

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2023 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Розробка поршня покращеної конструкції з використанням протизадирного напилення стаціонарного газового двигуна 6ГЧН18/22 потужністю 220 кВт.

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22
_____ ***Бесараб А. С.***
(підпис)

Керівник роботи:
_____ ***Викладач кафедри ЕМ***
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Дубовець А. І.***
(підпис)

м. Первомайськ, 2023 рік

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

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Бесарабу Андрію Сергійовичу

Тема: «Розробка поршня покращеної конструкції з використанням протизадирного напилення стаціонарного газового двигуна 6ГЧН18/22 потужністю 220 кВт»

Керівник роботи Дубовець А. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 15.12.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН18/22 потужністю 220 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ. 4.

Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧН18/22 (Поперечний розріз), СК, А1. 2. Поршень, СК, А1. 3. Тронк поршня, РК, А1. 4. Головка поршня, РК, А 5. Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ.

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної магістерської роботи на тему «Розробка поршня покращеної конструкції з використанням протизадирного напилення стаціонарного газового двигуна 6ГЧН18/22 потужністю 250 кВт» складається із Вступу, чотирьох розділів та Додатків - 5 листів креслень формату А1.

В пояснювальній записці приведений опис конструкції двигуна-прототипу 6ГЧН18/22 та об'єкту на якому він встановлюється, розрахований робочий процес з визначенням його основних параметрів, приведене обґрунтування розробленої конструкції поршня та виконаний його розрахунок на міцність. Також розроблені заходи з охорони праці і захисту навколишнього середовища. На завершення зроблені загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ГЧН18/22, складальне і робоче креслення поршня, специфікації двигуна та поршня.

Ключові слова: поршень, тронк, робочий процес, охорона праці, захист навколишнього середовища.

Abstract

The explanatory note to the qualifying master's thesis on the topic "Development of a piston of an improved design using anti-seize spraying of a stationary gas engine 6ГЧН18/22 with a capacity of 250 kW" consists of an Introduction, four chapters and Appendices - 5 sheets of drawings in A1 format. The explanatory note describes the design of the 6ГЧН18/22 prototype engine and the object on which it is installed, calculates the work process with the determination of its main parameters, provides the rationale for the developed piston design, and performs its strength calculation. Measures for labor protection and environmental protection have also been developed. At the end, general conclusions on the qualification work were made. Appendices to the explanatory note contain drawings of the 6ГЧН18/22 engine, assembly and working drawings of the piston, specifications of the engine and piston.

Key words: piston, trunk, work process, labor protection, environmental protection.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «11»вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	18.09.2023	
2	Загальний розділ.	02.10.2023	
3	Конструкторський розділ.	26.10.2023	
4	Науковий розділ.	15.11.2023	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	06.12.2023	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.12.2023	

Студент _____ Бесараб А. С.
(підпис)

Керівник
роботи _____ Дубовець А. І.
(підпис)

3MCT

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Технічна інформація про об’єкт використання двигуна... ..	6
1.2 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	13
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	16
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	19
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	29
2.4 Розрахунок теплового балансу	33
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	38
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів	44
3.2 Вибір конструкції проектованого поршня	46
3.3 Розрахунок поршня на міцність	56
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці та техніка безпеки при роботі в машинному відділенні.....	59
4.2 Захист навколишнього середовища	63
ВИСНОВКИ.....	66
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	67

					ПІНІ НУК 131.61.23.01 ПЗ							
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата								
Розробив	Бесараб				Пояснювальна записка			Літера	Лист	Листів		
Перевірів	Дубовець							н		3	72	
								61-ТЕМмаг-22				
Н. контр	Дубовець											
Затвердив	Нестеренко											

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Газовий двигун 6ГЧН18/22 (Поперечний розріз), СК, А1... ..	68
ДОДАТОК 2	Поршень, СК, А1	69
ДОДАТОК 3	Тронк поршня, РК, А1.....	70
ДОДАТОК 4	Головка поршня, РК, А.....	71
ДОДАТОК 5	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ.....	72

					ПННІ НУК 131.61.23.01 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 стосовно їх призначення. Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що, як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу, завдяки чому ДВЗ є більш економічними енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ.

Сучасний двигун складається з великої кількості різноманітних деталей, систем та механізмів, від роботи яких в значній мірі залежать такі параметри: вага, технічні характеристики двигуна. Основним подальшим розвитком двигунобудування є переобладнання двигунів працюючих на дорогому дизельному паливі на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – природному газі.

В даному дипломному проекті пропонується спрощений варіант розробки поршневої групи.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Технічна інформація про об'єкт застосування двигуна.

Для розміщення 3-х когенераційних установок із газовими двигунами 6ГЧН18/22 загальною електричною потужністю 690 кВт використовуються переважно площі, що вивільняються при реконструкції промислових об'єктів. В розробленому проекті когенераційна установка розміщується на вільній площі котельні. Будівля одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. Висота до низу ферми - 6м. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 1,0 Т. Будівля знаходиться в доброму стані, частина будівлі, де буде встановлюватися когенераційна установка, вільна. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації. Стан навколишнього середовища району задовільний. Розрахункова температура навколишнього повітря найбільш холодних п'яти діб - 20°C.

Призначення і мета застосування когенераційної установки.

Когенераційна установка на базі газового двигун-генератора ДвГА-230 з газовим двигуном 6ГЧН 18/22 призначена для вироблення електричної енергії на власні потреби котельні, а також для отримання додаткової теплової енергії за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води, масла, наддувочного повітря і вихлопних газів двигуна.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат споживача на електроенергію у 1,5....2 разів, а також додаткове отримання тепла.

Склад, характеристика устаткування.

В склад когенераційної установки входить слідуюче теплотехнічне устаткування:

- газовий двигун-генератор ДвГА-230, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-20, шафа газова, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому.

Основні технічні дані газового двигун-генератора ДвГА-230:

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	230
- мінімальна потужність при тривалій роботі, кВт	80
- питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВт·год)	0,9
- тиск газу на вході в редуктор, МПа, не більше	0,3
- вид струму -	змінний, 3-х фазний
- напруга, В	400
- частота, Гц	50
- назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
- маса двигун -генератора, кг	4695
Габаритні розміри, мм	
- довжина	3370
- ширина	942
- висота	1763

Двигун-генератор автоматизований по 2-й ступені ГОСТ 14228-80 із виконанням наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання валу двигуна, напруги і температури в системах охолодження і мащення;
- місцеве і дистанційне управління пуском, остановкою, передпусковими і післяостановочними операціями;
- автоматичне заряджання АКБ, забезпечуючий пуск і живлення засобів автоматизації (при пуску електростартера);
- автоматична аварійно-попереджувальна сигналізація і захист;
- індикація значень контрольованих параметрів на місцевому щитку і дистанційному пульті.
- дистанційне автоматизоване і автоматичне керування пуском, остановкою, передпусковими і післяостановочними операціями;
- автоматичний прийом навантаження при автономній роботі або видача сигналу про готовність до прийому навантаження;

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- автоматизація спільної роботи двигунів, у тому числі автоматичний прийом навантаження в ході синхронізації при паралельній роботі ДвГА між собою або із зовнішньою мережею;
- автоматична підтримка двигуна в готовності до швидкого прийому навантаження;
- автоматизований екстрений пуск і остановка;

Генератор синхронний типу Leroy Somer LSA 46.2 VL12, трьохфазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий.

Основні технічні характеристики ТУВ

Теплообмінник утилізаційний водогрійний конструктивно виконаний одноступеневим, водотрубним, двохходовим по воді, теплообмінні трубки оребрені, сталевалюмінієві. Теплообмінник складається із чотирьох секцій, з'єднаних поміж собою послідовно по ходу випускних газів.

Циркуляція води в системі охолодження двигуна виконується навісним водяним насосом двигуна ($Q = 27 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м. вод. ст.}$)

Для обліку тепла, що відводиться від двигуна і подається споживачам використовується лічильник тепла СВТУ-10М.

Для обліку витрати газу двигун-генератором використовується лічильник GMS-G160.

Постачання повітря для пуску газового двигуна

Для пуску двигуна передбачена система стиснутого повітря, яка містить в собі:

- електричний компресор автоматизований LT-40 для отримання і нагнітання в балон стиснутого повітря із автоматичною підтримкою тиску в ньому ($p = 3 \text{ МПа}$);
- балон стиснутого повітря ($V = 200 \text{ л}$);
- трубопроводи і арматура.

Система прийому, зберігання та заміни масла

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для поточної витрати масла в проекті передбачений бак запасу масла об'ємом 600 л. Подача масла в бак виконується насосом НМШ 5-25-4,0/4 від пересувної ємкості.

Протипожежні заходи

Будівля відноситься до 1-ої ступені вогнестійкості .

