

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 «бакалавр»

на тему: Розробка удосконаленої конструкції поршневого пальця газового двигуна потужністю 600 кВт.

Виконав:

студент групи 54-ЕМ-20з

_____ ***Романішин Р. О.***

(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Доценко С. М.***

(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

Анотація

В третьому розділі був проведений аналіз існуючих конструкцій поршневого пальця шатунно-поршневої групи газового двигуна та виявленні основні переваги та недоліки при роботі прототипу двигуна з даною конструкцією поршневого пальця.

За результатами аналізу та на основі опрацювання літератури було запропоновано змінити конструкцію поршневого пальця трубчатої форми на поршковий палець з конічними внутрішніми поверхнями. Завдяки зміні конструкції зменшено масу поршневого пальця, що приведе до зменшення навантажень вузол з'єднання поршень – шатун, та збільшення моторесурсу двигуна. Розрахунки на міцність поршневого пальця підтвердили можливість застосування даної конструкції для газового поршневого двигуна з параметрами - частота обертання колінчатого валу 600 хв^{-1} . та потужністю 600 кВт.

Ключові слова: поршковий газовий двигун, шатунно-поршневая група, поршковий палець, моторесурс двигуна.

Abstract

In the third section, an analysis of the existing pore structures of the socket finger of the connecting rod-piston group of the gas engine was carried out and the main advantages and otherdrugs were identified when operating a prototype engine with this piston finger design.

Based on the results of the analysis and on the basis of the study of the literature, it was proposed to change the design of the tubular-shaped piston finger to a piston finger with conical inner surfaces. Due to the design change, we will reduce the mass of the piston finger, which will reduce the loads of the piston connection assembly – connecting rod, and increase the engine lifespan. Calculations for the strength of the piston finger confirmed the possibility of using this design for a gas piston engine with parameters - chastota rotation of the crankshaft 600 min^{-1} . and a power of 600 kW.

Keywords: *piston* gas engine, connecting rod-piston a groupa, piston finger, engine lifespan.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА	7
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	9
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	17
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу	17
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	20
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	30
2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	41
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦЯ	48
3.1 Аналіз існуючих конструкцій поршневого пальця	48
3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції поршневого пальця	48
3.3 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки	49
3.4 Висновок	54
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	55
4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища	55
4.2 Основні шкідливі речовини, що виділяються при роботі двигуна	60
ВИСНОВКИ	65
ЛІТЕРАТУРА	67
ДОДАТКИ:	
1. Повздовжній переріз двигуна СК Ф-А 1	
2. Поперечний переріз двигуна СК Ф-А 1	
3. Шатунно-поршнева група СК Ф-А1	
4. Поршковий палець РК Ф-А1	
5. Специфікація двигуна Ф-А 4	
6. Специфікація ШПГ Ф-А 4	

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розробив		Романішин Р.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірив		Доценко С.М						З	
						54-ЕМ-20з			
Н. контр.		Доценко С.М							
Затвердив		Нестеренко ВВ							

ВСТУП

Першим тепловим двигуном, що працював завдяки тепловій енергії палива була паро атмосферна машина непереривної дії, що з'явилася наприкінці 17 століття (проекти французького фізика Д. Папена й англійського механіка Т. Севери). Перший придатний газовий двигун був сконструйований французьким механіком Э. Ленуаром у 1860 році. Коефіцієнт корисної дії цього двигуна був приблизно 4,5%. У 1876 році німецький винахідник Н. Отто побудував 4-тактний газовий двигун.

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[1].

Економія енергоносіїв нафтового походження, жорсткість норм викидів шкідливих речовин з газами дизелів, а також обмеження емісії двоокису вуглецю, змушують шукати шляхи зниження небезпеки впливу теплових двигунів на навколишнє середовище. Залежність від імпорту нафти розглядається більшістю країн як питання національної, економічної й енергетичної безпеки, а використання нафтопродуктів несе в собі значну екологічну небезпеку [2,4].

Саме це визначає актуальність досліджень і розробок, спрямованих на диверсифікованість сировинної бази, пошук альтернативних моторних палив. Інтенсивний розвиток ринку зрідженого природного газу (ЗПГ) зумовлює все більшу зацікавленість провідних дизелебудівних фірм у створенні двигунів, які в якості моторного палива будуть використовувати газ. Виробництво зрідженого природного газу у світі досягло біля 120 млн. тон на рік (150 млрд. м³/рік) і зросло за період 1975–2000 років в 2,8 рази.

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Одним із факторів, що зумовлює зростання виробництва ЗПГ у світі, є великі запаси природного газу.

Неухильне зростання вартості споживної енергії сприяло закріпленню за біогазовою галуззю популярності в останні два десятиліття. Біогаз перетворився з альтернативного джерела енергії в звичайний для багатьох підприємств у всьому світі. Цьому передувала тривала історія розвитку. З початку 90-х інтерес до біогазу в Західній Європі почав стабільно зростати. І з простих бочок з ручною системою перемішування, біогазові установки стали великими високотехнологічними, повністю автоматизованими комплексами по переробці будь-яких органічних відходів.

Очевидним є те, що подальше подорожчання газу неминуче і значне. Прокладання кілометрів газопроводу коштує мільйонів Євро. Замість того, щоб будувати газопроводи, за ці або навіть менші кошти, можна побудувати біогазові установки. За газ з труби потрібно ще і платити, а газ від біогазової установки - завжди безкоштовний. Виробництво біогазу дозволяє запобігти викиду метану в атмосферу, його уловлювання - найкращий і короткостроковий спосіб запобігання глобальному потеплінню [4].

Двигуни типу 6 ГЧН 25/34, які працюють на газоподібному паливі, були створені на базі дизельних двигунів 6 ЧН 25/34 и 8 ЧН 25/34 і показали високу надійність роботи на стаціонарних електростанціях в судновій енергетиці на судах різного типу в якості головних та допоміжних двигунів. Більшість двигунів відпрацювало по 80000...100000 мотогодин і продовжують експлуатуватися до сьогоднішнього часу [2].

В двигунах-генераторах підприємства "Первомайськдизельмаш" в якості моторного палива використовують різноманітні види паливних газів: природний газ, супутний газ, шахтний газ-метан, біогаз, генераторний газ. Такі установки відрізняються мінімальними рівнями вібрації і шуму, що дає

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

можливість розміщення таких станцій в безпосередній близькості біля споживача [3].

Мета роботи - дослідження можливості підвищення ефективності роботи газового двигуна 6 ГЧН 25/34 за рахунок зміни конструкції поршневого пальця зі зменшенням маси шатунно - поршневої групи.

Завданням роботи є аналітичним методом провести тепловий розрахунок робочого процесу двигуна, розрахувати та побудувати індикаторні діаграми, перевірити тепловий баланс підведеної та відведеної теплоти. Також провести розрахунок поршневого пальця на міцність при зміні його конструкції.

Об'єкт дослідження - Стаціонарний поршневий газовий Двигун-генератор Двга-600-1, основними агрегатами якого є поршневий газовий двигуна 6 ГЧН 25/34 і генератора СГС 800F-10Н1.

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Згідно завдання на кваліфікаційну роботу, середньо обертовий поршневий газовий двигун, що потрібно спроектувати буде працювати в парі з електрогенератором змінного струму.

Основним видом палива на якому працює двигун це природний газ з чисто газових родовищ який поступає по трубопроводу. Природний газ у природніх умовах знаходиться в газовому стані у вигляді окремих скупчень (газові поклади) або у вигляді газової шапки нафтогазових родовищ — це вільний газ, або в розчиненому стані в нафті або воді (у пластових умовах), а в стандартних умовах (101 КПа і 293К) – тільки в газовому стані. Також природний газ може знаходитися у вигляді газогідратів.

Газові двигун-генератори можуть застосовуватися на різноманітних об'єктах. В першу чергу це об'єкти, що мають централізоване постачання природним газом. Також на підприємствах, що мають можливість для одержання й використання генераторного газу та біогазу.

При постійному зростанні вартості споживної енергії вважається перспективним використання біогазу. Біогаз перетворився з альтернативного джерела енергії в звичайний для багатьох підприємств у всьому світі.

Біогаз - це газ, який складається приблизно з 55-65% метану (CH_4) 25-45% вуглекислого газу (CO_2).

Він утворюється в процесі розкладання органічних субстратів, і по суті є продуктом обміну речовин бактерій.

Його можна:

- використовувати як заміник природного газу;
- накопичувати, перекачувати на далекі відстані;
- виробляти з нього електроенергію і тепло;

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

- використовувати для заправки автомобілів які працюють на газоподібному паливі.

Таблиця 1. Склад, та характеристика біогазу

Характеристика	Компоненти біогазу			
	CH ₄	CO ₂	H ₂	H ₂ S
Об'ємна доля %	55...65	25...45	<1	<3
Нижча теплота згоряння МДж/м ³	35,5	-	10,5	22,5
Температура самозаймання, °C	640...740	-	580	-
Критичний тиск, МПа	4,5	7,5	1,5	8,5
Критична температура, °C	- 82	31	-	100
Щільність, г/л	0,72	1,90	0,09	1,55
Щільність відносно повітря	0,55	2,5	0,07	1,2

Перелік органічних відходів, придатних для виробництва біогазу: гній (з тони гною худоби виходить 50-65м³ біогазу зі вмістом CH₄ – 50 - 60%), зернова й мелясна спиртова барда, буряковий гніт, фекальні відходи, відходи при роботі рибної промисловості (кров, жир, кишки), побутові відходи, відходи молокозаводів - солена й солодка молочна сироватка.

Відходи виробництва біодизеля - технічний гліцерин при виробництві біодизеля з рапсу, відходи при виробництві соків - гніт фруктовий, ягідний, овочевий, виноградна вижимки.

Відходи виробництва крохмалю й патоки - мезга й сироп, відходи переробки картоплі, виробництва чіпсів - очищення, шкурки, гнилі бульби, кавова пульпа.

Також газовий двигун може працювати на метані вугільних родовищ – це попутна корисна копалина, яка знаходиться у вугільних пластах в стиснутому стані.

Слід зазначити, що для видобутку метану придатні далеко не всі родовища. Так, довгопламенне буре вугілля бідне цим газом. У свою чергу, вугілля-антрацит відрізняється високою концентрацією газу, але його неможливо витягти через високу щільність і надзвичайно низкою проникності поклада. Вугілля, що займають проміжне положення між бурими й антрацитом, є найперспективнішим для видобутку метану

По своєму складу і характеристикам вугільний метан схожий з природним газом. Особливість метано вугільних родовищ полягає в тому, що на відміну від традиційних покладів, де природний газ перебуває у вільному стані в пористих колекторах (наприклад, у піщанику), у вугільних шарах метан сорбірован вугіллям або затиснений у дрібних тріщинах. До речі, на глибинах до 1 км концентрація метану в куті вище, ніж у пористих породах. Але тут його набагато складніше витягти.

