-дрозель; 26-стілка.

Кришка робочого циліндру (рис.3.1) виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блоку картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. Величина витяжки шпильок повинна бути в межах 0,3-0,33 мм. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стовпках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається мастилом з системи мащення двигуна.



У випускного клапана температурні умови роботи значно більші ніж у впускних. Гарячі гази, що виходять з циліндра, мають у місці переходу тарілки клапана в стрижень високу швидкість і сильно нагрівають клапан. Тому для отримання ефекту адіабатно потрібно теплоізоляція не тільки тарілки клапана, але і його стержня, відвід теплої від яких здійснюється

охолодженням його сидла та втулки. Крім того, весь випускний канал в голівці

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

циліндрів по винен бути тепло ізолюваний з тим, щоб через його стінки кришці не передавалася тепло та відпрацьованих газів, що виходять з циліндра. Для забезпечення високого ресурсу випускного клапана в дипломному проєкті пропонується встановлювати в кришку циліндра корпус клапана з охолодження його сідла рис. 4.2

Рисунок 4.2 Механізм охолодження випускного клапана

1- кришка циліндра; 2 – корпус випускного клапана;

Перевагою встановлення випускного клапана разом із сидлом в одному корпусі:

- строк служби 12000-20000 часів
- мінімальний знос направляючої втулки та штока клапана;
- зменшений корозійний шток;
- ефективне охолодження сідла клапана;
- зниження температури головки клапана до 425⁰С

Закриття кришки циліндра складається з корпусу закриття і легкоз'ємної кришки. На кришці змонтований пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці.

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

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 укрупнення крана в перехідник, з іншою – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається вручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

3.2 Розрахунок на міцність кришки циліндра

Мета розрахунку

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

Умови розрахунку

Кришка робочого циліндру розглядається як монолітна конструкція, що навантажується силою затяжки 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 згоряння	$P_{\max} =$	11,35	МПа
Діаметр циліндра	$D =$	0,25	м
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	600	хв^{-1}
Хід поршня	$S =$	0,34	м
Ступінь стиску	$\mathcal{E} =$	12	
Середній індикаторний тиск	$p_i =$	1,3	МПа
Середній індикаторний ККД	$\eta_i =$	0,44	
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 ⁻¹
Коефіцієнт теплопровідності чавуну	$\lambda =$	52,3	Ват/(м·град)
Модуль пружності для чавуну	$E =$	120000	МПа
Коефіцієнт Пуасона для чавуну	$\mu =$	0,26	
Коефіцієнт затяжки 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 ³

Момент опору стиснутих волокон
кришки

$$W_{\text{ст.}} = 0,0008 \quad \text{м}^3$$

Розрахунок

Сила тиску газів, що діє на кришку

$$P_f = \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot P_{\text{max}} \quad P_f = 649521 \quad \text{Н}$$

Сила зтяжки шпильок кришки

$$P_d = \lambda \cdot P_f \quad P_d = 1299042 \quad \text{Н}$$

Розглядуємо кришку як вільно опертий по
ущільнюючому бурту диск, навантажений
симетрично розподіленими силами, знаходимо
найбільший згинальний момент в
діаметральному перерізі кришки

$$M_{\text{зг.}} = \frac{P_f \cdot L}{4} - \frac{(P_d - P_f) \cdot D_f}{2 \cdot \pi} \quad M_{\text{зг.}} = 12669,8 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

Напруги розтягування у верхній дошці

$$\sigma_p = \frac{M_{\text{зг.}}}{W_{\text{розт.}}} \quad \sigma_p = 12,7 \quad \text{МПа}$$

Напруги стиску у нижній дошці

$$\sigma_{\text{ст. } p} = \frac{M_{\text{зг.}}}{W_{p \text{ ст.}}} \quad \sigma_p = 15,8 \quad \text{МПа}$$

Для знаходження теплового навантаження
кришки вичисляємо:

Обєм циліндру $V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad V_h = 0,017 \quad \text{м}^3$

Повну охолоджуючу поверхню
циліндру

$$F_{\text{охол.}} = (f_k + f_n) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot S \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad F_{\text{охол.}} = 0,362 \quad \text{м}^2$$

Теплове навантаження кришки

$$q = b \cdot a \cdot \frac{V_h}{F_{\text{охол.}}} \cdot \frac{n \cdot P_i}{\eta_i} \quad q = 129368 \quad \text{Ват/м}^2$$

Тут $b = 6340$ - коефіцієнт

Температурні напруги

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

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E \cdot q \cdot \delta}{2 \cdot (1 - \mu) \cdot \lambda} \quad \sigma_t = 33 \quad \text{МПа}$$

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

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{cm.} + \sigma_t \quad \sigma_{\Sigma} = 48,9 \quad \text{МПа}$$

Допустимі сумарні напруги для кришок із чавуну

$$[\sigma_{\Sigma}] = 120.150 \text{ МПа}$$

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці та техніка безпеки при роботі в машинному відділенні

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;

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- при роботі з новими невідомими вам матеріалами, вимагати інструкцію по їх застосуванню.

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.
- Знать і виконувати вимоги нормативно-правових актів по охороні праці, правил поведінки з машинами, механізмами, устаткуванням і іншими засобами виробництва, користуватися засобами колективною і індивідуальною захисті
- 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;

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ

Лист

48

користуватися пристосуваннями, передбаченими техпроцесами

- Оглянути наявність і справність захисних кожухів.