Категорія виробництва “Г”.

Підвал у будівлі відсутній.

В проекті передбачена безпечна евакуація людей у випадку пожежі. В будівлі є два рознесених евакуаційних виходи. Всі конструктивні елементи будівлі виконані із негорючих матеріалів. Передбачені також легко скидальні конструкції (віконні пройоми).

Газопостачання

Для роботи газового двигун-генератора в якості палива використовується природний газ. Максимальна витрата природного газу на номінальній потужності газового двигуна складає 74 м³/год. Підключення запроектованого устаткування передбачається до діючого газопроводу. Діаметр запроектованого газопроводу приймається по гідравлічному розрахунку із умови пропуску максимальної витрати газу. Свічки від продувочного та скидального газопроводу виведені на 1 м вище даху. Для обліку витрати газу до двигуна прийнятий лічильник GMS-G160.

Опалення і вентиляція

Опалення приміщення когенераційної установки передбачається із розрахунку компенсації тепловтрат через зовнішні огорожуючі конструкції і на нагрівання вентиляційного повітря і забезпечує в приміщенні нормовану температуру повітря. В робочий час підтримка нормованої температури в приміщенні когенераційної установки забезпечується за рахунок тепло- відділень від працюючого двигун-генератора. На період монтажу та ремонтних робіт підтримка нормованої температури забезпечується за рахунок роботи тепловентилятора із електропідігрівом.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В приміщенні когенераційної установки передбачається приточно-витяжна вентиляція із механічним та природним примусом. Загальнообмінна витяжна вентиляція із природним примусом із трьохкратним обміном повітря за годину передбачається із верхньої зони. На додаток до природної витяжки передбачена механічна. Для компенсації витяжки передбачена приточна вентиляція, як природна так і механічна. Приток повітря в приміщення виконується від вентилятора, на додаток до механічного притоку в теплу пору року передбачений природний через відкриті фрамуги вікон та ворота.

В холодну і перехідну пору року для запобігання подачі холодного повітря передбачено змішування зовнішнього і внутрішнього повітря, для чого передбачена перемичка.

Водопостачання і каналізація

Проектом передбачається двоконтурна система охолодження: охолоджувачем є оборотна вода, що охолоджується у вентиляторній градирні ГМП-20. Витрата води на підпитку градирні і теплової мережі – 1,5 м³/добу.

Джерелом водопостачання є діюча мережа водопроводу діаметром 100 мм.

Водопровід запроектований із сталевих труб діаметром 20 мм по ГОСТ 3262-75.

Дренажна вода із двигун-генератора при ремонтах скидається в запроектовану мережу виробничої каналізації із чавунних каналізаційних труб діаметром 100 мм.

Електро - технічні рішення

Паралельна робота ДвГА-230 із електричною мережою Обленерго забезпечується комплектним електрообладнанням двигун-генератора – збуджуючим пристроєм УВГС, низьковольтним пристроєм УКН-400.

Основним споживачем електроенергії є допоміжне технологічне обладнання – маслonaсос сітьовий, підпиточний і циркуляційний насоси, сантехнічна вентиляція і освітлення, вентилятор градирні, щит КВП і прибор пожежного контролю, електроосвітлення.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розподіл електроенергії до цих споживачів виконується від щита власних потреб (ЩВП) – силового шкафа із автоматами серії ПР11 підключеного до УКН-400.

Електричні мережі до допоміжного обладнання виконуються дротами АВВГ, прокладеними по стінам на дужках. Силові мережі і контрольні ланцюги двигун-генератора, комплектного збуджуючого пристрою УВГС і низьковольтного комплектного щита УКН-400 виконуються дротами ВВГ, КВВГ, прокладеними в канаві.

Проектом передбачене робоче, аварійне і ремонтне освітлення. Аварійне освітлення виконано вибухозахищеними світильниками, що вмикаються зовні і служить для включення освітлення після перерви в роботі, крім того в районі щитів передбачений стаціонарний акумуляторний світильник із під зарядним пристроєм.

В якості джерела світла для робочого освітлення вибрані газорозрядні лампи, для аварійного – лампи розжарювання.

Напруга мережі загального освітлення 380/220 В, на світильниках – 220 В, ремонтного – 36 В.

Для захисту людей від враження електричним струмом при пошкодженні ізоляції передбачається захисне занулення і заземлення всіх не струмоведучих частин електрообладнання, металевих корпусів щитів, сталевих конструкцій електропроводки, повітряних трубопроводів, нульовими жилами дротів, сталевими полосами 40·4 і 25·4 внутрішнього заземлення приміщення ДЕС.Проектований контур заземлення з'єднується із наявним контуром заземлення цеху.

Заземлення нейтралі генератора виконано з'єднанням його до контуру заземлення проектового приміщення ДЕС гнучким голим мідним дротом.

Захист від блискавки димової труби, продувочних свічок газопроводів забезпечується стержневим блискавкоприймачем, закріпленим на димовій трубі і з'єднаним із електродами зовнішнього контуру заземлення.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пожежна сигналізація, газоаналіз і газове пожежогасіння

Пожежна сигналізація.

В якості приймально - контрольного пожежного приладу прийнятий прилад СА-4 із вбудованим блоком живлення і акумулятором. Прилад встановлений в приміщенні когенераційної установки. Напруга живлення -220 В, 50Гц, споживана потужність –5 Вт. Резервне живлення виконується від акумулятора, вмонтованого в прилад.

Автоматичні пожежні сигналізатори комбіновані ИПК-1 монтуються на трасі під стелею приміщення, що захищається, ручні (ИПР) на стінах на висоті 1,5 м від рівня підлоги. Світлозвуковий пристрій встановлюється на фасаді. Сигнал про пожежу передається на пульт чергового.

Газоаналіз

В проекті передбачається слідуєчий об'єм сигналізації:

- а) безперервний контроль об'ємної частки природного газу у повітрі;
- б) видача звукового і світлового сигналів про перевищення встановлених рівнів об'ємної частки природного газу у повітрі. Світлозвуковий пристрій встановлюється на фасаді. Сигнал про перевищення встановлених рівнів об'ємної частки природного газу у повітрі передається на пульт диспетчера.

Для контролю вибухонебезпечних концентрацій природного газу у повітрі використовується детектор витікання газу GS-133.

Газове пожежогасіння

Для захисту від пожежі двигун-генератора передбачена локальна автоматична установка газового пожежогасіння, що працює як в автоматичному так і в ручному режимі. Ручний (місцевий) пуск виконується із приміщення когенераційної установки.

Установка автоматичного пожежогасіння забезпечує знаходження місця запалювання і подачу сигналу про пожежу, спрацювання установки і випуск вогнегасного матеріалу над устаткуванням що захищається і тушіння пожежі в початковій стадії горіння.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Облік витрат природного газу передбачається лічильником GMS-G160, а облік теплової енергії, що виробляється установкою тепловодолічильником СВТУ-10М.

Контроль складу димових газів від ДвГА-230 виконується переносним газоаналізатором.

1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу

Дизелі ряду 6Ч 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні випускаються декількох модифікацій. Залежно від призначення дизелі мають деякі конструктивні відмінності: дизелі без наддування – 6Ч 18/22, з наддуванням - 6ЧН 18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт; дизелі з реверс-редукторною передачею.

Фундаментна рама дизеля лита, із чавуну, коробчатої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними постелями для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім; останній підшипник розширений для прийняття додаткового навантаження від ваги маховика.

Нижня частина рами є збірником і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, крім того, є два люки із фланцем для підключення усмоктувального трубопроводу резервного масляного насоса й для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями, для відкачки масла з дизеля. Усередині середньої нижньої частини рами на бобишках кріпиться масляний фільтр, якому можна виймати для чищення через оглядовий люк.

На зовнішніх бічних поверхнях уздовж рами є опорні лабети для кріплення дизеля до фундаменту й різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, у які покладений

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гумовий шнур 15, що забезпечує ущільнення між рамою й блоком циліндрів.

Вентиляція картера незалежна, виробляється в атмосферу через шостий оглядовий лючок, розташований з боку вихлопу. Лючок має фланець для приєднання вентиляційного трубопроводу. Вентиляційні труби повинні виводитися на верхню відкриту палубу й мати вогневі запобіжники й пристрої, що не допускають влучення води в дизель. Об'єднання вентиляційних труб декількох дизелів не допускається.

Блок циліндрів цільний, відлитий із чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами чотирнадцятьма силовими шпильками й двадцятьма шістьма болтами по краях для ущільнення стику. Шість циліндрових втулок - вставні, відлиті із чавуну із присадкою нікелю й хрому. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовування втулок досягається у верхній частині притисненням притертого буртика втулки до блоку, унизу - трьома ущільнювальними гумовими кільцями, покладеними в канавки втулок. Простір між циліндровими втулками й стінками блоку є сорочкою для охолодної води.

