

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: Підвищення ефективності роботи стаціонарного газового двигуна
потужністю 450 кВт. за рахунок оптимізації профіля компресійного кільця

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ **Якобець Р.М.**

(підпис)

Керівник роботи:

д. т. н., професор кафедри «ТЕ та
ТМ»

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Каіров О.С.**

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Проектований двигун, згідно завдання на магістерську роботу, повинен застосовуватися, як первинний двигун для приводу електрогенератора змінного струму.

В третьому розділі було приведено обґрунтування заміни верхнього компресійного кільця. Для газового двигуна при заміні верхнього компресійного кільця прямокутного перерізу на компресійне кільце з бочкоподібною робочою поверхнею - весь тиск буде концентруватися на середній вузькій кромці. По цьому пояску дуже швидко досягається припрацювання. В результаті заміни зменшується величина середнього тиску механічних втрат в середньому на 1-2% (за результатами теплового розрахунку газового двигуна).

Ключові слова: газовий двигун, компресійні кільця, механічні втрати, циліндро - поршнева група.

Abstract

The designed motor, according to the assignment for the master's thesis, should be used as a primary motor to drive an AC electric generator.

In the third section, the rationale for replacing the upper compression ring was given. For a gas engine, when replacing the upper compression ring of rectangular section with a compression ring with a barrel-shaped working surface, all pressure will be concentrated on the middle narrow edge. On this belt, running-in is achieved very quickly. As a result of the replacement the value of the average pressure of mechanical losses decreases by an average of 1-2% (according to the results of the thermal calculation of the gas engine).

Key words: gas engine, compression rings, mechanical losses, cylinder-piston group.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА	
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	9
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вибір основних параметрів робочого процесу	15
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	18
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	28
2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна	32
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	38
РОЗДІЛ 3. НАУКОВИЙ	
3.1 Аналіз існуючих конструкцій компресійних кілець	45
3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції компресійного кільця	46
3.3 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки	47
3.4 Обґрунтування заміни верхнього компресійного кільця	50
Висновок	51
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці	52
4.2 Охорона навколишнього середовища	53
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів	54
4.4 Заходи щодо зниження шуму і вібрації	56
4.5 Техніка безпеки при експлуатації газового двигуна	58
ВИСНОВКИ	60
ЛІТЕРАТУРА	62
ДОДАТКИ:	
1. Поперечний переріз двигуна СК Ф - А1	

2. Повздовжній переріз двигуна СК Ф - А1
3. Шатунно-поршнева група СК Ф - А1
4. Компресійне кільце РК Ф - А1
5. Схема системи подачі газоподібного палива Ф – А1

ВСТУП

В поршневих ДВЗ застосовуються стиснутий природний газ, який складається в основному з метану CH_4 , і зріджений нафтовий газ, до якого входять в основному пропан C_3H_8 і бутан C_4H_{10} . У невеликих кількостях застосовуються й інші види газів: промислові, світильний, коксовий, каналізаційний, генераторний газ, що виробляється з твердого палива, та інші. Будь-яке з цих газових палив є сумішшю горючих газів C_nH_m , CO , H_2 і негорючих N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O .

Метан - найпростіша органічна сполука вуглецю з воднем, природний безбарвний газ без запаху і смаку, майже у два рази легший від повітря, хімічна формула - CH_4 . У воді малорозчинний. На повітрі або в атмосфері кисню він горить слабо світним полум'ям. Його суміш з повітрям або киснем вогне - та вибухонебезпечна. Має густину за повітрям 0,555(20°C); - температура самозаймання 537°C.

Метан є основним компонентом:

- газів природних горючих (до 99,5%),
- нафтових попутних (39—91%),
- болотяних (понад 99%) і шахтних (34—48%) газів;
- присутній у газах грязьових вулканів (понад 95%),

Водень є перспективним паливом майбутнього. Його теплотворність також дуже висока - 123 МДж/кг, що в 3 рази перевищує теплоту згоряння дизельного палива. Він легко транспортується по газопроводах, оскільки має дуже низьку в'язкість.