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;

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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;
- 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 хв^{-1} , підвищення температури води вище 90°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;

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ

Лист

50

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

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні палива у двигуні можна розділити на три основні групи:

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) т неповного згоряння (уксид вуглецю CO , неспалені вуглеводні C_nH_m , в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x , механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згоряння палива; викиди NO_x , що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах;

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи.

Основний негативний вплив оксиду вуглецю на організм людини полягає у порушенні газового обміну в організмі. Гемоглобін крові в легенях

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін (COHb), і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів та виносити з них вуглекислий газ. Міра впливу оксиду вуглецю на організм людини залежить від концентрації його в атмосфері і від тривалості впливу. Вміст CO у повітрі 0,01% з тривалістю дії більше однієї години викликає головний біль, погіршення реакції та зменшення працездатності. Більші концентрації CO спричиняють більш важкі наслідки, аж до втрати свідомості. Довготривале вдихання CO призводить до серцево-судинних захворювань, появи атеросклерозу, ураження центральної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, розвитку легеневих захворювань. Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

Високі концентрації CO призводять до втрати свідомості, навіть до смерті. Дослідження показали, що перебування в атмосфері із вмістом CO лише 0,001-0,0015 % ($10-15 \text{ млн}^{-1}$) протягом 8 годин спричиняє у окремих людей погіршення здатності до сприйняття часу. Процес утворення карбоксигемоглобіну є зворотним. За зупинки вдихання CO його концентрація на кожні 3-4 години зменшується удвічі. Дослідження щодо впливу CO, на рослинний світ довели, що за концентрації CO нижче 0,01 % такого впливу не відбувається навіть у випадку витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких дослідженнях погіршувалось утворення пилку.

Особливу групу вуглеводнів складають канцерогени – речовини, що спричиняють ракові захворювання. Серед них особливою канцерогенною активністю відрізняється бенз(б)пірен ($\text{C}_{20}\text{H}_{12}$), що має вигляд кристалів жовтого кольору. Він добре розчиняється в оливах, жирах, сировотці людської крові, в місцях безпосереднього контакту кристалів з тканинами органів спричиняє виникнення злоякісних пухлин, має властивість накопичуватися в організмі людини і, досягнувши критичних концентрацій, спричиняє ракове захворювання.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основними альдегідами, що надходять у атмосферу з відпрацьованими газами, є формальдегід і акролеїн.

Формальдегід (муашковий альдегід) – газ без кольору із задушливим, подразнюючим запахом. Охолоджуючись, перетворюється в рідину за температури мінус 21°C. Легко розчиняється у воді. Розчин, який містить 40 % формальдегіду, називається формаліном.

Газ шкідливо впливає на органи дихання і слизові оболонки, є дуже сильним подразником, вражає діяльність центральної нервової системи, печінки, нирок. За концентрації формальдегіду у атмосфері 0,007 % має місце легке подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок очей і носа, за концентрації 0,18 % - подразнення сильне. Запах сприймається людиною за концентрації 0,000015 %, і це має бути сигналом, що перебування в такій атмосфері небезпечне.

Основна частина оксидів азоту, які знаходяться в атмосфері, надходить з відпрацьованими газами.

Оксиди азоту NO і NO₂ отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні глибоко проникати в легено, викликаючи пошкодження їх тканин. За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань.

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання. Тривалий вплив NO₂ призводить до хлорозу рослин (передчасного старіння).

Двооксид азоту є вихідним продуктом утворення озону під впливом ультрафіолетового випромінювання. А надмірне накопичення озону у приземному просторі дуже шкідливе. Крім того, NO₂ має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин NO₂ у воді є складовою "кислотних дощів".

Сірчистий газ SO₂ – основний токсичний продукт сполук сірки, що надходить у атмосферу з відпрацьованими газами. У вільному стані SO – це газ без кольору з різким запахом, кислий на смак, отруйний, подразнює

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

слизові оболонки очей і дихальних шляхів. Легко розчиняється у воді, утворюючи сірчисту кислоту H_2SO_3

Висока концентрація SO_2 в атмосфері викликає гострий бронхіт, задуху, можливу смерть внаслідок рефлекторного спазму горла.

Сполуки сірки SO_2 , SO_3 , H_2SO_3 і H_2SO_4 наносять значний збиток лісовому і сільському господарствам – вони закислюють ґрунт, підвищують вразливість рослин захворюваннями. Окрім того, ці речовини є основними складовими класичного смогу і складовою "кислотних дощів".

Сполуки сірки наносять значних збитків комунальному господарству міст, руйнуючи металеві конструкції, бетон, піддають руйнації пам'ятки архтектури.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на дипломне проєктування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН25/34 з проєктуванням кришки циліндра, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проєкту загальною кількістю 4 аркушів формату А1

На початку дипломного проєкту по заданим вихідним параметрам двигуна ($N = 570 \text{ кВт}$, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун-прототип 6ЧН 25/34 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 проєкту.

З теплового розрахунку було взято необхідні вихідні дані для розрахунку кришки циліндра.

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

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
3. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
4. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
5. 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.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса – 296с.:ил.

					ПННІ НУК 131.63.24.20 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		