Кришки циліндрів відлиті із чавуну. Кришка циліндрів має усмоктувальні й вихлопний клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщаються в напрямних втулках, запресованих у кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку.

Повітрязбирач із автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача й забезпечує захист дизеля від розносу.

Випускний колектор звареної конструкції, ізольований, неохолоджуваний. Випускний колектор обгороджений захисним кожухом для запобігання обслуговуючого персоналу від опіків.

Колінчатий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. Коліна вала розташовані під кутом 120° друг до друга, причому перше коліно по напрямку збігається із шостим, друге — з п'ятим, третє — із четвертим. У кожному коліні є косе свердління (масляний канал), що

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

з'єднує радіальний отвір у корінних і шатунних шейках вала. Отвори призначені для підведення масла до шатунних шийок і до верхньої головки шатуна через отвори в ньому. Четверта корінна шийка є упорною. До фланця заднього кінця колінчатого вала за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплено маховик.

Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння об'ємом $325 \pm 5 \text{ см}^3$. У кільцевих канавках поршня розміщені чотири компресійних, одне здвоєне й одне одинарне маслосборні кільця. Одинарне маслосборне кільце без радіусних фрезерувань розташовано вище пальця, здвоєні маслосборні кільця з радіусними фрезеруваннями - нижче. Маслосборні кільця встановлюються меншою торцевою поверхнею вниз, тобто шкребком нагору. Поршень з'єднується із шатуном за допомогою порожнього сталевих цементованого й загартованого пальця 5 плаваючого типу. Від осевих переміщень палець утримується стопорними кільцями 6. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення - холодильники.

Шатун має верхню головку, стрижень і нижню (шатунну) головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бічних свердління в нижній головці для підведення змащення до головного підшипника. У верхню головку запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна рознімна, скріплюється двома болтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ.

Розподільний вал зібраний із двох частин, з'єднаних між собою болтами й гайками. Вал обертається в сімках підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній частині блоку циліндрів. Розподільний вал має усмоктувальні «а» і вихлопні «б» кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець розподільного вала насаджено упорна втулка й шестірня привода розподільного вала.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 з і в 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 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно довідкових даних температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 750 \text{ K}$. [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 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	250	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1000	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	180	мм
Хід поршня	$S =$	220	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,1	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,75	
Число циліндрів	i	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	185	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101,3	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	5	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	200	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,31	
розширення	$n_2 =$	1,30	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	36590	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 =$	95,4 $R_{\text{CH}_4} =$ 0,954
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2,6 $R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0,026
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	0,3 $R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0,003
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	0,2 $R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0,002
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0,2 $R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0,002
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0,2 $R_{\text{CO}_2} =$ 0,002
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0 $R_{\text{CO}} =$ 0
азот	$\text{N}_2 =$	1,1 $R_{\text{N}_2} =$ 0,011

кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 18,03 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (nC_nH_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 1,043 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 2,02 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,5323 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 13,461 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 18,056 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0017$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 367,2 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ \text{K})$$

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 337,2 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, \text{ K}$$

$$T_{\text{см}} = 321,0 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_\varepsilon$$

$$P_d = 175,8 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ K}$$

$$T_d = 344 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4606,2 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 745,7 \text{ K}$$

$$t_c = 472,7^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0016$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp m_Z \cdot t_Z - (mCv m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0578$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1119$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0849$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7455$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$mCv_{me} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

де:

$$a = 22,33$$

$$b = 600,47$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{\text{гп}} = R_{\text{CH}_4} \cdot mCv_{\text{CH}_4} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2}$$

$$mCv_{\text{ch}_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_2\text{h}_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_3\text{h}_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_4\text{h}_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_5\text{h}_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{N}_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{CO}_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,536$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{\text{см}} = \frac{mCv_{\text{гп}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{мс}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,05$$

$$b = 493,28$$

де $mCv_{\text{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCv_{\text{см}} = a_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,05$$

$$b = 246,64$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,134$$

$$b = 532,729$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,134$$

$$b = 266,364$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 266,803$$

$$B = 29,182$$

$$C = 54447,23 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1624,5 \text{ C} \quad T_z = 1897,5 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 11740,6 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,55$$

$$\Delta \lambda = 1,95 \%$$

$\Delta \lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.
Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 12,1$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\varepsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$p_b = 459,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = 898,1 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_b}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{p_r}{p_b} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 739,3 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt{\frac{p_b}{p_r}}}$$

$$T_r = 680,8 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{r^3} - T_r|}{T_{r^3}} \times 100 \% = 9,23 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.
Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1022,63 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,37$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, M^3 / (квт \cdot год)$$

$$g_i = 0,27 \text{ м}^3 / (квт \cdot год)$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{п.ср} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30}, M / C$$

$$S_{пп} = 0,22 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{п.ср.} = 7,33333 \text{ м/с}$$

$$P_M = 122,2 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ кПа}$$

$$P_{me} = 900,46 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,88$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,325$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, M^3 / (квт \cdot год).$$

$$b_e = 0,302 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$B = 75,6 \text{ м}^3/\text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 33,32 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 5,55 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,18 \text{ м}$$

$$m = 1,222222$$

$$d = 179,5 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 219,4 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 33,57 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 5,60 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{St} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, KBm$$

$$P_{ep} = 251,9 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{ср} = 251,0 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,77 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,023 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1758 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,310	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	12,100	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	11,741 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,300	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,900	

Таблиця 2.3

Результати розрахунку.

V / V_c	$P_{CT}, МПа$	$P_{CT}, мм$	$P_{роз}, МПа$	$P_{роз}, мм$	$P_{cp}, МПа$
1	4,606	92,1	11,741	234,8	7,134
1,25	3,439	68,8	8,784	175,7	5,346
1,5	2,708	54,2	6,931	138,6	4,222
1,75	2,213	44,3	5,672	113,4	3,459
2	1,858	37,2	4,768	95,4	2,910
3	1,092	21,8	2,815	56,3	1,722
4	0,749	15,0	1,936	38,7	1,187
5	0,559	11,2	1,449	29,0	0,890
6	0,441	8,8	1,143	22,9	0,703
7	0,360	7,2	0,936	18,7	0,576
8	0,302	6,0	0,786	15,7	0,484
9	0,259	5,2	0,675	13,5	0,416
10	0,226	4,5	0,588	11,8	0,363
11	0,199	4,0	0,520	10,4	0,321
12	0,178	3,6	0,464	9,3	0,287
12,1	0,176	3,5	0,459	9,2	0,284
$P_{mi}^{\pi} =$					1,065

Об'єм камери згорання

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

$$V_s = [AB] = 222 \text{ мм}$$

$$V_c = 20 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

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

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

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,044 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08$$

Похибка не перевищує 5%

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$	точка подачі іскри.
$f, \text{ДоВМТ}$	Визначається кутом випередження запалювання точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 =,^0 \text{ ПКВ}$
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	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.

$\lambda_L =$	0,278		Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	222	мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta \varphi_1 =$	10	$^0 \text{ ПКВ}$	Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,200	МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,050	МПа/мм	Масштаб тиску.
$S =$	220	мм	Хід поршня.
$P_c =$	4,606	МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	11,741	МПа	Максимальний тиск.

Таблиця 2.4 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	15	0,043	4,8
$f, \text{ДоВМТ}$	5	0,005	0,5
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	2,2
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,724	191,4
$r', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	2,2
$r'', \text{ПісляВМТ}$	30	0,169	18,7
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,901	211,0

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 4,0 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 5,53 & \text{МПа} \\ P_c'' &= 110,5 & \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для карбюраторних і газових двигунів: $P_{zd} = P_{\max} * 0,85$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 9,98 & \text{МПа} \\ P_{zd} &= 200 & \text{мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 21,3 \quad \text{мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 1,53$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 13,9 \quad \text{мм}$$

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	251,9 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	1000 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	180 мм
хід поршня:	$S =$	220 мм
число циліндрів:	$i =$	8
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	36590 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_T =$	75,6 м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_{ii} =$	0,37
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,33
кількість свіжого заряду	$M_l =$	18,025 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_T =$	18,056 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	739,3 К
температура на початку стиску	$T_d =$	344,3 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC_v =$	23,91 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC_v =$	21,82 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1022,63 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

- де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_T - 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:

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

$$Q_{II} = 768,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 251,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 32,8 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 250 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,76 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{г.п.}$ - 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.