Також водень використовується при утилізації низькопотенціального тепла металогідридними установками. Принцип роботи таких установок базується на поглинанні водню при низькому тиску, підвищення його тиску за рахунок підводу тепла та виділенні водню при високому тиску. Потенційна енергія водню перетворюється в механічну енергію в розширювальній машині[1-3].

Використання термохімічних циклів дозволяє здійснювати більш глибинну утилізацію низько потенційного тепла в когенераційних установках з двигунами внутрішнього згоряння [4,5].

Мета роботи - зменшення сил тертя, в циліндро - поршневої групі, за рахунок підбору оптимальних конструктивних параметрів компресійних кілець, при цьому не змінюючи інші параметри компресійних кілець.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на VII Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» - Україна, м. Миколаїв, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (24 - 25 листопада 2022 року) та викладені в матеріалах конференції на сторінці 158-160 «Підвищення ефективності роботи газового двигуна за рахунок оптимізації профіля компресійного кільця» [6].

Об'єкт дослідження - 4-тактний газовий поршневий двигун з газотурбінним наддувом 6 ГЧН 25/34. Двигун працює в парі з генератором змінного струму СГС 500F-10Н1 для виготовлення змінного трифазного струму в режимі паралельної роботи із промисловою електромережою або автономною роботою при відключенні промислової мережі.

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Проектований двигун, згідно завдання на магістерську роботу, повинен застосовуватися, як первинний двигун для приводу електрогенератора змінного струму. Пропонується робота двигуна на газоподібному паливі - природному газі, який подається по трубопроводам.

Для роботи газового двигуна застосовується природний газ відповідно 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 і його параметри узгоджуються із заводом-виробником двигуна для кожного випадку постачання.

Основну частину природного газу складає метан (CH₄) – до 98 %.

До складу природного газу можуть також входити більш важкі вуглеводні:

- етан (C₂H₆),
- пропан (C₃H₈),
- бутан (C₄H₁₀)
- водень (H₂),
- сірководень (H₂S),
- двооксид вуглецю (CO₂),
- азот (N₂),
- гелій (He₂).

Фізичні властивості

- Орієнтовні фізичні характеристики:
- Густина: $\rho = 0,7$ г/м³ (сухий газоподібний) або 400 кг/м³ рідкий
- Температура займання: $t = 650^{\circ}\text{C}$
- Теплота згоряння: 16 – 34 МДж/м³ (для газоподібного)
- Октанове число при використанні на двигунах: 120 – 130

Можлива робота двигуна на біогазі. Біогаз - це газ, який складається приблизно з 50-70% метану (CH_4) 50-30% вуглекислого газу (CO_2). Він утворюється в процесі анаеробного розкладання органічних субстратів.

Його можна:

- використовувати як природний газ;
- виробляти з нього електроенергію і тепло;
- використовувати для заправки автомобілів.

Перелік органічних відходів, придатних для виробництва біогазу: гній, зернова й мелясна спиртова барда, пивна дробина, буряковий гніт, фекальні опади, відходи рибний і забійний цехи (кров, жир, кишки), трава, побутові відходи, відходи молокозаводів - солена й солодка молочна сироватка, відходи виробництва біодизеля - технічний гліцерин від виробництва біодизеля з рапсу, відходи від виробництва соків - гніт фруктовый, ягідний, овочевий, виноградна вижимки, водорості, відходи виробництва крохмалю й патоки - мезга й сироп, відходи переробки картоплі, виробництва чіпсів - очищення, шкурки, гнилі бульби, кавова пульпа.