Пропонується робота двигуна на паливі - природному газі, що утворився в надрах землі. Природний газ є корисною копалиною. Часто є побічним газом при видобутку нафти.

Двигун працює в парі з генератором змінного струму СГС 800F-10Н1 для виготовлення змінного трифазного струму в режимі паралельної роботи із промисловою електромережою або автономною роботою при відключенні промислової мережі, а також для комбінованого виробництва електричної й теплової енергії.

1.2 Опис конструкції проектного двигуна

Потужність експлуатаційна, <i>кВт</i> :	600
Число обертів колінчатого валу, <i>хв.⁻¹</i> :	600
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	Рядне
Діаметр циліндра (номінальний), <i>мм</i>	250

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Хід поршня, мм	340
Годинна витрата газу при номінальній потужності, м ³ /год	160+16
Питома витрата мастила на угар г/кВт · год	1,45
Габаритні розміри двигуна, мм:	
Довжина	5220
Ширина	1900
Висота	2770
Маса двигуна, кг	17200

Газовий двигун-генератор Двга-500-1 складається з газового двигуна 6ГЧН 25/34 і генератора СГС 800F-10Н1, змонтованих на загальній рамі. З'єднання колінчатого валу двигуна з ротором генератора - тверде фланцеве.

Окремо від двигун-генератора в приміщенні електростанції встановлюється наступне допоміжне устаткування:

- Шафа керування З-500-0,4 з вбудованими приладами системи контролю й керування;
- Шафа УКН-500-0,4 з генераторним автоматом, роз'єднувачем і з 6 автоматами розподілу навантаження (за узгодженням із проектантом);
- Бачок води розширювальний;
- Бак масла з відцентровим фільтром;
- Пусковий балон;
- Автоматизований компресор з електроприводом для підкачування пускового балона;
- Блок газової апаратури;
- Водогрійний теплообмінник-утилізатор теплоти вихлопних газів;
- Глушник.

Двигун укомплектований турбокомпресором типу РТ 154, виробництва фірми "Велка Битеш" (Чехія) і електронним регулятором швидкості фірми "Heinzmann" (Німеччина).

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Система подачі газу складається з: змішувача газу й повітря, блоку редукторів і газових клапанів.

Система запалювання виробництва фірми "Motortech" (Німеччина), складається з: свіч запалювання, встановлених у кришках циліндрів, високовольтних катушок, високовольтних проводів, електронного блоку.

Система мащення базового двигуна – комбінована, циркуляційна, під тиском, з вільним зливом масла в раму й відкачуванням в окремо розташований маслобак. На двигуні встановлений двосекційний масляний насос. Перша секція насоса - нагнітає масло через фільтр у двигун, друга секція – відкачує масло з картера в маслобак. З порожнини фундаментної рами двигуна масло через сітчастий фільтр надходить у відкачуючу секцію шестерного масляного насоса і подається через фільтр грубого очищення у розхідний масляний бак. Відтіля нагнітаюча секція насоса подає масло через другий фільтр грубого очищення і холодильник у головну масляну магістраль. Рівномірно масло проходить через фільтр тонкого очищення. Перед пуском до поверхонь тертя масло подається ручним поршневым насосом.

Система охолодження двигуна водяна двоконтурна, складається з навішаних на двигун двох водяних насосів внутрішнього й зовнішнього контурів, охолоджувача газу - повітряної суміші, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води й розширювального бачка. Циркуляція води в сорочці двигуна створюється одним відцентровим насосом, а іншим прокачується забортна вода через холодильники води й масла.

Двигун і турбокомпресор проохолоджуються циркулюючою водою внутрішнього контуру, а газу - повітряна суміш, масло й вода проохолоджуються у відповідних охолоджувачах проточною водою зовнішнього контуру. Для охолодження другого контуру застосовуються градирні, вентиляторні міні-градирні або другий контур системи охолодження включається в схему опалення й гарячого водопостачання при утилізації тепла. Двигун-генератор

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		11

може комплектуватися теплообмінником утилізаційним водогрійним теплоти вихлопних газів.

Фундаментна рама вилита з чавуну, суцільна, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами призначена для збору масла, яке стікає з деталей тертя, і масло після охолодження поршня.

В постелях, розташованих в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

Двигун має сім рамових підшипників. Останній підшипник, якщо рахувати зі сторони маховика, упорний.

З обох сторін по всій довжині фундаментна рама має приливні лапи з отворами для болтів кріплення двигуна до фундаменту.

Зі сторони вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних та масляних насоси, а зі сторони маховика – кожух фланця колінчастого валу з масловідбивним кільцем та сальниковим ущільнюванням.

В днищі, з двох кінців фундаментної рами є два зливних отвори, до яких кріпиться два зливних трубопроводи.

На бокових стінках рами з внутрішньої сторони є приливи, на яких встановлюються масло-заспокійливі сітки.

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

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бурт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		12

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

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

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

На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани.

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

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

Рамовий підшипник. Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення. Вкладиші сталєво-бабітові. Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

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

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній край втулки не закріплений. Верхній бурт втулки високий та товстостінний. В ньому розташовані свердлення під нахилом по всьому колу втулки, які призначені для протікання охолоджуючої рідини. На кінці бурта розташована кільцева виточка для ущільнювального гумового кільця. Під час роботи двигу-

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

на, втулки змащуються маслом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) дизеля внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. Величина витяжки шпильок повинна бути в межах 0,30...0,33 мм. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається маслом з системи мащення двигуна. На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача.

Впускні та випускні клапани відрізняються за конструкцією. У випускних клапанів перехід від тарілки до штоку виготовлений у вигляді приступу, а у впускного плавно. При установці клапанів необхідно звернути на це увагу та встановити в отвори, які їм відповідають. Впускні та випускні клапани виготовлені з жаростійкої сталі. Направляючі втулки запресовані в кришку. Клапани притерті до сідел і притиснуті до них зовнішньою та внутрішньою пружинами. Верхні кінці пружини втираються в тарілку, яка з'єднана зі штоком клапана конусним розрізним замком.

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

Колінчастий вал сталевий, суцільний, має вісім рамових, шість шатунних шийок. Для двигуна 6ГЧН 25/34 кривошипи розташовані по відношенню один до одного під кутом 120°. Таким чином, кривошипи першого та шосто-

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		14

го, другого та п'ятого та четвертого циліндрів мають попарно однакові напрями.

Масло з канавок рамових підшипників надходить до шатунних підшипників по каналам, які з'єднують рамові шийки з шатунними, минаючи внутрішні порожнини шийок.

Свердлення в останній рамовій шийці глухе, служить для встановлення спеціального пристрою, за допомогою якого зайвий вкладиш рамового підшипника викочують. Для викочування вкладишів останніх підшипників використовуються свердлення для проходу масла.

На передньому кінці колінчастого валу встановлені шестерні привода масляного та водяного насосів, приводи первинного перетворювача тахометра К18031.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі, штампований. Стержень шатуна двотаврового перерізу має масляний канал, по якому з нижньої головки до верхньої надходить масло. Верхня голівка шатуна має скоси.

У розточку верхньої головки шатуна запресована втулка, яка являється головним підшипником. На зовнішній поверхні втулки виготовлена шліцьова канавка. Масло з каналу в стержні шатуна надходить до кільцевої канавки у верхній голівці шатуна, а потім крізь отвори у втулці до поршневого пальця.

У нижній голівці шатуна розташовані тонкостінні вкладиші шатунного підшипника, які виготовленні зі сталєбабіту. Від провертання та осьового зміщення вкладиші утримуються шатунними шпильками.

Вкладиші мають перевищення розміру по площині роз'єму в кришці, дякуючи чому після обтискання підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишу.

Поршень та шатун з'єднуються стальним пустотілим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від вістового зміщення палець втримується стопорними кільцями, які встановлені в кільцевих канавках внутрішніх бобиках поршня.

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

На кінцях поршневого пальця встановлено заглушки, які на зовнішньому діаметрі мають кільцеву канавку установки ущільнювальних кілець. Заглушки утримуються пружинними стопорними кільцями. Одна з заглушок має в центрі різьбовий отвір для зняття їх з поршневого пальця. Поршень охолоджується маслом, яке з шатунної шийки крізь масляні канали подається до поршневого пальця.

Крізь отвори в середній частині пальця масло підводиться до внутрішньої порожнини пальця, а потім крізь отвори, які знаходяться на кінцях поршневого пальця, в кільцеву канавку, та отвори (які виконані в бобишках поршня) в охолоджуючу порожнину поршня.

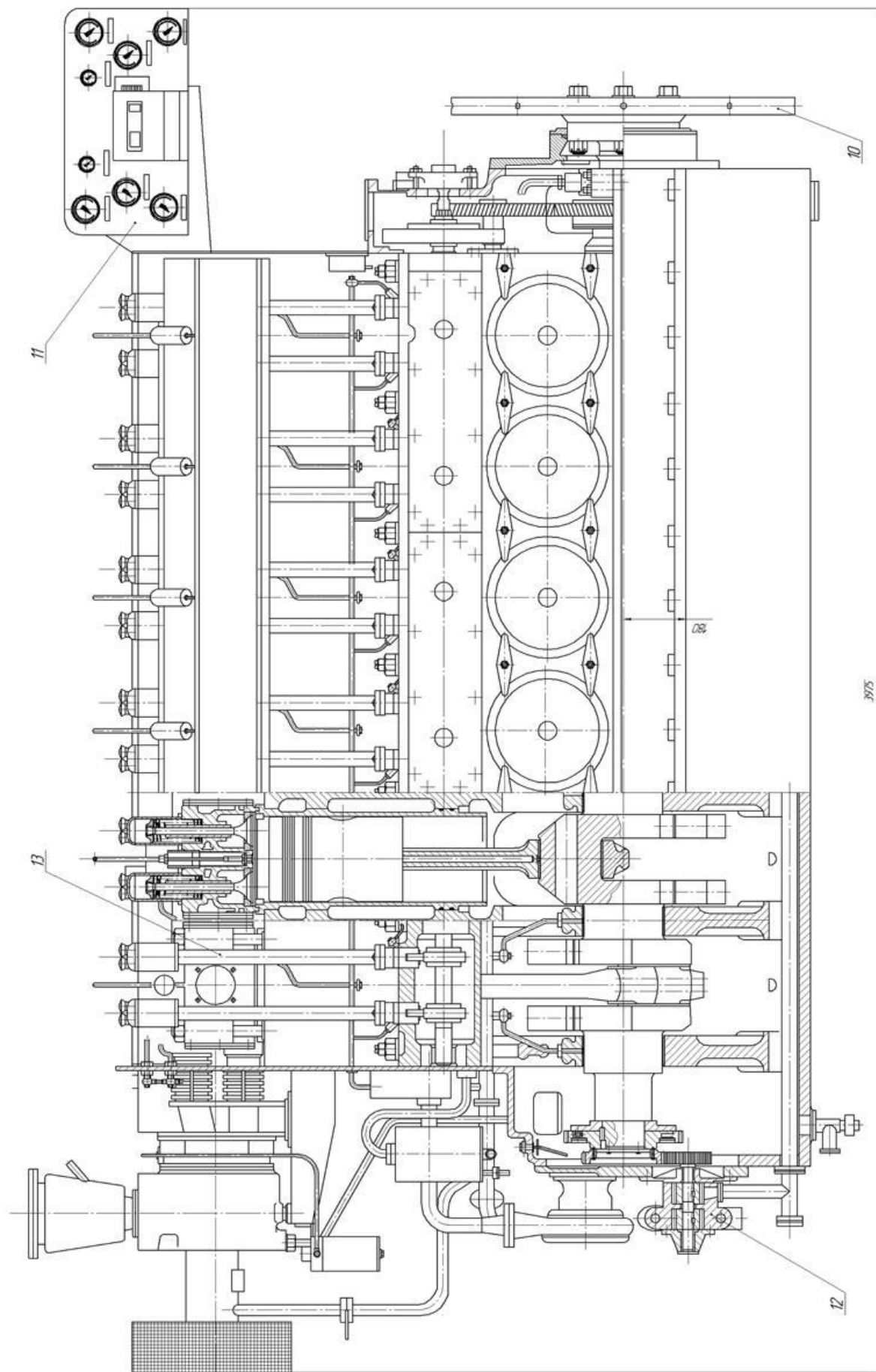
Залишки масла крізь отвір в головці поршня стікають в картер. На поршні виконано чотири канавки, в яких розташовані поршневі кільця, в верхній частині поршня розташовані три компресійних кільця, а в нижній маслосборне кільце.