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

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:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,25 \quad 0,18$$

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

$$Q_w = 176,8 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a = 0,088$ $b = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

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

$$C_m = 7,33333333 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 174,533333 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 104,72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0056 \text{ м}^3$$

$$P_n = 39,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 39,1 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 215,8 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0077 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,6 - 0,7 - \text{к.к.д. водяного насосу.}$$

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,6$$

$$P_{\epsilon.н.} = 1,26 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\epsilon.н.} = 1,26 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 217,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\epsilon} = 28,25 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3.6 \times 224} [M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 32,22 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_p' = 30,13 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$Q_r = 278,0 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_r = 36,18 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{МД}} = (Q_w + Q_{\text{МД}}) - Q_s$$

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

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

$$\Delta_{\text{МД}} = 0,0630$$

тоді

$$Q_{\text{МД}} = 48,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{М1}} = 8,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{\text{М1}}}{\rho_M \cdot C_{\text{mm}} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,5$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0008 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ -механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 0,46 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 0,5 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 8,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 1,12 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_{\text{е}} + Q_{\text{г}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 12,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,68 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	251,9	32,8
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	217,1	28,2
теплота, яка виноситься випускними газами	278,0	36,2
теплота, яка відводиться маслом	8,6	1,1
невраховані теплові втрати	12,9	1,7
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	768,6	100

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:

$d=$	0,18	м - діаметр циліндра
$s=$	0,22	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,278	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,11	м - радіус кривошипа
$n=$	1000	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	17,8	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

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

$$\omega = 104,7 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

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

$$A = 0,025 \quad \text{м}^2$$

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.

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

$$F_{\text{иоб}} = -7,6 \quad \text{кН}$$

$$F_{\text{иоб}} = -7,6 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 6,30 \quad \text{кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_u = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_u = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_u = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_u = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_u = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_u = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_u = P_r$$

Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,00560 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00070 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,006295 \text{ м}^3$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$V_f = Ar \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos \varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

φ°	Vf	F _Г	F _И	F _д	F _N	F _г	F _к	F _Г	F _И	F _д	F _N	F _г	F _к
ПКВ	мЗ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0007	1,894	-27,376	-25,483	0,000	-25,483	0,000	1,89	-27,38	-25,48	0,00	-25,48	0,00
10	0,0008	1,894	-26,692	-24,798	-1,192	-24,213	-5,486	1,89	-26,69	-24,80	-1,19	-24,21	-5,49
20	0,0009	1,894	-24,691	-22,798	-2,135	-20,678	-9,843	1,89	-24,69	-22,80	-2,13	-20,68	-9,84
30	0,0012	1,894	-21,529	-19,635	-2,641	-15,627	-12,204	1,89	-21,53	-19,64	-2,64	-15,63	-12,20
40	0,0015	1,894	-17,444	-15,550	-2,628	-10,097	-12,159	1,89	-17,44	-15,55	-2,63	-10,10	-12,16
50	0,0019	1,894	-12,735	-10,842	-2,129	-5,159	-9,824	1,89	-12,74	-10,84	-2,13	-5,16	-9,82
60	0,0024	1,894	-7,733	-5,839	-1,265	-1,665	-5,781	1,89	-7,73	-5,84	-1,27	-1,67	-5,78
70	0,0029	1,894	-2,765	-0,871	-0,201	-0,076	-0,899	1,89	-2,76	-0,87	-0,20	-0,08	-0,90
80	0,0034	1,894	1,876	3,770	0,898	-0,402	3,899	1,89	1,88	3,77	0,90	-0,40	3,90
90	0,0039	1,894	5,955	7,849	1,888	-2,271	7,849	1,89	5,96	7,85	1,89	-2,27	7,85
100	0,0044	1,894	9,316	11,209	2,669	-5,089	10,485	1,89	9,32	11,21	2,67	-5,09	10,48
110	0,0048	1,894	11,888	13,782	3,174	-8,219	11,675	1,89	11,89	13,78	3,17	-8,22	11,68
120	0,0052	1,894	13,688	15,582	3,376	-11,138	11,562	1,89	13,69	15,58	3,38	-11,14	11,56
130	0,0055	1,894	14,803	16,697	3,280	-13,520	10,451	1,89	14,80	16,70	3,28	-13,52	10,45
140	0,0058	1,894	15,375	17,269	2,919	-15,245	8,698	1,89	15,38	17,27	2,92	-15,24	8,70
150	0,006	1,894	15,574	17,467	2,349	-16,353	6,610	1,89	15,57	17,47	2,35	-16,35	6,61
160	0,0062	1,894	15,567	17,461	1,635	-16,978	4,405	1,89	15,57	17,46	1,64	-16,98	4,40
170	0,0063	1,894	15,500	17,393	0,836	-17,275	2,192	1,89	15,50	17,39	0,84	-17,28	2,19
180	0,0063	1,894	15,466	17,360	0,000	-17,360	0,000	1,89	15,47	17,36	0,00	-17,36	0,00
190	0,0063	1,922	15,500	17,422	-0,838	-17,304	-2,196	1,92	15,50	17,42	-0,84	-17,30	-2,20
200	0,0062	2,011	15,567	17,578	-1,646	-17,092	-4,434	2,01	15,57	17,58	-1,65	-17,09	-4,43
210	0,006	2,166	15,574	17,739	-2,386	-16,608	-6,713	2,17	15,57	17,74	-2,39	-16,61	-6,71
220	0,0058	2,399	15,375	17,774	-3,004	-15,691	-8,952	2,40	15,38	17,77	-3,00	-15,69	-8,95
230	0,0055	2,728	14,803	17,532	-3,444	-14,196	-10,974	2,73	14,80	17,53	-3,44	-14,20	-10,97
240	0,0052	3,183	13,688	16,871	-3,656	-12,060	-12,518	3,18	13,69	16,87	-3,66	-12,06	-12,52

Продовження таблиці 2.5

250	0,0048	3,804	11,888	15,692	-3,614	-9,358	-13,294	3,80	11,89	15,69	-3,61	-9,36	-13,29
260	0,0044	4,655	9,316	13,971	-3,326	-6,342	-13,068	4,66	9,32	13,97	-3,33	-6,34	-13,07
270	0,0039	5,832	5,955	11,787	-2,836	-3,411	-11,787	5,83	5,96	11,79	-2,84	-3,41	-11,79
280	0,0034	7,485	1,876	9,362	-2,229	-0,999	-9,682	7,49	1,88	9,36	-2,23	-1,00	-9,68
290	0,0029	9,853	-2,765	7,088	-1,633	0,622	-7,317	9,85	-2,76	7,09	-1,63	0,62	-7,32
300	0,0024	13,320	-7,733	5,587	-1,211	1,593	-5,531	13,32	-7,73	5,59	-1,21	1,59	-5,53
310	0,0019	18,499	-12,735	5,764	-1,132	2,743	-5,223	18,50	-12,74	5,76	-1,13	2,74	-5,22
320	0,0015	26,315	-17,444	8,872	-1,499	5,760	-6,937	26,32	-17,44	8,87	-1,50	5,76	-6,94
330	0,0012	37,876	-21,529	16,347	-2,198	13,010	-10,161	37,88	-21,53	16,35	-2,20	13,01	-10,16
340	0,0009	53,446	-24,691	28,755	-2,693	26,082	-12,416	53,45	-24,69	28,76	-2,69	26,08	-12,42
350	0,0008	69,515	-26,692	42,823	-2,059	41,813	-9,474	69,51	-26,69	42,82	-2,06	41,81	-9,47
360	0,0007	207,882	-27,376	180,506	0,000	180,506	0,000	207,88	-27,38	180,51	0,00	180,51	0,00
370	0,0008	298,609	-26,692	271,917	13,076	265,504	60,160	298,61	-26,69	271,92	13,08	265,50	60,16
380	0,0009	207,850	-24,691	183,159	17,152	166,130	79,083	207,85	-24,69	183,16	17,15	166,13	79,08
390	0,0012	149,366	-21,529	127,837	17,192	101,738	79,458	149,37	-21,53	127,84	17,19	101,74	79,46
400	0,0015	105,943	-17,444	88,500	14,957	57,463	69,199	105,94	-17,44	88,50	14,96	57,46	69,20
410	0,0019	76,586	-12,735	63,851	12,541	30,381	57,858	76,59	-12,74	63,85	12,54	30,38	57,86
420	0,0024	57,131	-7,733	49,398	10,704	14,087	48,906	57,13	-7,73	49,40	10,70	14,09	48,91
430	0,0029	44,110	-2,765	41,345	9,523	3,626	42,679	44,11	-2,76	41,35	9,52	3,63	42,68
440	0,0034	35,216	1,876	37,093	8,832	-3,957	38,363	35,22	1,88	37,09	8,83	-3,96	38,36
450	0,0039	29,007	5,955	34,962	8,412	-10,118	34,962	29,01	5,96	34,96	8,41	-10,12	34,96
460	0,0044	24,586	9,316	33,902	8,072	-15,391	31,711	24,59	9,32	33,90	8,07	-15,39	31,71
470	0,0048	21,390	11,888	33,278	7,665	-19,845	28,191	21,39	11,89	33,28	7,66	-19,84	28,19
480	0,0052	19,056	13,688	32,744	7,095	-23,406	24,296	19,06	13,69	32,74	7,10	-23,41	24,30
490	0,0055	17,348	14,803	32,152	6,315	-26,035	20,125	17,35	14,80	32,15	6,32	-26,04	20,13
500	0,0058	16,110	15,375	31,486	5,321	-27,795	15,858	16,11	15,38	31,49	5,32	-27,80	15,86
510	0,006	15,235	15,574	30,809	4,143	-28,844	11,659	15,24	15,57	30,81	4,14	-28,84	11,66
520	0,0062	14,654	15,567	30,221	2,830	-29,386	7,624	14,65	15,57	30,22	2,83	-29,39	7,62
530	0,0063	14,321	15,500	29,821	1,434	-29,619	3,759	14,32	15,50	29,82	1,43	-29,62	3,76