Таблиця 1.1 Склад та характеристика біогазу

Характеристика	Компоненти біогазу			
	CH_4	CO_2	H_2	H_2S
Об'ємна доля %	55...70	27...44	<1	<3
Теплота згоряння МДж/м ³	35,8	-	10,8	22,8
Межа запалюваності %	5...15	-	4...80	4...45
Температура самозаймання, °C	650...750	-	585	-
Критичний тиск, МПа	4,7	7,5	1,3	8,9
Критична температура, °C	-82,5	31	-	100
Щільність, г/л	0,72	1,93	0,09	1,54

1.2 Опис конструкції проектного двигуна

Потужність експлуатаційна, kWt :	500
Число обертів колінчатого валу, хв.^{-1} :	600
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	Рядне
Діаметр циліндра (номінальний), мм	250
Хід поршня, мм	340
Годинна витрата газу при номінальній потужності, $\text{м}^3/\text{год}$	160+16
Питома витрата мастила на угар $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$	1,45
Габаритні розміри двигуна, мм : Довжина Ширина Висота	5220 1900 2770
Маса двигуна, кг	17200

Газові двигун-генератори як джерело електричної енергії застосовуються у всіх галузях промисловості, де потрібна електроенергія. В першу чергу великі машинобудівні заводи, хімічні заводи, підприємства легкої та харчової промисловості й сільського господарства, лісові промислові господарства й деревообробні підприємства, об'єкти житлового комплексу, віддалені промислові селища, що не мають централізованого постачання електроенергією й ін.

Газові двигун-генератори можуть застосовуватися на об'єктах, що мають централізоване постачання природним газом, а також на нафтових родовищах з використанням попутного нафтового газу; на вугільних промислах з використанням шахтний газ-метану; на підприємствах, що розташовують органічними й деревними відходами для одержання й використання генераторного газу тощо. Двигун працює в парі з генератором змінного струму СГС 800F-10H1 для виготовлення змінного трифазного струму в режимі паралельної роботи із промисловою електромережою або автономною роботою при відключенні промислової мережі.

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;
- 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.

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.

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

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 котушок, високовольтних проводів, електронного блоку.

Система мащення двигуна 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. Передпускове прокачування двигуна маслом виробляється масло прокачуючим агрегатом з електроприводом, змонтованим на під моторній рамі. Фільтрація масла виконується фільтром тонкого очищення зі змінними фільтруючими елементами (40мк) і відцентровим фільтром, розташованим на маслобаку.

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.

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 може комплектуватися теплообмінником утилізаційним водогрійним теплоти вихлопних газів.

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.

Масло. У двигуні повинні застосовуватися масла марки «АРИАН УЛЬТРАГАЗ». Замінниками зазначених масел можуть бути масла закордонних фірм із класом в'язкості SAE-30 або SAE-40.

Охолоджуюча рідина. Для внутрішнього контуру охолодження двигуна застосовується чиста прісна вода з твердістю 1,5 3,0 мгм.екв/л. з додаванням антикорозійної присадки.

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір основних параметрів робочого процесу

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 [7]:

- *Тиск та температура навколишнього середовища*

Тиск та температуру для розрахунку приймаємо $P_o=0,103$ 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 $P_n=0,13\dots0,3$ МПа. Тиск наддуву приймаємо рівний $P_n=0,160$ МПа, [7].

- *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 $\Delta T=5\dots20$ К, [7]. Приймаємо для розрахунку $\Delta T=5$ К.

- *Температура залишкових газів*

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 $T_r=600\ldots900$ К, [7]. Приймаємо для розрахунку $T_r=750$ К.

- *Тиск залишкових газів*

В силу неприливної зміни швидкості поршня та зміни прохідного перетину клапана тиск газів в циліндрі при виштовхуючому ході поршня неперівно 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 $P_r=(0,85\ldots1,15)P_n$, МПа [7]. Приймаємо для розрахунку $P_r=0,140$ 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 $\lambda=2,4\ldots2,9$ [4]. Приймаємо: $\lambda=2,7$.

- *Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми*

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\zeta=0,90\ldots0,96$ – приймається в цілях наближення теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу до дійсної. Приймаємо для розрахунку $\zeta=0,94$ [7].

- *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 догорання при розширенні; в результаті такого двохстороннього впливу числа обертів ζ_z почне зменшуватися, так як догорання надає сильного впливу.