Компресійні кільця мають в розрізі прямокутну форму, замок косий. Верхнє компресійне кільце на боковій поверхні має зносостійке покриття. Маслосборні кільця коробочного типу, при контакті з втулкою знімається надлишок масла двома гострими кромками.

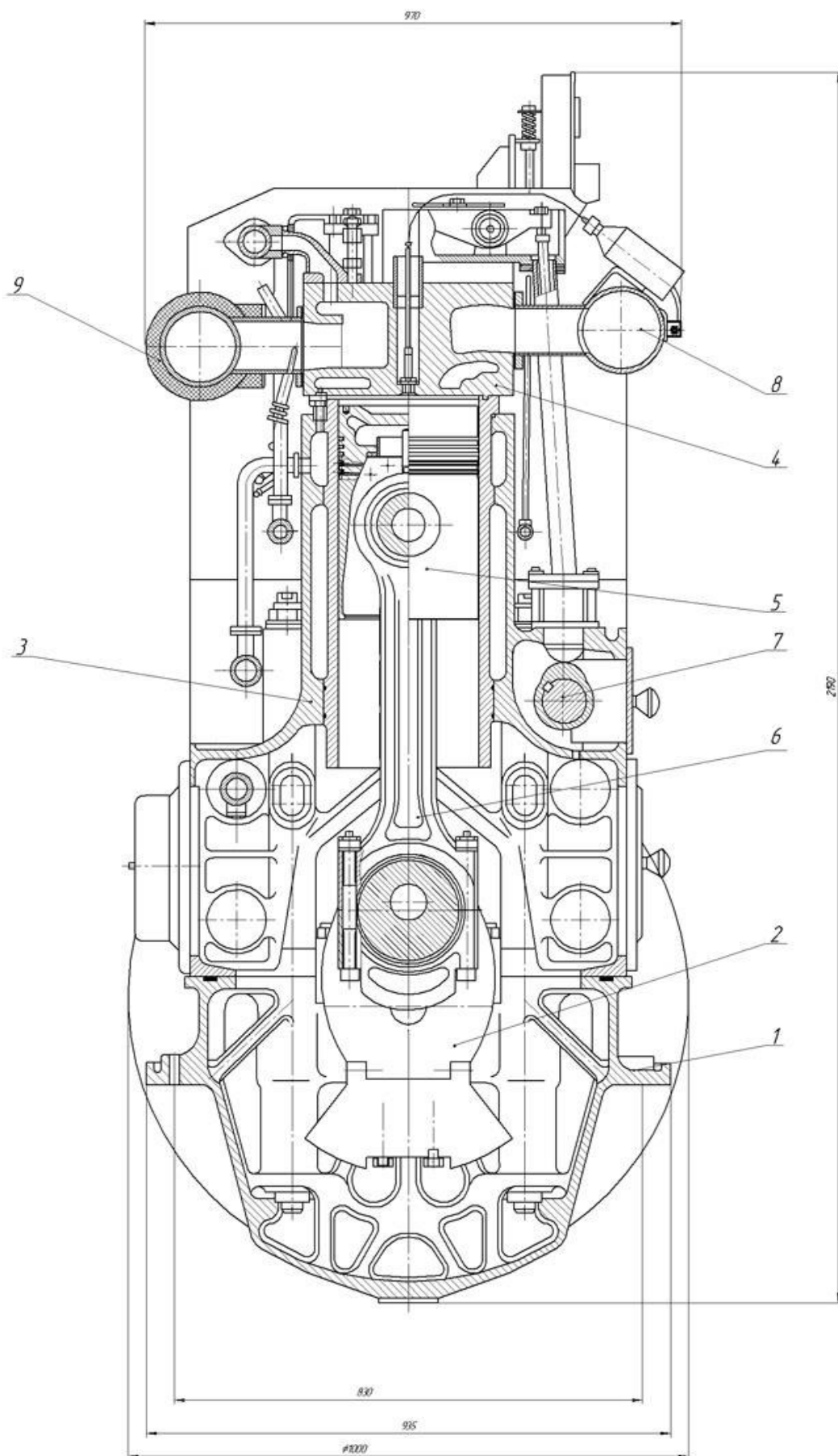
Система пуску - пневматична, подачею в циліндри стисненого повітря тиском 25-30 кгс/см²; складається з пускового балона, автоматизованого компресора підкачування пускового балона, головного пускового клапана, повітророзподільника золотникового типу й пускових клапанів на кришках циліндрів.

Паливо. Для роботи газового двигуна застосовується природний газ відповідно ДО ДЕРЖСТАНДАРТУ 5542-87 або інший паливний газ із тиском перед двигуном на вході в редуктор від 0,1 до 4,0 кгс/см². Фракційний склад іншого паливного газу (нафтовий попутний газ, шахтний газ-метан, біогаз, генераторний газ і ін.) і його параметри узгоджуються із заводом-виробником двигуна для кожного випадку постачання.

					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



					ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата			17



Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.54.23.04. ПЗ

Арк.

18

РОЗДІЛ 2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. 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 прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга. Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу [1,3]:

- *Тиск та температура навколишнього середовища*

Тиск та температуру для розрахунку приймаємо $P_o=0,100$ МПа, $T_o=293$ К, при зменшенні температури та тиску навколишнього середовища впливає на потужність двигуна.

- *Тиск наддуву*

Наддув є радикальним способом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом та при цьому збільшення потужності двигуна. Тиск наддуву для газових двигунів знаходиться в межах $P_n=0,13 \dots 0,3$ МПа. Тиск наддуву приймаємо рівний $P_n=0,200$ МПа, [1,3].

- *Підігрів свіжого заряду*

Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT залежить від умов охолодження робочого циліндра, частоти обертання, навантаження сприймаючого двигуном та конструктивними особливостями двигуна. Значення підігріву свіжого заряду для високооберткових двигунів складає $\Delta T=5 \dots 20$ К, [1,3]. Приймаємо для розрахунку $\Delta T=5$ К.

- *Температура залишкових газів*

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Температура випускних газів T_r , яка визначає показники роботи та потужності турбіни. Із-за складностей які спостерігаються в випускному колекторі процесів важко точно визначити її значення. По дослідним даним температура T_r для СОД лежить в межах $T_r=600\dots900$ К, [1,3]. Приймаємо для розрахунку $T_r=850$ К.

- *Тиск залишкових газів*

В силу неприливної зміни швидкості поршня та зміни прохідного перетину клапана тиск газів в циліндрі при виштовхуючому ходу поршня неприливо змінюється. Коливання тиску залежить від багатьох чинників, в тому числі від навантаження, числа обертів, опору газовипускної системи, фаз газорозподілу. Тиск залишкових газів знаходиться із виразу $P_r=(0,85\dots1,15)P_n$, МПа [1,3]. Приймаємо для розрахунку $P_r=0,185$ МПа.

- *Ступінь попереднього розширення*

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо обертових двигунів $\lambda=2,4\dots2,9$ [3]. Приймаємо: $\lambda=2,7$.

- *Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми*

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\zeta=0,90\dots0,96$ – приймається в цілях наближення теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу до дійсної. Приймаємо для розрахунку $\zeta=0,94$ [1,3].

- *Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»*

Зростання коефіцієнта використання тепла залежить від таких факторів, як вдосконалення процесу сумішоутворення, однорідності робочої суміші, вищої швидкості поширення фронту полум'я. Із зменшенням навантаження на двигун ζ_z зменшується. При збільшенні числа обертів відносна тепловіддача у стінки циліндрів зменшується, але в той момент значно зростає догоряння при розширенні; в результаті такого двохстороннього впливу числа обертів ζ_z почне зменшуватися, так як догоряння надає сильного впливу. Коефіцієнт використання

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

теплоти в точці «z» лежить в таких межах 0,7-0,85, [1,3]. Приймаємо для розрахунку $\zeta_z=0,80$.