Продовження таблиці 2.5

540	0,0063	5,499	15,466	20,965	0,000	-20,965	0,000	5,50	15,47	20,97	0,00	-20,97	0,00
550	0,0063	2,510	15,500	18,010	-0,866	-17,888	-2,270	2,51	15,50	18,01	-0,87	-17,89	-2,27
560	0,0062	2,510	15,567	18,078	-1,693	-17,578	-4,560	2,51	15,57	18,08	-1,69	-17,58	-4,56
570	0,006	2,510	15,574	18,084	-2,432	-16,930	-6,844	2,51	15,57	18,08	-2,43	-16,93	-6,84
580	0,0058	2,510	15,375	17,886	-3,023	-15,789	-9,008	2,51	15,38	17,89	-3,02	-15,79	-9,01
590	0,0055	2,510	14,803	17,314	-3,401	-14,020	-10,837	2,51	14,80	17,31	-3,40	-14,02	-10,84
600	0,0052	2,510	13,688	16,198	-3,510	-11,579	-12,019	2,51	13,69	16,20	-3,51	-11,58	-12,02
610	0,0048	2,510	11,888	14,399	-3,316	-8,586	-12,198	2,51	11,89	14,40	-3,32	-8,59	-12,20
620	0,0044	2,510	9,316	11,826	-2,816	-5,369	-11,062	2,51	9,32	11,83	-2,82	-5,37	-11,06
630	0,0039	2,510	5,955	8,465	-2,037	-2,450	-8,465	2,51	5,96	8,47	-2,04	-2,45	-8,47
640	0,0034	2,510	1,876	4,387	-1,044	-0,468	-4,537	2,51	1,88	4,39	-1,04	-0,47	-4,54
650	0,0029	2,510	-2,765	-0,254	0,059	-0,022	0,262	2,51	-2,76	-0,25	0,06	-0,02	0,26
660	0,0024	2,510	-7,733	-5,223	1,132	-1,489	5,171	2,51	-7,73	-5,22	1,13	-1,49	5,17
670	0,0019	2,510	-12,735	-10,225	2,008	-4,865	9,265	2,51	-12,74	-10,22	2,01	-4,87	9,27
680	0,0015	2,510	-17,444	-14,933	2,524	-9,696	11,677	2,51	-17,44	-14,93	2,52	-9,70	11,68
690	0,0012	2,510	-21,529	-19,019	2,558	-15,136	11,821	2,51	-21,53	-19,02	2,56	-15,14	11,82
700	0,0009	2,510	-24,691	-22,181	2,077	-20,119	9,577	2,51	-24,69	-22,18	2,08	-20,12	9,58
710	0,0008	2,510	-26,692	-24,181	1,163	-23,611	5,350	2,51	-26,69	-24,18	1,16	-23,61	5,35
720	0,0007	2,510	-27,376	-24,866	0,000	-24,866	0,000	2,51	-27,38	-24,87	0,00	-24,87	0,00

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів

Поршень є однією із найбільш відповідальних та напружених деталей двигунів як чотиритактних так, особливо, і двотактних.

Поршень приймає на себе навантаження від сил тиску газів та сил інерції, а також теплові навантаження в результаті контакту днища з гарячими газами, головним чином в процесі згоряння та розширення. Крім того, корпус поршня додатково нагрівається від тертя його бокової поверхні по стінці циліндру.

В результаті дії гарячих газів днище поршня сильно нагрівається, внаслідок чого знижується його міцність та погіршуються умови змащування, а в карбюраторному двигуні підвищена температура днища сприяє виникненню детонації. Поршень передає теплоту стінкам циліндру головним чином поршневі кільця та юбку, через внутрішню поверхню днища і стінок – картерним газам та маслу, через поршковий палець – шатуну.

Внаслідок багатьох функцій, що виконує поршень, до матеріалу останнього пред'являються серйозні вимоги. Матеріалами для виготовлення поршнів служить чавун, сталь та легкі сплави. Поширеним матеріалом для поршневих двигунів внутрішнього згоряння усіх типів є чавун (як сірий, так і ковкий). Найбільш часто застосовують чавуни марок СЧ25, СЧ28, СЧ32. В напружених конструкціях двигунів для підвищення механічних якостей та теплостійкості застосовують леговані та зверх міцні чавуни: леговані присадками ванадію, титана, міді, хрому, наприклад, чавун марки ВЧ50-2.

Чавун та сталь порівняно із легкими сплавами характеризуються більш високою міцністю та зносостійкістю, а також малим коефіцієнтом лінійного розширення.

Із легких сплавів застосовують переважно алюмінієві (АЛ1, АЛ10В, АЛ19, В300 та інші), що відрізняються різноманітним хімічним складом. Найбільше поширення знайшли мідно алюмінієві та кремній алюмінієві сплави. Останні мають кращі ливарні властивості та відносно низький коефіцієнт лінійного розширення. Крім того, при застосуванні цих сплавів збільшується зносостійкість

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поршневих канавок (при підвищеній температурі). Поршні із цих сплавів виготовляють методами лиття як в землю, так і в кокіль; останній спосіб дозволяє достатньо точно видержати масу заготовки, зменшити припуск для наступної механічної обробки та забезпечити порівняно низьку собівартість виготовлення.

Деформуючі алюмінієві сплави АК2, АК4, АК4-1, Д20 дають можливість отримати заготовки поршня шляхом кування та штамповки. Сплави АК4-1 і Д20 мають переваги при підвищених температурах (вище 150 °С). Кращі властивості при температурах вище 300°С мають сплави Д20.

Перевагами поршнів, виготовлених із легких сплавів, в порівнянні з поршнями, виготовленими із чавунів та сталей, є менша маса та в 3...3,5 рази більш висока теплопровідність. При відносно низькій температурі алюмінієвих поршнів (250...350°С замість 400...450°С чавунних поршнів) підвищується коефіцієнт наповнення, а також появляється можливість підвищення ступеню стиску у карбюраторних двигунах без небезпеки виникнення детонації. Крім того, поршні із легких сплавів відрізняються меншим утворенням нагару при роботі та меншим тертям. Маса поршня із алюмінієвого сплаву при інших рівних умовах менше маси чавунного поршня на 30...50 %. В результаті більш низької температури, менших сил інерції та меншого тертя при заміні чавунних поршнів поршнями із легких сплавів потужність двигуна підвищується на 10...20% та зменшується витрата палива та масла.

Проте при великих зазорах (в непрогрітому двигуні та при малих загрузках) поміж корпусом поршня та стінками циліндрів, якщо поршні виготовлені із легких сплавів, спостерігається стук, що приводить до підвищеного зношування двигунів, які працюють при змінних загрузочних режимах. Крім того, у цих поршнів гірші механічні властивості та нижча теплостійкість. До цього треба віднести високу вартість поршнів із легких сплавів та швидку розробку гнізд для поршневого пальця в бобишках і канавок кілець.

В останні роки значну увагу приділяють поршням складеної конструкції, в яких головка поршня, що містить кільця, виконується із жаростійкого та міцного

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

металу, а саме із спеціального чавуну або сталі. Застосовуючи сталь, можливо жаростійку та міцну конструкцію при відносно невеликій масі. Стальні поршні застосовуються рідко.

3.2 Вибір конструкції проектного поршня

Конструктивна форма днища поршня

Одним із найбільш частих дефектів поршнів слід вважати перегрів днища, який визиває відпуск матеріалів, погіршення механічних властивостей та втрату твердості. Періодична дія сил тиску газів разом з вказаним перегрівом визиває появу мілких тріщин, що призводять до руйнування днища. Температура поршнів залежить від параметрів процесу та конструкції двигуна. Значний вплив на температуру поршня мають конструкції гільз (втулок) та спосіб їх з'єднання з блоком циліндрів. Найбільш інтенсивного охолодження можна досягнути при мокрих гільзах. Значний вплив на розподіл температур в голівці поршня має також розташування передкамер та вихрових камер.