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

Вид палива – природний газ. Склад природного газу[7]:

<i>Метан</i>	$CH_4 = 93\%$;
<i>Етан</i>	$C_2H_6 = 1,3\%$
<i>Пропан</i>	$C_3H_8 = 1\%$
<i>Бутан</i>	$C_4H_{10} = 0\%$
<i>Пентан</i>	$C_5H_{12} = 0\%$
<i>Двоокис вуглецю</i>	$CO_2 = 2,6\%$
<i>Оксид вуглецю</i>	$CO = 0,5\%$
<i>Азот</i>	$N_2 = 1,5\%$
<i>Кисень</i>	$O_2 = 0 \%$
<i>Водень</i>	$H_2 = 0,1\%$

Нижча теплота згоряння палива [7]:

Нижча теплота згоряння газового палива приймаємо $Q_{н,} = 34000 \text{ кДж/м}^3$

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна [7]

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	450 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	$\alpha =$	1,6
Число циліндрів	$I =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_H =$	160 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	$P_r =$	140 кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 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	$Q_H =$	34000 кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$CH_4 = 93$	$R_{CH_4} = 0,93$
етан	$C_2H_6 = 1,3$	$R_{C_2H_6} = 0,013$
пропан	$C_3H_8 = 1$	$R_{C_3H_8} = 0,01$
бутан	$C_4H_{10} = 0$	$R_{C_4H_{10}} = 0$
пентан	$C_5H_{12} = 0$	$R_{C_5H_{12}} = 0$
вуглекислота	$CO_2 = 2,6$	$R_{CO_2} = 0,026$
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 згорання 1кмоля газу.

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

$$L_0 = 9,32619 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 15,9219 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{\text{CO}_2} = 1,017 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,939 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 1,1751 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 11,8033 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} \quad 15,9344 \text{ кмоль/кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,0125 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,00079$$

2.2.4 Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_n = 349 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_{\text{н}} - (10 - 50^{\circ})$$

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 319 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 320 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $P_d = 0.95 \times P_{\text{н}}$ тиск в кінці впуску.

$$P_d = 144 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,042$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,889$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 342 \text{ K}$$

2.2.5 Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3666 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 791 \text{ K} \quad t_c = 518 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,00075$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,0638$$

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

$$R_{H_2O} = 0,1217$$

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

$$R_{O_2} = 0,0737$$

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

$$R_{N_2} = 0,7407$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

$$m C v_m = R_{O_2} \cdot m C v_{O_2} + R_{N_2} \cdot m C v_{N_2} + R_{H_2O} \cdot m C v_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot m C v_{CO_2}$$

для O_2 : $mCv_{O_2}=23,664+159,1 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)
для N_2 : $mCv_{N_2}=22,374+134 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)
для CO_2 : $mCv_{CO_2}=41,3405+242,8 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)
для H_2O : $mCv_{H_2O}=26,67+443,8 \times 10^{-5} \times t_z$	кДж/(кмоль×К)

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 24,2024$$

$$b = 180,494$$

Теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$mCv_{zn} = 40,4859 \quad \text{кДж/(кмоль×К)}$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 23,8407$$

$$b = 7,26669$$

де $mCv_{nov} = 22,709 + 129,8 \times 10^{-5} \times t_c$ - 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:

$$\begin{aligned} A &= 180,63 \\ B &= 24,2206 \\ C &= 49089,6 \end{aligned}$$

Звідки:

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

$$t_z = 1788 ^\circ C$$

$$T_z = 2061 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 9564 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,61$$

$$\Delta\lambda = 3,4 \%$$

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$\delta = 11$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\epsilon} = 477 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1132 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 891 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 752 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 0,26$$

2.2.8 Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1062 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,46$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,230 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

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

$$C_{\Pi} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 155 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 907 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,85$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,39$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$g_e = 0,270 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 121 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 99,2453 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,5409 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249 \text{ мм}$$

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.

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

$$V_{st} = 100,088 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

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

$$V_s = 16,6813 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 454 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 452 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,85 \%$$

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

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми.