Вид палива – природний газ. Склад природного газу[1,3]:

Метан $CH_4 = 93\%$;

Етан $C_2H_6 = 0,3\%$

Пропан $C_3H_8 = 0\%$

Бутан $C_4H_{10} = 0\%$

Пентан $C_5H_{12} = 0\%$

Двоокис вуглецю $CO_2 = 4,6\%$

Оксид вуглецю $CO = 0,5\%$

Азот $N_2 = 1,5\%$

Кисень $O_2 = 0\%$

Водень $H_2 = 0,1\%$

Нижча теплота згоряння палива [1,3]:

Нижча теплота згоряння газового палива приймаємо $Q_{н,} = 33500 \text{ кДж/м}^3$

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	600 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	600 хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250 мм
Хід поршня	$S =$	340 мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	11
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,4
Число циліндрів	$I =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_n =$	200 кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100 кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	5
Тиск залишкових газів	$P_r =$	185 кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	850 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,7
Середнє значення показника політропи:		
стиску	$n_1 =$	1,35
розширення	$n_2 =$	1,25
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,94
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	33500 кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$CH_4 = 93$	$R_{CH_4} = 0,93$
етан	$C_2H_6 = 0,3$	$R_{C_2H_6} = 0,003$
пропан	$C_3H_8 = 0$	$R_{C_3H_8} = 0$
бутан	$C_4H_{10} = 0$	$R_{C_4H_{10}} = 0$
пентан	$C_5H_{12} = 0$	$R_{C_5H_{12}} = 0$
вуглекислота	$CO_2 = 4,6$	$R_{CO_2} = 0,046$
оксид вуглецю	$CO = 0,5$	$R_{CO} = 0,005$
азот	$N_2 = 1,5$	$R_{N_2} = 0,015$
кисень	$O_2 = 0$	$R_{O_2} = 0$
водень	$H_2 = 0,1$	$R_{H_2} = 0,001$

2.2.3 Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_n H_m - O_2]$$

$$L_0 = 8,921 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0$$

$$M_1 = 13,49 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = CO + \sum (n C_n H_m) + CO_2,$$

$$M_{\text{CO}_2} = 0,987 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = H_2 + \sum (0.5m C_n H_m),$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,869 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0,$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,749 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2,$$

$$M_{\text{N}_2} = 9,882 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 13,49 \text{ кмоль/кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = -0,002 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,000$$

2.2.4 Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_n = T_a \times \left(\frac{P_n}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$$T_n = 380 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{int} = T_n - (10 - 50^0)$$

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{int} = 350 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{cm} = \frac{T_{газ} + \alpha \times L_0 \times T_{int}}{1 + \alpha \times L_0}, K$$

$$T_{cm} = 348 \text{ K}$$

де $T_{газ} = 320 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $P_d = 0.95 \times P_n$ тиск в кінці впуску.

$$P_d = 180 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,043$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\Phi_c = 0,885$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 373 K$$

2.2.5 Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4583 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 864 K \quad t_c = 591 ^\circ\text{C}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,000$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi_z \cdot 22.4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta \cdot m C v_m \cdot t_z - (m C v m_{cm}) \cdot t_c$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,073$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,139$$

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

$$R_{O_2} = 0,056$$

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

$$R_{N_2} = 0,733$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 23,664 + 159,1 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 22,374 + 134 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 41,3405 + 242,8 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 26,67 + 443,8 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_m = a + b \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

де:

$$a = 24,429$$

$$b = 186,29$$

Теплоємність газового палива.

$$mCv_{zn} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 67,00 + 11920 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{ap} = 40,996 \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{нов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_m \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

де:

$$a = 24,08$$

$$b = 7,641$$

де $mCv_{нов} = 22,709 + 129,8 \times 10^{-5} \times t_c$ - мольна теплоємність повітря.

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 186,25$$

$$B = 24,42$$

$$C = 56927$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		27

Звідки:

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

$$t_z = 2020 ^\circ C$$

$$T_z = 2293 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 12163 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,65$$

$$\Delta\lambda = 1,71 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 11$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		27

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{кПа}$$

$$P_{\text{в}} = 607,16 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{К}$$

$$T_{\text{в}} = 1259 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 995 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt[3]{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}}$$

$$T_r = 847 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 0,34$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1363 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 0.37 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \times P_{mi}}{Q_H \times P_d \times \Phi_c}$$

$$\eta_i = 0,443$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ м}^3 / \text{квт} \times \text{год}$$

$$g_i = 0,242 \text{ м}^3 / \text{квт} \text{ год}$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.05 + 0.0155 \times C_{II}, \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$C_{II} = \frac{S_{II} \times n}{30}, \text{ м} / \text{с}$$

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

$$C_{II} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 155,4 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 1207,6 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,886$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m$$

$$\eta_e = 0,393$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \text{ м}^3 / \text{квт} \times \text{год}$$

$$g_e = 0,274 \text{ м}^3 / \text{квт} \text{ год}$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 164 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.2.10 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.

$$V_{st} = 99,37 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,56 \text{ Л}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{\text{ПР}}}{d_{\text{ПР}}}$$

$$d_{\text{ПР}} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

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

$$V_s = 16,7 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 604 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 602 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,72 \%$$

Так як значення $\Delta < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6 ГЧН 25/34 виконується в табличній формі за допомогою програми.

Порядок визначення масштабу діаграми:

- по осі об'ємів:

1. Задаємо довжину діаграми по осі об'ємів – $l_v = 242$ мм;

2. Масштаб діаграми по осі об'ємів - $m_v = l_v / \varepsilon = 242 / 11 = 22$ мм

- по осі тисків:

1. Задаємо довжину діаграми по осі тисків – $l_p = 1,0 \cdot l_v = 1,0 \cdot 242 = 242$ мм;

2. Масштаб діаграми по осі тисків: $m_p = P_{\max} / l_p = 12,163 / 242 = 0,052$ МПа/мм

Таблиця 2.1. Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

№п/п	Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1	Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,363
2	Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,583
3	Показник політропи стиску	n_1	-	1,35
4	Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
5	Ступінь стиску	ε	-	11
6	Максимальний тиск згоряння	$p_{\max}$	МПа	12,163
7	Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,0
8	Масштаб осі тиску	m_p	МПа/мм	0,052

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо за формулою:

$$P_{ct} = \frac{P_c}{(V / V_c)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі:

$$P_{роз} = \frac{P_{max} \cdot \rho^{n_2}}{(V / V_c)^{n_2}}, \text{МПа}$$

Результати розрахунків по формулам заносимо до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Координати ліній стиску та розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	4,583	85	12,163	223
1,25	3,146	63	8,44	169
1,5	2,46	49	6,72	134
1,75	1,99	40	5,54	110
2	1,67	33	4,69	94
3	0,965	19	2,82	56
4	0,654	13	1,97	39
5	0,484	10	1,49	30
6	0,379	8	1,18	24
7	0,307	6	0,98	19
8	0,25	5,1	0,83	16
9	0,21	4,4	0,72	14
10	0,19	3,5	0,63	12
11	0,167	3,3	0,56	11

2.3.2. Побудова дійсної індикаторної діаграми газового двигуна

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' - точка проскакування іскри запалювання;

f – точка (згоряння) початку згоряння визначається кутом затримки $\Delta\varphi_1$;

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

$\Delta\varphi_2$ – кут після ВМТ, де тиск максимальний;

b' – точка після НМТ, відкриття випускного клапана;

b'' – точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення (відкладається посередині відрізка bd ;

r' – точка до ВМТ, відкриття впускного клапана;

r'' – точка закриття випускного клапана;

d' – точка після НМТ, закриття впускного клапана;

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми:

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda_L = R/L_{ш} = 0,17/0,69 = 0,245$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі: $AB = 200$ мм;
3. Кут затримки згоряння: $\Delta\varphi_1 = 8^\circ$ пкв;
4. Тиск залишкових газів: $P_r = 0,185$ МПа
5. Масштаб тиску: $m_p = 0,052$ МПа/мм;
6. Хід поршня: $S = 0,34$ м;
7. Тиск в кінці стиску: $P_c = 4,583$ МПа;
8. Максимальний тиск: $P_{max} = 12,163$ МПа;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. Координати характерних точок індикаторної діаграми

Позначення точки φ° , п.к.в.	Положення точки відносно ВМТ, φ° , п.к.в.	Постійна $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
c' , до ВМТ	25	0,115	11,5
f , до ВМТ	17	0,054	5,4
b' , після ВМТ	146	1,87	186
r' , до ВМТ	21	0,082	8
r'' , після ВМТ	21	0,082	8
d' , до ВМТ	146	1,87	186

Тиск газів в ВМТ: $P_{c''} = 1,25 \cdot P_c = 1,25 \cdot 4,583 = 5,728$ МПа;

Координата точки $P_{c''}$: $5,728/0,052=110$ мм;

Максимальний тиск згоряння $P_{zd}=0,85 P_{max}=10,340$ МПа

Координата максимального тиску згоряння:

Поправка Брікса: $OO_1 = \frac{R \cdot \lambda_L}{2} = \frac{170 \cdot 0,245}{2} = 20,8$ мм

Масштаб переміщення: $m_S = \frac{S}{AB} = \frac{340}{220} = 1,5$ мм/мм;

Поправка Брікса в масштабі переміщення: $OO = \frac{OO_1}{m_S} = \frac{20,8}{1,5} = 14$ мм

2. 4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	600 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	600 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	33500 кДж/нм
годинна витрата газу:	$B_r =$	164 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,443
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,393
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	13,49 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	13,49 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	995 К
температура на початку стиску	$T_d =$	373 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	27,9 кДж/кмоль К
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	25,5 кДж/кмоль К
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1363 кПа

Рівняння теплового балансу.
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$Q_{\Pi} = 1526111$ Дж/с
у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$Q_e = 600000$ Дж/с
у відсотковому відношенні

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

$$q = 39,32\%$$

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

$Q'_e = 599761,7$ Дж/с

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_{\Pi} - Q'_e) / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$\Delta = 0,04\%$
похибка не перевищує 1%

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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.

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

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.}=0$	$W_{г.р.}=0,09-0,16$	0,1
$W_{ст.}=0$	$W_{вип}=0,01-0,05$	0,02

$$Q_w = 183133,3 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.
Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a=0,088$ $v=0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат
 $C_m = S \cdot n / 30$ середня швидкість поршня

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0.6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,944 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,02 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,52 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50516,16 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 233649,5 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{mv} \cdot \Delta T_v}$$

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

$$K = 1,2$$

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

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

$\Delta T_v = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_v = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,01 \text{ м}^3/\text{с}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_v \cdot \Delta P_v / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_v = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

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

$$\eta_{в.н.} = 0,85$$

$$P_{в.н.} = 0,77 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 771,51 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_v = Q_w + Q_{Г.П} + Q_{в.н.}$$

$$Q_v = 234421 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_v = Q_v / Q_{П} \cdot 100\%$$

$$q_v = 15,36 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{ср2}} \cdot T_{ср2} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_v$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

$$mC_p'' = 36,214 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 33,814 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{Г} = 642536,6 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Г} = Q_{Г} / Q_{П} \cdot 100\%$$

$$q_{Г} = 42,10 \%$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		30

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,05$$

тоді

$$Q_{MD} = 83449,41 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 32161,74 \text{ Дж/с}$$

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

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

K=1,2-1,5 - Коефіцієнт запасу

K= 1,2

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

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

ΔT_м=6-15 К Температурний перепад масла в охолоджувачі
двигуна

$$\Delta T_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00205 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де P₀=(0,3 - 0,4)10⁶ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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

$$\eta_M = 0,85$$

$$P_{M.H.} = 0,84 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 843,24 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 33004,98 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,16 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_b + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 16148,51 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,06 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

					ПІННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Таблиця Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	600000	39,32
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	234421	15,36
теплота, яка виноситься випускними газами	642537	42,10
теплота, яка відводиться маслом	33005	2,16
невраховані теплові втрати	16148,5	1,06
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1526111	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.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_{\Gamma} = p_{\Gamma} \frac{\pi \cdot D^2}{4}, H$$

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

D – діаметр циліндру, м;

Сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно – поступально:

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

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

r – радіус кривошипу, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с;

φ – кут повороту колінчастого валу, град;

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

λ_L – кривошипно – шатунне відношення;

Сумарна сила: $F_D = F_r + F_i, H$

Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру:

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град;

Радіальна сила, що діє на шийку колінчастого валу:

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

Дотична сила, що діє на шийку колінчастого валу і створює крутний момент двигуна: $F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$

Динамічний розрахунок дизельного двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі за допомогою електронної програми по таким вихідним даним:

- | | |
|--|---------------------------------|
| 1. Діаметр поршня | $D = 0,25m$ |
| 2. Частота обертання колінчастого валу | $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ |
| 3. Ордината, прийнята для $P_{\max}$ | $h_{\max} = 242mm$ |
| 4. Максимальний тиск згоряння | $P_{\max} = 12,163 \text{ МПа}$ |
| 5. Кривошипно-шатунне відношення: | |

$$\lambda_L = \frac{R}{L_{III}} = \frac{0,17}{0,70} = 0,24$$

- | | |
|---|------------------------------|
| 6. Масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,052 \text{ МПа/мм}$ |
| 7. Маса деталей що рухаються зворотно – поступально | $m_s = 95kg$ |
| 8. Радіус кривошипу | $R = 0,17m$ |
| 9. Кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 8^\circ$ |
| 10. Кутова швидкість колінчастого валу | |

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 62,8 \text{ рад/с}$$

Масу деталей, що рухаються зворотно - поступально знаходимо з формули:

$$m_s = m_{\Pi} + 1/3(m_{\text{ш}}) = 75 + 60/3 = 95 \text{ кг};$$

де $m_{\Pi} = 75 \text{ кг}$ – маса поршня;

$m_{\text{ш}} = 60 \text{ кг}$ – маса шатуна.