Велике значення для надійної роботи поршня має обрис днища. Форма днища визначається в першу формою камери згоряння, пов'язаною із способом сумішоутворення, розташуванням клапанів в кришці (головці), а в двотактних двигунах – і з системою газорозподілу.

На рисунку 3 показані найбільш розповсюджені форми днищ, що застосовуються в форсованих двигунах (дизелях). Плоскі днища застосовують в двигунах із запалюванням від стиску, головним чином в передкамерних та вихрокамерних (а також в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням). Днище, виконане по схемі рис.4,а має підвищену жорсткість. Для даної конструкції характерна менша можливість утворення масляного нагару. Подібні днища застосовують в однокамерних та багатоканерних двигунах із запалюванням від стиску, а також у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. При такій конструкції днища можна в тій або іншій мірі придати необхідне направлення потоку повітря.

Днище, що виконане по схемі рис.4,б утворює сприятливу форму камери згоряння, що наближається до шарової, при безпосередньому впорскуванні. Ці

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

днища застосовують головним чином в чотиритактних двигунах як із внутрішнім, так із зовнішнім сумішоутворенням та в деяких конструкціях двохтактних двигунів.

Днище поршня, що показане на рис.4,в, утворює камеру згоряння, близької по формі до факелу розпилюваного палива. Такі днища застосовують при безпосередньому впорскуванні в двигунах із запалюванням від стиску як в чотиритактних, так і в двотактних при прямоточній продувці. В такій конструкції розпилене паливо не попадає на стінки циліндру, що покращує його витрату та попереджує попаданню його в мастило.

Днище, що показане на рис.4,г сприяє поліпшенню сумішоутворення. Однак при такій формі необхідні спеціальні конструктивні заходи для підвищення надійності днища. Цю конструкцію застосовують в основному в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску з безпосереднім впорскуванням.

Днище, що виконане по схемі рис.4,д відрізняється формою, що сприяє покращенню сумішоутворення. Інколи камери згоряння, що розташовані в поршні, зміщують в сторону для забезпечення тангенціального напрямку повітря, яке збільшує швидкість вихру. Але при цьому маємо нерівномірний розподіл температур в голівці поршня.

Днище, показане на рис.4,е, завдяки більш простій формі відрізняється підвищеною надійністю, ніж днища показані на рис.3,г,д. Таку конструкцію застосовують головним чином в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

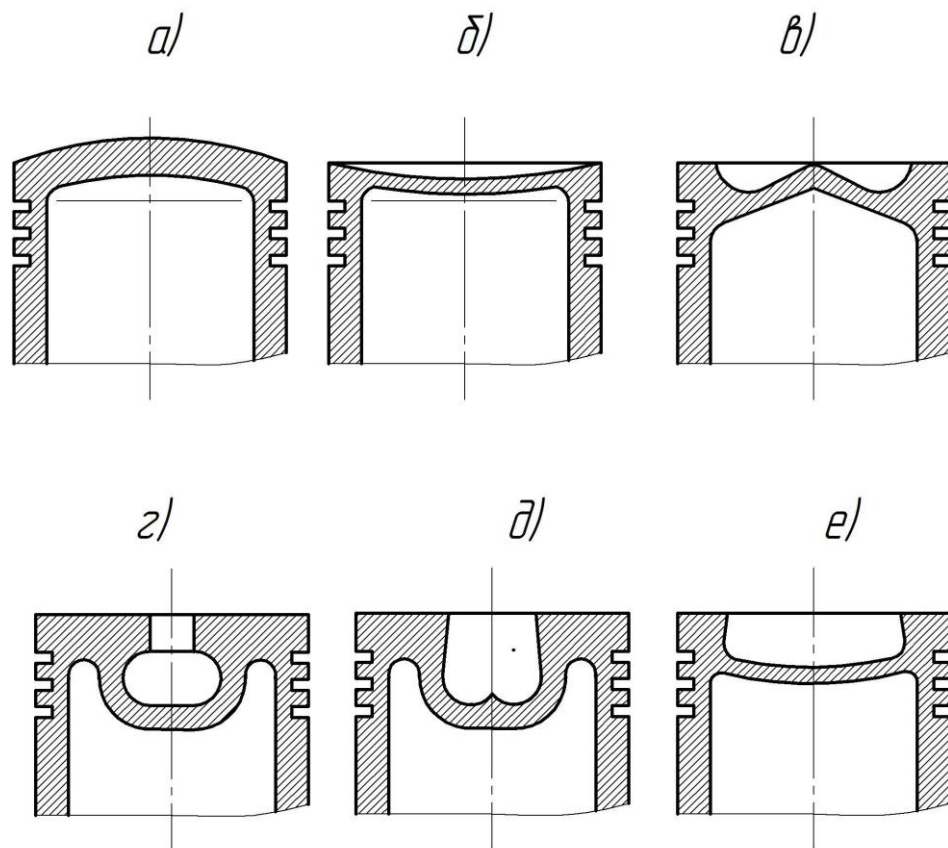


Рисунок 4.1 Форми днищ поршня

3.2.2 Форма поршня

Форма корпусу поршня та його основні розміри визначаються в першу чергу умовами відведення тепла, що надходить від камери згоряння. Поршні виконують монолітними та складеної конструкції. Одні та другі можуть бути без охолодження та з охолодженням.

При конструюванні поршня необхідно прагнути до того, щоб він мав просту циліндричну, по можливості симетричну форму відносно вісі циліндру. Перехід від днища до стінок необхідно виконувати з великими радіусами закруглення для забезпечення рівномірної теплової загрузки в розрізах головки поршня. В напружених конструкціях бобишки зв'язують з днищем поздовжніми та поперечними ребрами. В легких двигунах великої потужності часто бобишки з'єднують безпосередньо з днищем, що полегшує штамповку внутрішньої поверхні поршнів.

Для зменшення температурних напружень раціонально застосовувати днища без ребер. Ребра ускладнюють виготовлення поршня та можуть служити причиною появи внутрішніх напружень в матеріалі.

Компресійні кільця застосовують в кількості від 2 до 6, в залежності від швидкохідності, а також від величини максимального тиску згоряння. Компресійні кільця не слід розміщувати близько до днища, так як внаслідок цього збільшується їх теплова напруженість, а особливо першого кільця, але віддалення кілець від днища приводить до збільшення загальної довжини бокової поверхні та висоти поршня. Це особливо необхідно враховувати при проектуванні легких малогабаритних двигунів, так як віддалення пальця від днища обумовлює збільшення габаритних розмірів двигуна в напрямку вісі циліндру.

Для двигунів тихохідних та середньої швидкохідності, коли технічними вимогами не передбачується особливо малі габаритні розміри двигунів, довжину поршня визначають, в основному враховуючи величину допустимого бокового тиску.

Для швидкохідних малогабаритних чотиритактних двигунів (з малим ресурсом) в першу чергу враховують можливість розміщення основних елементів конструкції: компресійних кілець, перемичок поміж ними, поршневого пальця з бобиками та маслоз'ємних кілець.

Практично пояс, що несе поршневі кільця, не приймає участі в передачі бокових сил: поверхня перерізана канавками. Наявність канавок не дозволяє також створити стійку масляну плівку. Величину зазору поміж цією частиною поршня та стінками циліндру вибирають із умови захисту поршневих кілець від дії гарячих газів, з однієї сторони, та з умови попередження попадання масла в камеру згоряння – з другої сторони. При цьому враховують температурні деформації корпусу поршня та стінок втулки циліндру. Зазор поміж юбкою поршня та стінками циліндру при роботі вибирають із розрахунку вільного переміщення поршня та його можливості встановлюватися (в деяких межах) під дією сил, що розвиваються в масляному шарі поміж поршнем та циліндром. Для

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зменшення тертя бажано збільшувати зазор, але це приводить до зростання витрати масла, стуку та зношуванню поршня внаслідок поперечного переміщення поршня в мертвих точках.

Зазор поміж поясом поршня, який несе поршневі кільця, та стінками циліндру виконують дещо більшим, ніж в направляючій частині.

Профілі бокової поверхні корпусу поршня, що показані на рис.4, а-г, виконують у вигляді циліндричних або конічних ступенів. В деяких випадках, особливо в останні роки, бокову поверхню поршня на висоті бобишок або дещо ближче до нижнього торця корпусу виконують бочкоподібною. При зміні робочої сторони поршня частина бокової поверхні вступає в контакт з циліндром, і тому дещо поліпшуються умови роботи бічної поверхні поршня, а також змащування юбки під час робочого ходу поршня.