2.3.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,062 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,144 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,35	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	11,0	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	9,564 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,25	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,0	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	3,666	73,3	9,564	191,3	3,5696
1,25	2,713	54,3	7,236	144,7	
1,5	2,121	42,4	5,761	115,2	
1,75	1,722	34,4	4,752	95,0	
2	1,438	28,8	4,021	80,4	2,5829
3	0,832	16,6	2,422	48,4	1,5903
4	0,564	11,3	1,691	33,8	1,1265
5	0,417	8,3	1,279	25,6	0,8617
6	0,326	6,5	1,018	20,4	0,6921
7	0,265	5,3	0,840	16,8	0,5749
8	0,221	4,4	0,711	14,2	0,4895
9	0,189	3,8	0,614	12,3	0,4247
10	0,164	3,3	0,538	10,8	0,3741
11	0,144	2,9	0,477	9,5	0,3334
$P_{mi}^{\Delta} =$					1,14

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$P_{mi\text{cp}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\Delta}}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi\text{cp}} = 1,10$$

$$\Delta P_{mi} = 1,14$$

Похибка не перевищує 10 %

2.3.2. Розрахунок дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$ точка подачі іскри.
Визначається кутом випередження запалювання

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

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

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

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

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

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

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

Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L = 0,240$ Кривошипно-шатунне відношення.

$[AB] = 200,000 \text{ мм}$ Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.

$\Delta\varphi_1 = 8,000 ^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.

$P_r = 0,140 \text{ МПа}$ Тиск залишкових газів.

$m_p = 0,050 \text{ МПа/мм}$ Масштаб тиску.

$S = 340,000 \text{ мм}$ Хід поршня.

$P_c = 3,666 \text{ МПа}$ Тиск в кінці стиску.

$P_{\max} = 9,564 \text{ МПа}$ Максимальний тиск.

Таблиця 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 $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	25	0,115	11,512
$f, \text{ДоВМТ}$	17	0,054	5,395
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	1,881

$b', \text{ПісляВМТ}$	146	1,867	186,656
$r', \text{ДоВМТ}$	21	0,082	8,183
$r'', \text{ПісляВМТ}$	21	0,082	8,183
$d', \text{ДоВМТ}$	146	1,867	186,656

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 2,8 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,25 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 4,583 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 92 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

$$P_{zd} = 0.85 \times P_{\max}$$

$$P_{zd} = 8,129 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 163 \text{ мм}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 20 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 1,700$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 12 \text{ мм}$$

2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна [7]

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	450 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:	$Q_H =$	34000 кДж/нм
годинна витрата газу:	$B_r =$	121 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,46
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,39
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	15,922 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	15,934 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{c.p.g.} =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	342 К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі: $mC''v = 27,8$ кДж/кмоль К

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі: $mC'v = 24,5$ кДж/кмоль К

середній індикаторний тиск:

$P_{mi} = 972$ кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$$Q_{\Pi} = 1142777,8 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_n приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 450000 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 39,4 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 445683 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 1,0 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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:

$W_{нап.}=0$	$W_{г.р.}=0,09-0,16$	0,13
$W_{СТ.}=0$	$W_{вип.}=0,01-0,05$	0,04

$$Q_w = 194272,22 \text{ Дж/с}$$

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0.6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 101 \text{ кПа}$$

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:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50516 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 244788 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

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

$$V_B = 0,0070 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,85$$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,81 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді} \quad Q_{\epsilon.н.} = 808 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_w + Q_{\Gamma.П} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 245597 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 21,5 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 36,114 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 32,814 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{\Gamma} = 379472 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 33,2 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_{\text{в}}$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,08$$

тоді

$$Q_{MD} = 90988 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 39663 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00253 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_M = 0,85$$

$$P_{M.H.} = 1,04 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 1040 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 40703 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,56 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_{\Gamma} - (Q_e + Q_s + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 27006 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,36 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	450000	39,38
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	245596,7	21,49
теплота, яка виноситься випускними газами	379471,7	33,21
теплота, яка відводиться маслом	40703,15	3,56
невраховані теплові втрати	27006,26	2,36
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1142778	100

2.5. Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

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

Сили 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.