Результати динамічного розрахунку двигуна зводимо в таблицю.

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	м ³	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,00167	4,8	-78,97934	-74,179	0	-74,179	0	0,75	-12,341	-11,591	0	-11,591	0
10	0,00186	4,8	-77,08982	-72,29	-3,0153	-70,668	-15,523	0,75	-12,045	-11,295	-0,4711	-11,042	-2,4254
20	0,00243	4,8	-71,56186	-66,762	-5,4987	-60,855	-28,001	0,75	-11,182	-10,432	-0,8592	-9,5086	-4,3752
30	0,00334	4,8	-62,80293	-58,003	-7,011	-46,727	-35,073	0,75	-9,813	-9,063	-1,0955	-7,301	-5,4802
40	0,00456	4,8	-51,44612	-46,646	-7,2832	-31,051	-35,563	0,75	-8,0385	-7,2885	-1,138	-4,8518	-5,5567
50	0,00603	4,8	-38,28664	-33,487	-6,2633	-16,727	-29,678	0,75	-5,9823	-5,2323	-0,9786	-2,6136	-4,6372
60	0,00769	4,8	-24,20335	-19,403	-4,1229	-6,1311	-18,865	0,75	-3,7818	-3,0318	-0,6442	-0,958	-2,9477
70	0,00946	4,8	-10,07429	-5,2743	-1,2209	-0,6566	-5,3738	0,75	-1,5741	-0,8241	-0,1908	-0,1026	-0,8397
80	0,01128	4,8	3,30427	8,10427	1,97133	-0,5341	8,32347	0,75	0,51629	1,26629	0,30802	-0,0835	1,30054
90	0,01309	4,8	15,28632	20,0863	4,96586	-4,9659	20,0863	0,75	2,38849	3,13849	0,77591	-0,7759	3,13849
100	0,01483	4,8	25,42462	30,2246	7,35201	-12,489	28,4888	0,75	3,9726	4,7226	1,14875	-1,9514	4,45137
110	0,01644	4,8	33,4943	38,2943	8,86475	-21,428	32,9529	0,75	5,23348	5,98348	1,38512	-3,3481	5,1489
120	0,01789	4,8	39,48967	44,2897	9,41096	-30,295	33,6505	0,75	6,17026	6,92026	1,47046	-4,7336	5,25789
130	0,01914	4,8	43,59552	48,3955	9,05185	-38,042	31,2547	0,75	6,8118	7,5618	1,41435	-5,9441	4,88355
140	0,02019	4,8	46,13724	50,9372	7,95325	-44,132	26,6493	0,75	7,20894	7,95894	1,24269	-6,8957	4,16395
150	0,02101	4,8	47,51661	52,3166	6,32369	-48,469	20,6818	0,75	7,42447	8,17447	0,98808	-7,5733	3,23154
160	0,0216	4,8	48,14185	52,9419	4,36044	-51,24	14,0097	0,75	7,52216	8,27216	0,68132	-8,0063	2,18902
170	0,02195	4,8	48,36093	53,1609	2,21744	-52,738	7,04755	0,75	7,5564	8,3064	0,34647	-8,2404	1,10118
180	0,02207	4,8	48,40669	53,2067	0,00	-53,207	0,00	0,75	7,56355	8,31355	0,00	-8,3135	0,00
190	0,02195	2,47957	48,36093	50,8405	-2,12	-50,436	-6,74	0,38743	7,5564	7,94383	-0,3314	-7,8807	-1,0531
200	0,0216	2,6677	48,14185	50,8096	-4,1848	-49,177	-13,445	0,41683	7,52216	7,93899	-0,6539	-7,6839	-2,1009
210	0,02101	2,99715	47,51661	50,5138	-6,1058	-46,799	-19,969	0,4683	7,42447	7,89277	-0,954	-7,3124	-3,1202
220	0,02019	3,49404	46,13724	49,6313	-7,7493	-43,001	-25,966	0,54594	7,20894	7,75489	-1,2108	-6,7189	-4,0572
230	0,01914	4,20009	43,59552	47,7956	-8,9396	-37,571	-30,867	0,65626	6,8118	7,46807	-1,3968	-5,8704	-4,823
240	0,01789	5,17932	39,48967	44,669	-9,4916	-30,554	-33,939	0,80927	6,17026	6,97953	-1,4831	-4,7741	-5,3029
250	0,01644	6,52946	33,4943	40,0238	-9,2651	-22,395	-34,441	1,02023	5,23348	6,25371	-1,4477	-3,4993	-5,3814
260	0,01483	8,40168	25,42462	33,8263	-8,2281	-13,977	-31,884	1,31276	3,9726	5,28536	-1,2856	-2,1839	-4,9818
270	0,01309	11,0353	15,28632	26,3216	-6,5074	-6,5074	-26,322	1,72426	2,38849	4,11275	-1,0168	-1,0168	-4,1127
280	0,01128	14,8203	3,30427	18,1246	-4,4087	-1,1944	-18,615	2,31567	0,51629	2,83196	-0,6889	-0,1866	-2,9086
290	0,00946	20,4143	-10,07429	10,34	-2,3936	1,28723	-10,535	3,18973	-1,5741	1,61562	-0,374	0,20113	-1,6461
300	0,00769	28,9629	-24,20335	4,75955	-1,0113	1,50393	-4,6276	4,52545	-3,7818	0,74368	-0,158	0,23499	-0,7231

Арк.

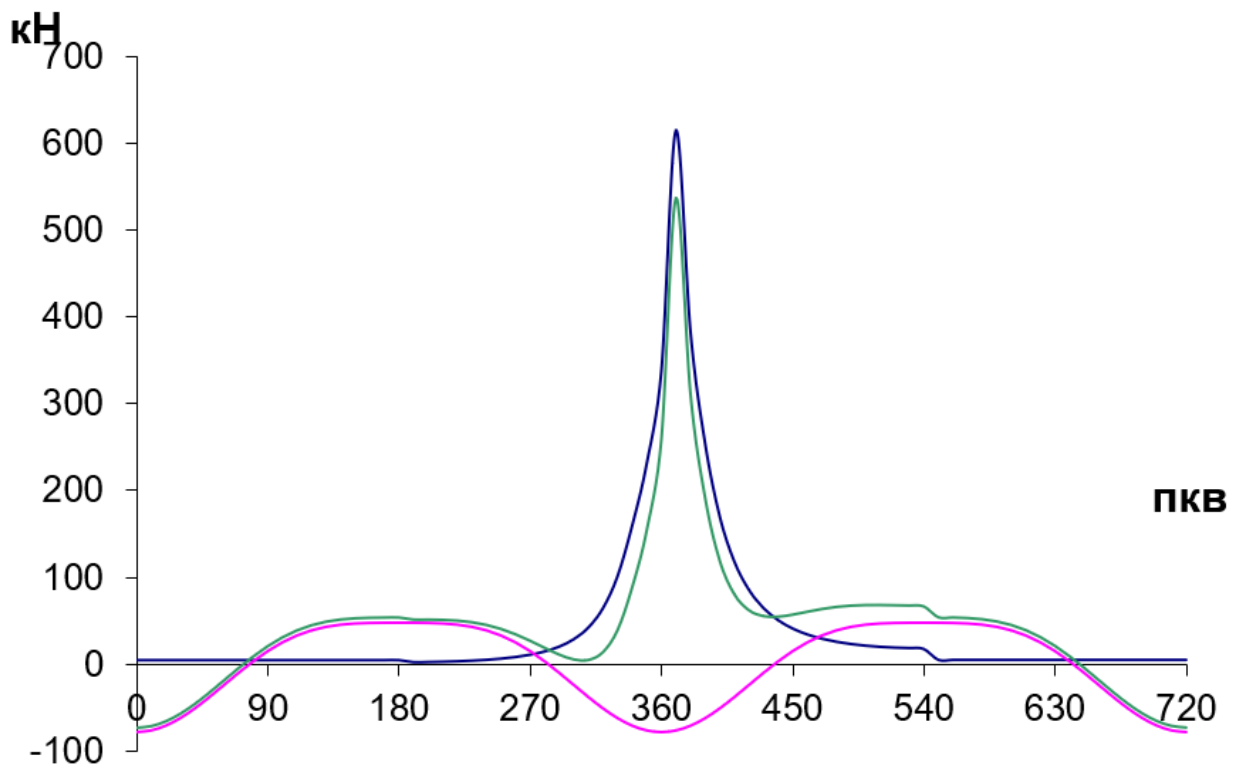
ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ

Зм. Арк. №докум. Підпис Дата

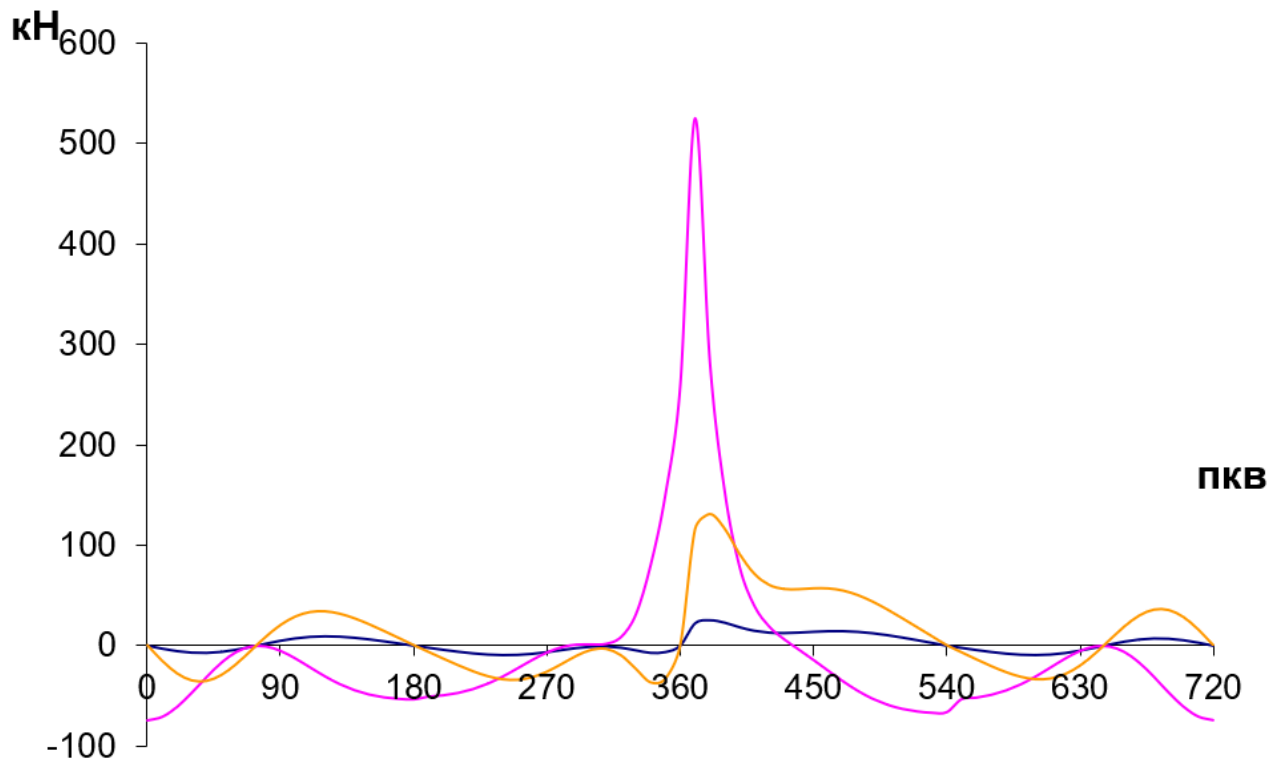
φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	М ³	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
310	0,00603	42,5163	-38,28664	4,22965	-0,7911	2,11274	-3,7486	6,64317	-5,9823	0,66088	-0,1236	0,33012	-0,5857
320	0,00456	64,7431	-51,44612	13,297	-2,0762	8,85157	-10,138	10,1161	-8,0385	2,07766	-0,3244	1,38306	-1,584
330	0,00334	101,681	-62,80293	38,8778	-4,6993	31,3195	-23,509	15,8876	-9,813	6,07465	-0,7343	4,89367	-3,6732
340	0,00243	159,807	-71,56186	88,2453	-7,2681	80,4376	-37,011	24,9699	-11,182	13,7883	-1,1356	12,5684	-5,783
350	0,00186	231,395	-77,08982	154,305	-6,4364	150,843	-33,133	36,1555	-12,045	24,1102	-1,0057	23,5693	-5,1771
360	0,00167	337,74	-78,97934	258,761	0	258,761	0	52,7719	-12,341	40,4314	0	40,4314	0
370	0,00186	614,4	-77,08982	537,31	22,4122	525,255	115,375	96	-12,045	83,9547	3,5019	82,0712	18,0273
380	0,00243	382,37	-71,56186	310,808	25,599	283,308	130,358	59,7453	-11,182	48,5637	3,99984	44,2669	20,3684
390	0,00334	254,415	-62,80293	191,612	23,1608	154,361	115,864	39,7524	-9,813	29,9394	3,61888	24,1188	18,1037
400	0,00456	170,493	-51,44612	119,047	18,5878	79,2473	90,761	26,6396	-8,0385	18,6011	2,90434	12,3824	14,1814
410	0,00603	118,47	-38,28664	80,1832	14,9974	40,0521	71,064	18,5109	-5,9823	12,5286	2,34334	6,25814	11,1038
420	0,00769	85,9016	-24,20335	61,6983	13,1101	19,4955	59,9873	13,4221	-3,7818	9,64036	2,04845	3,04617	9,37302
430	0,00946	64,8882	-10,07429	54,8139	12,6889	6,82382	55,8481	10,1388	-1,5741	8,56468	1,98264	1,06622	8,72627
440	0,01128	50,8694	3,30427	54,1736	13,1775	-3,5702	55,6389	7,94834	0,51629	8,46463	2,05899	-0,5578	8,69357
450	0,01309	41,2275	15,28632	56,5138	13,9717	-13,972	56,5138	6,4418	2,38849	8,83028	2,18307	-2,1831	8,83028
460	0,01483	34,4261	25,42462	59,8507	14,5584	-24,73	56,4134	5,37908	3,9726	9,35168	2,27476	-3,8641	8,8146
470	0,01644	29,5354	33,4943	63,0297	14,5907	-35,268	54,2382	4,61491	5,23348	9,84839	2,2798	-5,5107	8,47472
480	0,01789	25,9751	39,48967	65,4648	13,9104	-44,779	49,739	4,05861	6,17026	10,2289	2,1735	-6,9967	7,77172
490	0,01914	23,3731	43,59552	66,9686	12,5257	-52,642	43,2496	3,65205	6,8118	10,4638	1,95715	-8,2253	6,75774
500	0,02019	21,4855	46,13724	67,6228	10,5585	-58,589	35,3788	3,35711	7,20894	10,5661	1,64977	-9,1545	5,52794
510	0,02101	20,1509	47,51661	67,6676	8,17921	-62,691	26,7504	3,14859	7,42447	10,5731	1,278	-9,7955	4,17975
520	0,0216	19,2631	48,14185	67,405	5,55166	-65,239	17,837	3,00986	7,52216	10,532	0,86745	-10,194	2,78703
530	0,02195	18,755	48,36093	67,1159	2,79953	-66,582	8,89756	2,93047	7,5564	10,4869	0,43743	-10,404	1,39024
540	0,02207	17,61	48,40669	66,0167	0	-66,017	0	2,75156	7,56355	10,3151	0	-10,315	0
550	0,02195	5,1	48,36093	53,4609	-2,23	-53,036	-7,0873	0,79688	7,5564	8,35327	-0,3484	-8,2869	-1,1074
560	0,0216	5,1	48,14185	53,2419	-4,3851	-51,531	-14,089	0,79688	7,52216	8,31904	-0,6852	-8,0517	-2,2014
570	0,02101	5,1	47,51661	52,6166	-6,36	-48,747	-20,8	0,79688	7,42447	8,22134	-0,9937	-7,6168	-3,2501
580	0,02019	5,1	46,13724	51,2372	-8,0001	-44,392	-26,806	0,79688	7,20894	8,00582	-1,25	-6,9363	-4,1885
590	0,01914	5,1	43,59552	48,6955	-9,108	-38,278	-31,448	0,79688	6,8118	7,60868	-1,4231	-5,9809	-4,9138
600	0,01789	5,1	39,48967	44,5897	-9,4747	-30,5	-33,878	0,79688	6,17026	6,96714	-1,4804	-4,7657	-5,2935
610	0,01644	5,1	33,4943	38,5943	-8,9342	-21,595	-33,211	0,79688	5,23348	6,03036	-1,396	-3,3743	-5,1892
620	0,01483	5,1	25,42462	30,5246	-7,425	-12,613	-28,772	0,79688	3,9726	4,76947	-1,1602	-1,9707	-4,4956
630	0,01309	5,1	15,28632	20,3863	-5,04	-5,04	-20,386	0,79688	2,38849	3,18536	-0,7875	-0,7875	-3,1854
640	0,01128	5,1	3,30427	8,40427	-2,0443	-0,5539	-8,6316	0,79688	0,51629	1,31317	-0,3194	-0,0865	-1,3487
650	0,00946	5,1	-10,07429	-4,9743	1,1515	-0,6193	5,06814	0,79688	-1,5741	-0,7772	0,17992	-0,0968	0,7919
660	0,00769	5,1	-24,20335	-19,103	4,0592	-6,0363	18,5736	0,79688	-3,7818	-2,9849	0,63425	-0,9432	2,90212
670	0,00603	5,1	-38,28664	-33,187	6,20719	-16,577	29,4123	0,79688	-5,9823	-5,1854	0,96987	-2,5902	4,59568
680	0,00456	5,1	-51,44612	-46,346	7,2364	-30,852	35,3341	0,79688	-8,0385	-7,2416	1,13069	-4,8206	5,52096
690	0,00334	5,1	-62,80293	-57,703	6,97475	-46,485	34,8918	0,79688	-9,813	-9,0161	1,08981	-7,2633	5,45184
700	0,00243	5,1	-71,56186	-66,462	5,47398	-60,582	27,8752	0,79688	-11,182	-10,385	0,85531	-9,4659	4,35549
710	0,00186	5,1	-77,08982	-71,99	3,00283	-70,375	15,4581	0,79688	-12,045	-11,248	0,46919	-10,996	2,41533
720	0,00167	5,1	-78,97934	-73,879	0	-73,879	0	0,79688	-12,341	-11,544	0	-11,544	0

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ				Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

Сили газів, інерції, дійсна



Сили радіальна, дотична, нормальна



					ПІННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦЯ

3.1 Аналіз існуючих конструкцій поршневого пальця

Поршневі пальці працюють у важких умовах. Під час роботи на них діють механічні різнонаправлені навантаження. Крім механічних навантажень на палець також діють теплові навантаження внаслідок передачі теплоти від головки поршня а також теплоти яка виділяється при терті пальця бобишками поршня та вкладишами шатуна [6].

Також поршневий палець відноситься до групи яка здійснює зворотно поступальний рух, тому його маса повинна бути мінімальною.

З врахуванням вище перерахованого до поршневих пальців пред'являють наступні вимоги:

- висока міцність;
- мінімальна маса;
- висока стійкість до зносу.

Конструктивні форми поршневих пальців відрізняються не великою різноманітністю. В двигуні прототипі використовуються поршневий палець трубчатої форми, який всередині пустотілий для зменшення маси. Даний вид поршневих пальців має порівняно невисокі затрати на виготовлення та не складний технологічний процес.

Так як на поршневий палець під час роботи діють напруження при згині та зусилля зрізу, пропонується використати поршневий палець з конічними внутрішніми поверхнями.

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції поршневого пальця

Для збільшення надійності роботи шатунно-поршневої групи та зменшення маси поршневого пальця і поршневої групи в цілому пропонується в використати в проєктованому двигуні поршневий палець з конічними внутрішніми поверхнями.

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дана робота ставить за мету шляхом заміни поршневого пальця трубчатої форми на поршковий палець конічними внутрішніми поверхнями збільшити надійність роботи поршневої групи за рахунок зменшення її маси.

3.3 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки

3.3.1 Визначення основних розмірів деталей поршневої групи.