Середні значення зазорів поміж корпусом поршня та стінкою циліндру:

Для чавунних та сталевих поршнів

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,004 \dots 0,008)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,0008 \dots 0,0013)D$$

Для поршнів із алюмінієвого сплаву

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,008 \dots 0,013)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,001 \dots 0,003)D$$

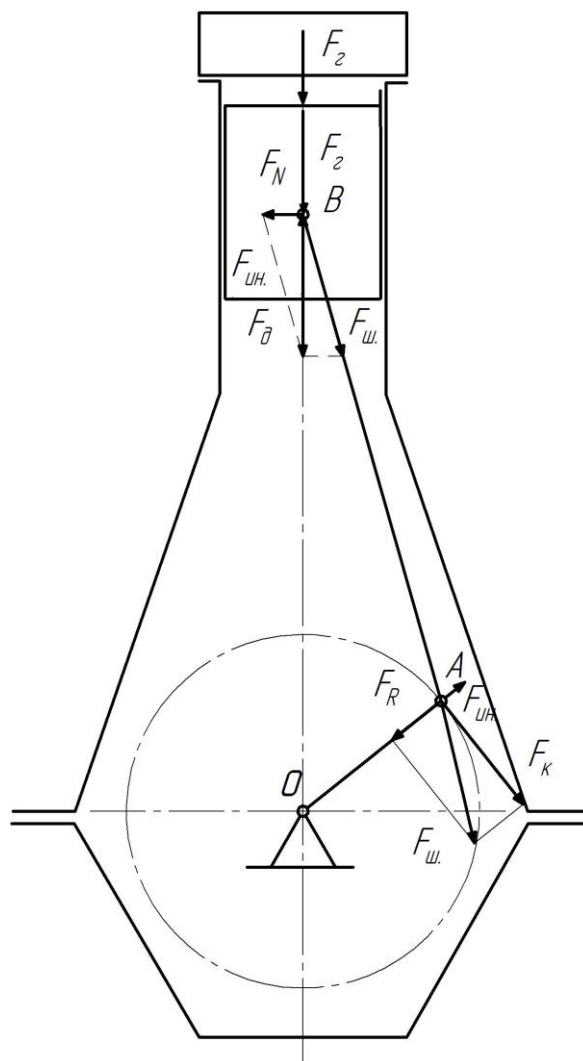
В двигунах з повітряним охолодженням, що працюють при більш високих температурах, зазори поміж поршнями та циліндрами (в холодному стані) мають бути більшими, ніж зазори у двигунів з водяним охолодженням.

Вибір зовнішнього обрису направляючої частини корпусу залежить від деформації середньої частини поршня (в зоні розташування поршневого пальця). В результаті дії температурних деформацій, сили тиску газів на днище поршня та

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поперечної сили на бокову поверхню поршня розріз корпусу приймає овальну форму. Внаслідок того, що значна частина матеріалу розташована в напрямку вісі поршневого пальця, при нагріванні матеріал деформується нерівномірно, тому корпус в районі бобишок приймає форму овалу із збільшенням розміру вздовж вісі пальця (рис.4.2). В тому ж напрямку деформацію визиває і дія сили F_N (рис. 4.2). В результаті цього поміж циліндром та частиною поршня, розташованою біля пальця, може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

Вказані вище деформації враховують при виготовленні поршня: інколи корпусу поршня придають попередньо при механічній обробці овальну форму з більшою віссю овалу, що перпендикулярна до вісі поршневого пальця, або ж видаляють частину матеріалу із зовнішньої сторони корпусу біля поршневого пальця.



					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Стінки юбки виконують постійної по довжині товщини або дещо зменшеною в напрямку від поршневого пальця до колінчастого валу. Нерідко стінку юбки виконують з потовщенням у кромки, яке попереджає стінку від можливих при складанні та розбиранні деформацій. Це потовщення використовують також для розташування маслоз'ємних кілець; крім того, потовщення служить для підгонки поршнів по масі і при їх обробці – як база для кріплення.

Часто для усунення стуку та перекосу поршня в непрогрітому двигуні та попередження заїдань при роботі поршня із легких сплавів їх виконують розрізними та еліптичними юбками. Розріз може бути виконаним по всій довжині юбки.

В цьому випадку пружна тонкостінна юбка деформується незалежно від деформації головки поршня, і зазор поміж корпусом поршня і стінкою циліндра може бути встановлений малим. Звичайно для збільшення міцності розріз роблять не по всій довжині; його виконують П- подібної або Т – подібної форми. В циліндрі поршень встановлюють так, щоб розріз був на тій стороні, де бокова сила менша. Подібні поршні виконують звичайно з юбкою еліптичної форми з малою віссю еліпса, яка направлена по вісі поршневого пальця. Різниця поміж вістями еліпса для поршнів автомобільних двигунів складає 0,1...0,3 мм. При холодному поршні забезпечується ходова посадка по розмірам більшої вісі еліпса. При роботі поршень деформується та приймає практично правильну циліндричну форму.

Опис конструкції запроектованого поршня

Спроекований поршень складається з двох частин тронка та головки поршня. Матеріал для спроекованого поршня повинен мати: високу зносостійкість, жаростійкість та малий коефіцієнт лінійного розширення, так як температура згорання в спроекованому двигуні вища тому, для головки поршня вибираємо сплав 20ХЗМВФ (ЭИ415), а тронк поршня виготовлений з алюмінієвого Сплав АК8л ГОСТ 1583-93 та вкрита антипригарним шаром.

Антипригарний шар.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Завдяки розвитку сучасних технологій забезпечити надійний захист поршнів двигуна можливо, застосовуючи спеціальні покриття, що виконують захисні, ізолюючі та розділяючі функції. Деталі, оброблені такими покриттями, мають покращені характеристики.

Існує два класи спеціальних матеріалів для цих цілей: молекулярні тверді та керамічні покриття. Тверді склади роблять поверхню досить жорсткою і відбиває тепло. Кераміка, у свою чергу, відрізняється чудовими ізолюючими властивостями. Вона поглинає тепло та утримує його в шарах матеріалу.

Важливою перевагою поршнів, оброблених високотемпературним покриттям, є їхня підвищена надійність. Головки таких поршнів менш чутливі до високого тепловиділення, пов'язаного з детонацією.

Полімерні, а також тефлонові покриття для поршні ДВЗ, як правило, не підходять, тому що не витримують високих температур, при яких працює двигун.

Термостійкі покриття ефективні для будь-яких двигунів: звичайних чи гоночних. Однак при їх виборі необхідно враховувати марку транспортного засобу та рекомендації виробника.

Для забезпечення надійної роботи поршневих груп вітчизняних та імпортованих автомобілів ідеально підходить антифрикційне дисульфідмолібденове покриття MODENGY Для деталей ДВЗ.

MODENGY для деталей ДВС являє собою сухе мастило, що твердіє при кімнатній температурі. На поршнях бензинових і дизельних двигунів вона створює довготривалу захисно-мастильну плівку, що скорочує знос спідниць і стінок циліндрів, що контактують з ними.

Антифрикційне покриття MODENGY Для деталей ДВЗ має наступні експлуатаційні характеристики:

Широкий діапазон робочих температур (від -70 до +260 ° C)

Висока адгезія

Стійкість до олій, густих мастил та розчинників

Ефективне зниження втрат на тертя

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висока несуча здатність

Протизадирні властивості

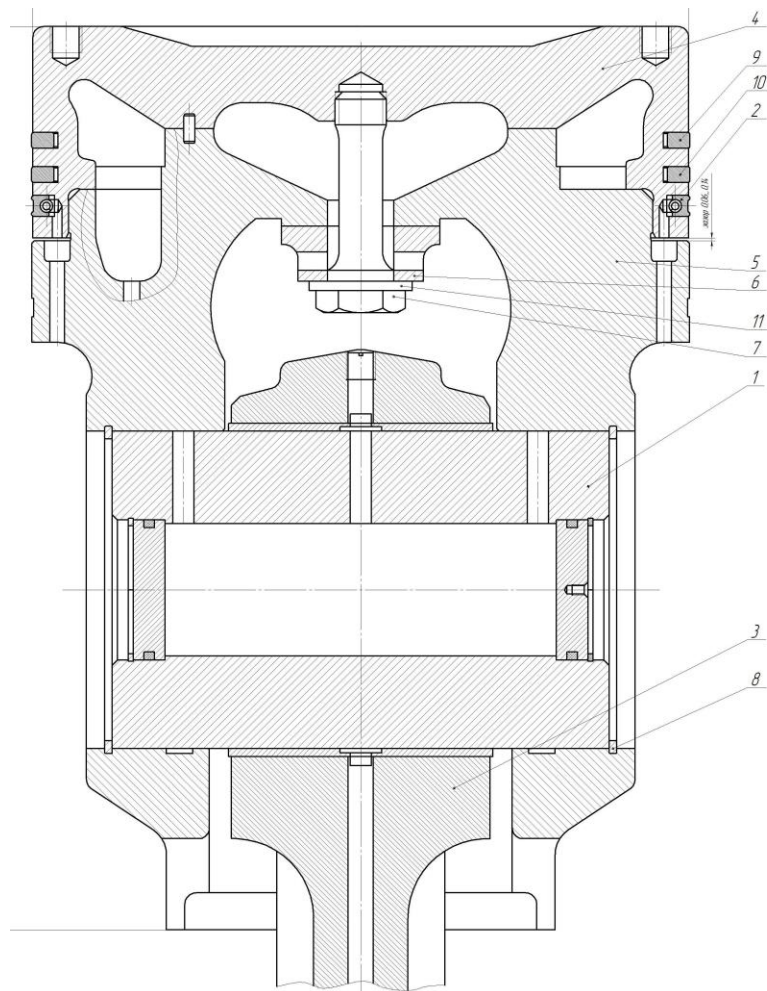
Здатність запобігати стрибкоподібному руху