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

Вихідні дані:

A	=	0,060 м ²	Площа поршня
λ_L	=	0,240	Кривошипно-шатунне відношення.
m_s	=	96,0 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
r	=	0,170 м	Радіус кривошипа.
ω	=	62,80 с ⁻¹	Кутова швидкість.
m_F	=	6,4 кН/мм	Масштаб сил.
P_d	=	144 кПа	Тиск в кінці впуску

$P_a =$	100 кПа	Атмосферний тиск
$n_1 =$	1,35	Показник політропи стиску
$n_2 =$	1,25	Показник політропи розширення
$P_{\max} =$	9564 кПа	Теоретичний тиск згорання
$P_{zd} =$	8129 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''} =$	4583 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
$P_r =$	140 кПа	Тиск залишкових газів
$P_b =$	477 кПа	Тиск в кінці розширення
$d =$	0,25 м	Діаметр циліндра
$S =$	0,34 м	Хід поршня
$\mathcal{E} =$	11	Ступінь стиску
$n =$	600 хв ⁻¹	Частота обертання

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

робочий об'єм

$$V_s = 0,0166813 \text{ м}^3$$

$$V_c = \frac{V_s}{\mathcal{E} - 1}, \text{ м}^3$$

об'єм камери стиску

$$V_c = 0,0016681 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{м}^3}$$

повний об'єм

$$V_a = 0,0183494 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

$$V_f = Ar \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

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	0,0017	2,64	-79,8107	-77,171	0	-77,171	0	0,4125	-12,47	-12,058	0	-12,058	0
10	0,0019	2,64	-77,9013	-75,261	-3,1393	-73,573	-16,161	0,4125	-12,172	-11,76	-0,4905	-11,496	-2,5251
20	0,0024	2,64	-72,3151	-69,675	-5,7386	-63,51	-29,223	0,4125	-11,299	-10,887	-0,8967	-9,9235	-4,5661
30	0,0033	2,64	-63,464	-60,824	-7,352	-48,999	-36,779	0,4125	-9,9163	-9,5038	-1,1488	-7,6561	-5,7467
40	0,0046	2,64	-51,9877	-49,348	-7,7051	-32,85	-37,622	0,4125	-8,1231	-7,7106	-1,2039	-5,1328	-5,8785
50	0,006	2,64	-38,6897	-36,05	-6,7427	-18,007	-31,95	0,4125	-6,0453	-5,6328	-1,0535	-2,8136	-4,9921
60	0,0077	2,64	-24,4581	-21,818	-4,6361	-6,8941	-21,213	0,4125	-3,8216	-3,4091	-0,7244	-1,0772	-3,3145
70	0,0095	2,64	-10,1803	-7,5403	-1,7455	-0,9387	-7,6826	0,4125	-1,5907	-1,1782	-0,2727	-0,1467	-1,2004
80	0,0113	2,64	3,33905	5,9791	1,4544	-0,394	6,1408	0,4125	0,5217	0,9342	0,2272	-0,0616	0,9595
90	0,0131	2,64	15,4472	18,087	4,4716	-4,4716	18,087	0,4125	2,4136	2,8261	0,6987	-0,6987	2,8261
100	0,0148	2,64	25,6922	28,332	6,8917	-11,707	26,705	0,4125	4,0144	4,4269	1,0768	-1,8292	4,1727
110	0,0164	2,64	33,8469	36,487	8,4463	-20,416	31,398	0,4125	5,2886	5,7011	1,3197	-3,19	4,9059
120	0,0179	2,64	39,9054	42,545	9,0403	-29,102	32,325	0,4125	6,2352	6,6477	1,4125	-4,5472	5,0508
130	0,0191	2,64	44,0544	46,694	8,7337	-36,705	30,156	0,4125	6,8835	7,296	1,3646	-5,7352	4,7119