Вихідні дані:

- діаметр циліндру $d = 0.25\text{м};$
- товщина днища поршня $d_{\text{дн}}=(0,1-0,2)d = 0,12*0,25=0,03\text{м};$
- висота поршня $H=(1,4-2)d = 1,35*0,25= 0,35\text{м};$
- відстань від днища поршня до осі поршневого пальця
 $h_1=(0,6-1)d = 0,76*0,25=0,20\text{м};$
- висота юбки поршня $l_{\text{ю}}=(0,6-1,1)d=1,1*0,25=0,275\text{м};$
- відстань до першої поршневої канавки
 $l_1=(0,11-0,2)d=0,2*0,25=0,05\text{м};$
- діаметр бобишки $d_6=(0,3-0,5)d=0,4*0,25=0,10\text{м};$
- відстань між торцями бобишок $b=(0,3-0,5)d=0,44*0,25=0,11\text{м};$
- товщина кільцевих перемичок $h_{\text{п}}=(0,04-0,07)d=0,04*0,25=0,01\text{м};$
- товщина стінки головки поршня $S_1=(0,05-0,1)d=0,08*0,25=0,02\text{м};$
- радіальний зазор кільця в канавці поршня $t=(0,7-1,2)=1\text{мм};$
- внутрішній діаметр поршня $d_i=d-2(s_1+t+\Delta t) = 0,190\text{м};$
- монтажний зазор між юбкою поршня і гільзою для чавунних поршнів $D_{\text{Ю}}=(0,0008-0,0013)d = 0,003\text{м};$
- монтажний зазор між головкою поршня і гільзою для чавунних поршнів $D_{\text{Г}}=(0,004-0,008)d = 0,002\text{м};$
- зазор в замку у вільному стані $d_0=(0,08-0,12)d = 0,0275\text{м};$
- зазор в замку в робочому стані $d_1=(0,005-0,0075)d = 0,0019\text{м};$

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- монтажний зазор між головкою поршня і гільзою

$$\Delta\Gamma=(0,004-0,008)d=0,002\text{м};$$

- діаметр головки поршня

$$d_r=d-\Delta\Gamma = 0,248\text{м};$$

- діаметр юбки поршня

$$d_{ю}=d-D_{Ю} = 0,2498\text{м};$$

- зовнішній діаметр поршневого пальця $d_{п}=(0,3-0,38)d = 0,105\text{м};$

- внутрішній діаметр поршневого пальця $d_{в}=(0,5-0,7)d_{п} = 0,0504\text{м};$

- довжина пальця плаваючого типу $l_{п}=(0,8-0,9)d = 0,210\text{м};$

- довжина втулки верхньої головки шатуна плаваючого типу

$$l_{ш}=(0,33-0,45)d = 0,0875\text{м}$$

3.3.2 Вибір матеріалу та визначення основних розмірів поршневого пальця

За час роботи на поршковий палець діють змінні навантаження, які приводять до виникнення напружень згинання, овалізації, зсуву, зминання.

Матеріал поршневого пальця.

Основні вимоги, що пред'являють до матеріалу поршневого пальця це висока стійкість проти зносу в умовах напівсухого тертя, високі антифрикційні якості у парі з поверхнею бобишки поршня та вкладиші шатуна в робочих умовах [7].

Так, як умови роботи поршневого пальця важкі, при температурних навантаженнях, то пропонується матеріал для поршневого пальця сталь 20Х ГОСТ 4543-71.

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Висновок

В газовому двигуні прототипі поршень з'єднується з шатуном поршневим пальцем трубчатої форми. Технологічний процес виготовлення таких поршневих пальців простий та мало затратний.

В проектуваному двигуні пропонується замінити поршковий палець трубчатої форми та циліндричними внутрішніми поверхнями на поршковий палець трубчатої форми з кінцевими внутрішніми поверхнями.

В результаті заміни конструкції поршневого пальця трубчатої форми з кінцевими внутрішніми поверхнями ми зменшимо масу поршневого пальця, що приведе до зменшення навантажень вузол з'єднання поршень – шатун, та збільшення моторесурсу двигуна.

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища

Безпека людини нерозривно пов'язана з виробничим середовищем. Останнє характеризується породжуваними діяльністю людини об'єктами, явищами, фізичними, хімічними, біологічними та соціальними факторами, які прямо чи опосередковано впливають на самопочуття та стан здоров'я працюючих. Працівник може бути у безпеці тільки в такому стані виробничого середовища, коли виключена дія на нього небезпечних та шкідливих чинників.

У виробничій сфері залежно від знарядь праці, що використовують, працю поділяють на чотири групи: ручна, з використанням інструментів, з використанням машин (станків) і автоматизована. Кожна група потребує певних психо-фізіологічних якостей від працюючого, та рівня професійних чи загальних знань. У разі ручної праці використовуються перш за все моторні здібності, а остання група вимагає високого рівня знань. При використанні машин досягають максимуму психічні навантаження. Крім згаданих показників праці, комплексна оцінка її умов включає характеристики небезпечних та шкідливих чинників виробничого середовища, згідно з наведеною раніше класифікацією, та ряд інших чинників трудового процесу, серед яких слід зазначити робочу позу, змінність та напруженість праці, чинники, які характеризують напруженість праці[5].

Напруженість праці – це характеристика трудового процесу, що відображає переважне навантаження на центральну нервову систему. Вона визначається необхідністю концентрації уваги, напруженістю аналізаторних функцій (зору, слуху), емоційною та інтелектуальною напруженістю при вирішенні важких завдань в умовах дефіциту часу, а також при виконанні робіт, зв'язаних з небезпекою, ризиком та відповідальністю за безпеку інших осіб, монотонністю праці та іншими чинниками.

					ПІННІ НУК 142. 54. 23. 04. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Комплексну оцінку умов праці за показниками шкідливості і небезпеки чинників виробничого середовища, тяжкості і напруженості трудового процесу здійснюють згідно з Державними санітарними нормами та правилами «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу», затвердженою наказом Міністерства охорони здоров'я України 08.04.2014 р. № 248 [5].

При прийнятті на роботу і протягом трудової діяльності працівників, зайнятих на важких роботах, роботах із шкідливими чи небезпечними умовами праці або таких, де є потреба у професійному доборі, роботодавець зобов'язаний за свої кошти організовувати проведення попереднього та періодичних медичних оглядів працівників. Незалежно від виду трудової діяльності щорічно обов'язковий медичний огляд проходять також особи віком до 21 року. Роботодавець має право притягнути працівника, який ухиляється від проходження обов'язкового медичного огляду, до дисциплінарної відповідальності і зобов'язаний відсторонити його від роботи без збереження заробітної плати.

Завданням охорони праці є зведення до мінімуму ймовірності травмування або захворювань працюючих з одночасним забезпеченням нормальних умов праці при його максимальній продуктивності. На основі такого аналізу визначаються небезпечні ділянки виробництва, можливі аварійні ситуації, розробляються заходи щодо їхнього запобігання або обмеження наслідків.

Розглянемо по окремої кожний з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

Підвищений рівень вібрації

Стандарт ДСТУ 2300-93 розглядає вібрацію як сукупність механічних коливань пружних твердих тіл, що характеризуються періодичністю зміни своїх параметрів. Основними параметрами вібрації є: *частота, амплітуда*

					ПІННІ НУК 142. 54. 23. 04. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

(вібропереміщення), віброшвидкість, віброприскорення, рівень віброшвидкості та рівень віброприскорення.

Загальна вібрація за джерелом її виникнення поділяється на:

- транспортну, що виникає внаслідок руху транспортних засобів;
- транспортно-технологічну, що виникає під час роботи машин, які виконують технологічні операції в стаціонарному положенні або під час переміщення (наприклад, під час роботи баштових кранів тощо);
- технологічну, що передається на робочі місця, які не мають джерел вібрації.

Для людини шкідливою є вібрація, яка спричиняє розлад центральної нервової системи, вібраційну хворобу, вібраційний поліартрит нижніх і верхніх кінцівок людини, тріщини в кістках, випадіння волосся.

Під дією вібрації виникають функціональні зміни в організмі людини-оператора: погіршення зору; порушення вестибулярного апарату; галюцинації; швидка втомлюваність.

Негативні відчуття внаслідок вібрації виникають при віброприскореннях, що становлять 5 % віброприскорення від сили маси людини, тобто $0,5 \text{ м/с}^2$. Особливо шкідлива вібрація з частотами, близькими до частот власних коливань тіла людини, більшість з яких знаходиться у межах 6—30 Гц.

Встановлено, що шум і вібрація шкідливо діють не тільки на людину, але й на рослинний і тваринний світ. Боротися з шумом і вібрацією нині — це значить продовжити життя на Землі[4].

Для забезпечення віробезпеки на робочих місцях у виробничих приміщеннях важливу роль відіграє гігієнічне нормування вібрації. Гігієнічне нормування та оцінку вібрації, що діє на людину у виробничих умовах, згідно з ГОСТ 12.1.012-90, проводять за одним з методів:

- частотним (спектральним) аналізом нормованого параметра;
- інтегральною оцінкою за частотою нормованого параметра;
- дозою вібрації.

Підвищений рівень шуму

Шум — це сукупність звуків різноманітної частоти та інтенсивності, що виникають у результаті коливального руху частинок у пружних середовищах. Інтенсивність шумового забруднення вимірюється в децибелах. Водночас шуми інтенсивністю 85 дБ і більше призводять до фізіологічних і психологічних негативних наслідків на нервову систему, сон, емоції, працездатність.

Засоби захисту довкілля від шуму, які найчастіше застосовують на машинобудівних, металургійних, деревообробних, текстильних та інших підприємствах, можна поділити на засоби колективного та індивідуального захисту. Домінуючими вважають засоби колективного захисту від шуму на шляху його поширення.

Шум негативно впливає на різні системи організму: серцево-судинну, нервову, порушує сон, увагу, збільшує роздратованість, депресію, неспокій, подразнення, може впливати на дихання і травну систему.

Знизити шум того чи іншого джерела лише одним засобом (напрямком) і досягти бажаного ефекту неможливо. Одним із ефективних і найбільш поширених є спосіб зниження шуму в джерелі його виникнення.

З метою зменшення загального шуму, який створює двигун, використовують шумопоглинальні покриття поверхонь корпусних деталей двигуна, встановлюють двигун у шумопоглинальні камери. Знизити шум кривошипно-шатунного і газорозподільчого механізмів можна застосуванням кришки газорозподільчого механізму та піддона картеру з метало-пластикових матеріалів із високим внутрішнім тертям. Зменшення шуму відбувається в результаті перетворення звукової енергії в теплову.

Зменшити механічний шум, який створює двигун і усі агрегати, можна їх конструктивним удосконаленням або впровадженням сучасних технологій. Відомо, що в результаті високої частоти обертання колінчастого валу та інших деталей навіть незначна незбалансованість мас може викликати значні

вібрації, що призведуть до підвищення шумності автомобіля. Тому дуже важливо, щоб усі деталі і вузли, які приймають участь у зворотно-поступальному і обертальному рухах, були динамічно збалансовані (зрівноважені).