Властивості аварійного мастила

Тривалий термін служби

Спроектований поршень такої конструкції дасть змогу збільшити кількість обертів за рахунок зменшення маси поршневої групи порівнянні з поршнем базового двигуна який виготовлений з чавуну. Також зменшити витрати потужності двигуна на механічні втрати шляхом зменшення поршневих кілець, 2 компресійних і одного маслоз'ємного які встановлені в головці поршня. Ще однією особливістю спроектованого поршня є: дві проточки вздовж юбки поршня для зменшення можливості задиру юбки поршня. Для оптимізації процесу згорання форму днища поршня вибираємо коритоподібної форми яка розташована в центрі днища і має мінімальну площу де концентрується більша частина газоповітряної суміші це дасть змогу зменшити теплові втрати та зменшити появу детонації.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ

Лист

55

3.4 Розрахунок поршня на міцність

Завданням розрахунку поршня на міцність є перевірка його працездатності при максимальному тиску згоряння

Вихідні дані для розрахунку

1.Потужність двигуна	$P =$	250 кВт
2.Число циліндрів двигуна	$i =$	6
3.Питома ефективна витрата газового палива	$q_e =$	0,302 $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$
4.Нижча теплота згоряння	$Q_H =$	36590 $\text{кДж} / \text{м}^3$
5.Доля загальної кількості теплоти, відведеної через головку поршня $a = 0,04 \dots 0,10$	$a =$	0,06
6.Максимальний тиск згоряння	$P_{\max} =$	9,98 МПа
7.Діаметр поршня	$D =$	0,18 м
8.Внутрішній діаметр канавки під компресійне кільце	$D_{\kappa} =$	0,164 м
9.Внутрішній діаметр поперечного перерізу головки поршня	$D_{BH} =$	0,15 м
9.Робоча висота юбки поршня	$L_{\Pi} =$	0,136 м
10.Діаметр поршневого пальця	$d =$	0,075 м
11.Робоча довжина гнізд під палець в бобишках поршня	$l_P =$	0,08 м
12.Діаметр зовнішній бобишки поршня	$D_B =$	0,1 м
13.Товщина днища поршня	$\delta =$	0,016 м
14.Радіус защемлення днища поршня	$r =$	0,06 м
15.Коефіцієнт, що враховує пружність защемлення	$\xi =$	1
16.Максимальна нормальна сила, що діє на поршень знаходиться із динамічного розрахунку	$F_N =$	25000 Н
17.Матеріал поршня	Сталь -	20Х3М ГОСТ20072-74
18.Модуль пружності для матеріалу поршня	$E =$	211000 МПа
	Сталь -	$2,1 \cdot 10^5$
19.Коефіцієнт Пуасона для матеріалу поршня	$\mu =$	0,3
	Сталь -	0,3
20.Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу поршня	$\alpha =$	0,000011 $^{\circ}\text{C}^{-1}$

Сталь - $1,4 \cdot 10^{-5}$

Розрахунок

Розрахунок поршня виконуємо в його небезпечних перерізах від сили тиску газів

1.Площа днища поршня $F_{\pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ $F_{\pi} = 0,025 \text{ м}^2$

2.Максимальна сила тиску газів $F_{\Gamma} = F_{\pi} \cdot P_{\max}$ $F_{\Gamma} = 253,83 \text{ кН}$

3.Площа поперечного перерізу поршня по канавці

компресійного кільця $F_{\min} = \frac{\pi \cdot (D_K^2 - D_{BH}^2)}{4}$ $F_{\min} = 0,003 \text{ м}^2$

4.Напруження стиску в перерізі поршня по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{CT} = \frac{F_{\Gamma}}{F_{\min}} \quad 73,56 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження стиску для поршнів із

чавуну сталі 100 МПа

5.Питомий тиск поршня на втулку робочого циліндру

$$K = \frac{F_N}{D \cdot L_{\pi}} \quad K = 1,02 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск для поршнів із

сталь 0,5...1,5 МПа

6.Питомий тиск в бобишках поршня

$$q = \frac{F_{\Gamma}}{d \cdot l_p} \quad q = 42,31 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск для поршнів із

алюмінію 65 МПа

7.Перевірка бобишків поршня на зріз

Площа зрізу бобишків поршня $A = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_o^2 - d^2)}{4}$ $A = 0,006869 \text{ м}^2$

Напруження зрізу в бобишках поршня

$$\tau = \frac{F_{\Gamma}}{A} \quad \tau = 36,95 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження зрізу для поршнів із

алюмінію 50 МПа

Розрахунок днища поршня

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру і навантажена рівномірно розподіленою навантажкою

1.Найбільші нормальні напруження по контуру закріплення:

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 * \xi * r^2 * P_{\max}}{4 * \delta^2}, \text{МПа}$$

$$\sigma_x = 105,26 \text{ МПа}$$

- в тангенціальному напрямку

$$\sigma_y = \frac{3 * \mu * r^2 * P_{\max}}{4 * \delta^2}, \text{МПа}$$

$$\sigma_y = 31,58 \text{ МПа}$$

2. Напруження в центрі днища поршня

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} * (1 + \mu) * \frac{r^2}{\delta^2}, \text{МПа}$$

$$\sigma_x = 68,42 \text{ МПа}$$

3. Теплове навантаження днища поршня визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі кількість теплоти q, що проходить через одиницю поверхні в одиницю часу

$$q = \frac{\alpha * P_e * q_e * Q_n}{3600 * i * F_n}, \text{кВт/м}^2$$

$$q = 301,71 \text{ кВт/м}^2$$

Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища і поверхнею, що охолоджується маслом можна знайти із рівняння для передачі тепла через плоску стінку

$$\Delta t = \frac{q * \delta}{\lambda}, ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t = 92,3 ^\circ \text{C}$$

де $\lambda = 52,3 \text{ Вт/(м}^\circ \text{C)}$ коефіцієнт теплопровідності для чавуну

При жорсткому защемленні днища по контуру радіальні σ_r і тангенціальні σ_t напруження від вісьового перепаду температур на периферії і в центрі днища знаходяться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha * E}{2 * (1 - \mu)} * \Delta t, \text{МПа}$$

$$\sigma_T = 153,02 \text{ МПа}$$

Сумарні механічні і термічні напруження на периферії

$$\sigma_\Sigma = \sigma_x + \sigma_T, \text{МПа}$$

$$\sigma_\Sigma = 258,28 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження для днищ поршнів із сталі

$$[\sigma] = 400 \text{ МПа}$$

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 (оєруши) - 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 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						59
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: застібнути 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 131.61.23.01 ПЗ

Лист

60

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 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						61
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 131.61.23.01 ПЗ

Лист

62

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 у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем,

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

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 131.61.23.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

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 131.61.23.01 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

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 рефлексорного 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 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему "Розробка поршня покращеної конструкції з використанням протизадирного напилення стаціонарного газового двигуна 6ГЧН18/22 потужністю 250 кВт" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 18/22 і детальну розробку конструкції поршня. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 18/22 потужністю 250 кВт при частоті обертання колінчастого валу 1000 хв^{-1} використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної та теплової енергії. Детальна конструкція газового двигуна 6ГЧН 18/22 показані в Додатку 1 графічної частини роботи.

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 250 \text{ кВт}$, $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН18/22 та виконані розрахунки параметрів робочого циклу.

По результатам розрахунку робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку 5 графічної частини роботи.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі займає розробка конструкції поршня, виготовленого із алюмінію. В пояснювальній записці приведений детальний опис поршня двигуна - прототипу та виконаний розрахунок на міцність поршня. Складальне креслення поршня показано в Додатку 2, а робоче креслення в Додатках 3, 4 графічної частини роботи.

Газовий двигун 6ГЧН 18/22 є джерелом шуму і вібрації, а тому значну увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						67
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 згорання: 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 згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згорання: 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 згорання». 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 131.61.23.01 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		