Основним способом зменшення рівня аеродинамічного шуму під час впуску повітря і випуску відпрацьованих газів є застосування глушників.

За принципом дії глушники поділяють на: щілинні активні, активні грибоподібного типу, резонансні; активно-резонансні; соплові; з розширювальними камерами (камерні), активно-резонансні у сполученні із камерними чи щілинними.

На автомобільних і тракторних двигунах в системах впуску найбільш поширені глушники з розширювальними камерами, які конструктивно поєднують із корпусом повітряного фільтру. Камерні глушники системи впуску складаються з розширювальної камери, поєднаної з повітропроводами.

Глушник пропускає звукові коливання нижче якоїсь граничної частоти і поглинає коливання, частота яких вище граничної. Об'єм розширювальної камери вибирають таким чином, щоб поперечний її розмір був меншим половини довжини хвилі приглушеного звуку. Граничні частоти системи впуску встановлюють 25 Гц, для систем випуску – 100-120 Гц [4].

Для зменшення шуму випуску відпрацьованих газів більшого поширення набули камерно-резонансні і камерні з перфорованими елементами активного глушення.

Залежно від принципу дії глушники поділяють на *абсорбційні, реактивні (рефлексні) та комбіновані*.

Шум в *абсорбційних глушниках* знижується поглинанням звукової енергії у звукопоглинальних матеріалах глушників, а в *реактивних глушниках* – у результаті відбиття звуку зворотно до джерела.

Комбіновані глушники володіють властивістю як поглинати, так і відбивати звук. Ці глушники широко застосовуються в аеродинамічних уста-

новках, оскільки вони забезпечують необхідне зниження шуму в широкому діапазоні при невеликому аеродинамічному опорі.

Вибір типу глушника залежить від спектра джерела шуму, потрібного рівня зниження шуму, конструкції заглушуваної установки, допустимого аеродинамічного опору.

4.2 Основні шкідливі речовини, що виділяються при роботі двигунів.

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні різних палив у двигунах, залежно від механізму їх створення можна розділити на три основні групи:

а) продукти повного (діоксиду вуглецю CO_2) та неповного згорання (оксид 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 з процесом згорання палива; викиди NO_x , що обумовлені, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах;

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи (що містить різні важкі метали).

Токсичність викидів двигунів внутрішнього згорання вважається однією з найважливіших характеристик технічного рівня ДВЗ. У двигунах внутрішнього згорання реалізуються як кінетичний режим горіння, так і дифузійний.

Кінцеві продукти процесу згорання вуглеводневих палив - CO , CO_2 , H_2O .

Оксид вуглецю CO - це продукт неповного згорання палива. Концентрація його у відпрацьованих газах перш за все залежить від складу паливоповітряної суміші. Збільшення концентрації оксидів вуглецю відбувається через зменшення температури згорання бідної суміші, через припинення реакції окислення в прошарку суміші, що знаходиться поблизу стінок камери

					ПІННІ НУК 142. 54. 23. 04. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

згоряння, де відбувається гасіння полум'я, а також через нестачу часу для допалювання CO .

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 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, враження центральної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, розвитку легеневих захворювань.

Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

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.

Утворення оксидів азоту NO та NO_2 (загальна формула NO_x) під час згоряння палива в циліндрах двигунів, пов'язане з високою температурою, що має місце в циліндрах двигуна. У результаті цих реакцій утворюється оксид азоту NO , який є основним продуктом, що міститься у відпрацьованих газах. Концентрація NO у відпрацьованих газах бензинових двигунів становить приблизно 99%, у дизелів - 93 % від загальної кількості NO_x .

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

Оксиди азоту NO і NO_2 отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні глибоко проникати в легені, викликаючи пошкодження їх тканин.

					ПІННІ НУК 142. 54. 23. 04. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань і навіть смертельні випадки.

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м³ викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання.

Тривалий вплив NO_2 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, NO_2 має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин NO_2 у воді є складовою "кислотних дощів".

У відпрацьованих газах двигунів внутрішнього згоряння міститься декілька сотень різновидів вуглеводневих сполук. Переважно це газоподібні частинки палива, що не згоріло. Складаються вони з парафінових C_nH_{2n+2} , нафтових C_nH_{2n} , ароматичних C_nH_{2n-6} і C_nH_{2n+12} та інших вуглеводнів.

Окрім того, у відпрацьованих газах містяться органічні пероксиди і альдегіди (недоокиснені вуглеводні), що виникають у результаті взаємодії активних радикалів, які утворились під час перед полум'яних реакцій з молекулами кисню. Цю групу вуглеводнів прийнято позначати загальною формулою $RCHO$. Основними речовинами, що входять до цієї групи, є альдегіди - формальдегід $H_2C=O$ та акролеїн $CH_2=CH-CHO$.

В період основного процесу згоряння палива за умови високих температур і тисків та нестачі кисню від деяких проміжних видів вуглеводневих сполук відокремлюються атоми водню. Вуглеводні, які утворилися у такий спосіб, є нестійкими, і вони можуть поєднуватися між собою у складні структури, так звані полі циклічні ароматичні вуглеводні (ПАВ). Серед цих вуглеводнів основним за кількістю утворення та токсичністю є бенз(α)пірен $C_{20}H_{12}$, що має канцерогенні властивості (спричиняє ракові захворювання).

Суттєвий вплив на концентрацію вуглеводнів у ВГ двигунів внутрішнього згоряння чинить склад паливної суміші.

					ПІННІ НУК 142. 54. 23. 04. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

З великої кількості вуглеводнів, які містяться у відпрацьованих газах, найбільшої шкоди завдають ароматичні вуглеводні олефінового ряду, тобто ненасичені вуглеводні етилового ряду, що мають високу активність і є вихідними продуктами для утворення фотохімічного смогу.

Вплив вуглеводнів на організм людини різноманітний: від виникнення неприємних відчуттів до появи різних захворювань. Характерною особливістю дії вуглеводнів на організм людини є їх вплив на центральну нервову систему.

Великі концентрації вуглеводнів можуть призвести до наркотичного сп'яніння. Окрім того, вуглеводні спричиняють виникнення серцево-судинних захворювань.

Численними дослідженнями встановлено, що один із вуглеводнів - етилен - негативно впливає на рослини, викликаючи симптоми раннього старіння, хронічні ураження, відпадання квіток та плодів, припинення росту.

Особливу групу вуглеводнів складають канцерогени - речовини, що спричиняють ракові захворювання.

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.

Утворення сажі в процесі згоряння вуглеводневих палив в циліндрах двигуна пов'язане з термічним розкладанням (піролізом) вуглеводнів палива під впливом високих температур і умовах нестачі кисню.

Піроліз вуглеводневих палив у камері згоряння відбувається, коли коефіцієнт надміру повітря $\alpha = 0,3-0,7$, Піроліз палива носить, як правило, локальний характер.

Частки вуглецю, які утворилися в результаті піролізу вуглеводневих палив, вступають в реакцію з речовинами, що містять кисень і частково вигорають.

					ПІННІ НУК 142. 54. 23. 04. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Поблизу стінок циліндра двигуна, де температура паливоповітряної суміші менша, частинки вуглецю охолоджуються, в подальшому процесі згоряння вони практично не приймають участі. Ці охолоджені частинки вуглецю і є сажа, яка у складі відпрацьованих газів надходить у атмосферу.

Частинки сажі розміром 0,5-2 мкм затримуються в легенях, викликаючи алергію. Основна небезпека сажі полягає у тому, що на своїй поверхні вона адсорбує велику кількість вуглеводневих сполук, зокрема поліциклічних ароматичних вуглеводнів, і серед них найбільш активний і небезпечний - бенз(α)пірен. Саме за допомогою сажі ці сполуки надходять в організм людини через дихальні шляхи.

					ПІННІ НУК 142. 54. 23. 04. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно завдання кафедри, виконано кваліфікаційну бакалаврську роботу на тему: «Розробка удосконаленої конструкції поршневого пальця газового двигуна потужністю 600 кВт.»

В якості двигуна-прототипу прийнято поршковий газовий двигун підприємства АТДВ «Первомайськдизельмаш» – 6 ГЧН 25/34.

В першому розділі були надані інформація про об'єкт використання двигуна та описано конструкцію основних систем та агрегатів проектного газового двигуна Двга-500-1. Газовий двигун-генератор Двга-500-1 складається з газового двигуна 6ГЧН 25/34 і генератора СГС 800F-10Н1.

Також приведені аналіз до вибору основного виду газоподібного палива на якому ефективно та економічно працює двигун.

В конструкторському розділі було виконано розрахунок робочого процесу, за результатами якого отримано основні параметри робочого циклу, розрахований тепловий баланс, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграму газового двигуна, виконаний динамічний розрахунок та побудовані графіки сил діючих в КШМ.

В третьому розділі був проведений аналіз існуючих конструкцій поршневого пальця шатунно-поршнєвої групи двигуна та виявленні основні переваги та недоліки при роботі прототипу двигуна з даною конструкцією поршневого пальця..

В результаті заміни конструкції поршневого пальця трубчастої форми на поршковий палець з конічними внутрішніми поверхнями ми зменшимо масу поршневого пальця, що приведе до зменшення навантажень вузол з'єднання поршень – шатун, та збільшення моторесурсу двигуна.

В розділі охорона праці та навколишнього середовища був проведений аналіз та розробленні заходи з охорони праці та охорона навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

На основі такого аналізу визначилися небезпечні ділянки виробництва, можливі аварійні ситуації, розробляються заходи щодо їхнього запобігання або обмеження наслідків. Запропоновано ряд заходів для поліпшення умов і підвищення безпеки праці.

Також були виявленні основні шкідливі речовини, що виділяються при роботі двигунів в залежності від механізму їх створення. Проаналізований основний негативний вплив шкідливих речовин на організм людини та вплив на навколишнє середовище.

Також на основі проведеного аналізу були запропоновані засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Тимченко І.І. та інші Автомобільні двигуни. Підручник. – 3-тє видання К.: Арістей, 2007.-76с.
2. С. Доценко, В. Иодловский, А. Грабовенко Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6ГЧН 25/34. «Транспорт, экология - устойчиво развитие»//XXIII научно-техническа конференция с международно участие. ЕКОВАРНА 2017. Болгария. Сборник доклади 15-17 Юни 2017. – С 57-61.
3. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.- Первомайськ ППІ НУК, 2010.
4. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Копач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – с.292
5. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.
6. Григурко І.О., Анастасенко С.М., Доценко С.М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум) Рекомендовано до друку Вченою радою НУК як навчальний посібник, протокол №6 від 26.06.2015року. «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.
7. Доценко С.М. к.т.н., доцент, Кланцятий Є.В. магістрант, Мартинюк В.О. магістрант. Уніфікація конструкції та технологія виготовлення поршневої групи ДВЗ. Науково-практична конференція «Проблеми розвитку регіонів: Промисловий і економічний аспект. Первомайськ: ПФ НУК, 2018.- С. 36-37.

					ПННІ НУК 142.54.23.04 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		