140	0,0202	2,64	46,6229	49,263	7,6918	-42,682	25,773	0,4125	7,2848	7,6973	1,2018	-6,669	4,0271
150	0,021	2,64	48,0168	50,657	6,1231	-46,932	20,026	0,4125	7,5026	7,9151	0,9567	-7,3331	3,129
160	0,0216	2,64	48,6486	51,289	4,2243	-49,64	13,572	0,4125	7,6013	8,0138	0,66	-7,7563	2,1207
170	0,022	2,64	48,87	51,51	2,1486	-51,101	6,8287	0,4125	7,6359	8,0484	0,3357	-7,9845	1,067
180	0,0221	2,64	48,9162	51,556	0,00	-51,556	0,00	0,4125	7,6432	8,0557	0,00	-8,0557	0,00
190	0,022	0,7837	48,87	49,654	-2,07	-49,259	-6,58	0,1224	7,6359	7,7584	-0,3236	-7,6967	-1,0285
200	0,0216	0,9342	48,6486	49,583	-4,0838	-47,989	-13,121	0,146	7,6013	7,7473	-0,6381	-7,4983	-2,0501
210	0,021	1,1977	48,0168	49,214	-5,9487	-45,595	-19,456	0,1871	7,5026	7,6898	-0,9295	-7,1243	-3,0399
220	0,0202	1,5952	46,6229	48,218	-7,5287	-41,777	-25,227	0,2493	7,2848	7,5341	-1,1764	-6,5276	-3,9417
230	0,0191	2,1601	44,0544	46,214	-8,6439	-36,328	-29,846	0,3375	6,8835	7,221	-1,3506	-5,6762	-4,6635
240	0,0179	2,9435	39,9054	42,849	-9,1048	-29,309	-32,556	0,4599	6,2352	6,6951	-1,4226	-4,5796	-5,0868
250	0,0164	4,0236	33,8469	37,87	-8,7666	-21,19	-32,588	0,6287	5,2886	5,9173	-1,3698	-3,311	-5,0919
260	0,0148	5,5213	25,6922	31,214	-7,5926	-12,897	-29,421	0,8627	4,0144	4,8771	-1,1863	-2,0152	-4,597
270	0,0131	7,6282	15,4472	23,075	-5,7048	-5,7048	-23,075	1,1919	2,4136	3,6055	-0,8914	-0,8914	-3,6055
280	0,0113	10,656	3,33905	13,995	-3,4043	-0,9223	-14,374	1,665	0,5217	2,1868	-0,5319	-0,1441	-2,2459
290	0,0095	15,131	-10,1803	4,9511	-1,1461	0,6164	-5,0445	2,3643	-1,5907	0,7736	-0,1791	0,0963	-0,7882
300	0,0077	21,97	-24,4581	-2,4878	0,5286	-0,7861	2,4188	3,4329	-3,8216	-0,3887	0,0826	-0,1228	0,3779
310	0,006	32,813	-38,6897	-5,8766	1,0992	-2,9354	5,2083	5,127	-6,0453	-0,9182	0,1717	-0,4587	0,8138
320	0,0046	50,595	-51,9877	-1,3931	0,2175	-0,9274	1,0621	7,9054	-8,1231	-0,2177	0,034	-0,1449	0,166
330	0,0033	80,145	-63,464	16,681	-2,0162	13,438	-10,086	12,523	-9,9163	2,6063	-0,315	2,0996	-1,576
340	0,0024	126,65	-72,3151	54,331	-4,4748	49,524	-22,787	19,788	-11,299	8,4892	-0,6992	7,7381	-3,5605
350	0,0019	183,92	-77,9013	106,01	-4,4221	103,64	-22,764	28,737	-12,172	16,565	-0,6909	16,193	-3,5569
360	0,0017	268,98	-79,8107	189,17	0	189,17	0	42,028	-12,47	29,558	0	29,558	0
370	0,0019	481,74	-77,9013	403,84	16,845	394,78	86,715	75,272	-12,172	63,1	2,632	61,684	13,549
380	0,0024	299,32	-72,3151	227,01	18,697	206,92	95,211	46,769	-11,299	35,47	2,9214	32,332	14,877
390	0,0033	198,73	-63,464	135,27	16,35	108,97	81,793	31,052	-9,9163	21,135	2,5547	17,026	12,78
400	0,0046	132,75	-51,9877	80,766	12,611	53,764	61,576	20,743	-8,1231	12,62	1,9704	8,4007	9,6212
410	0,006	91,854	-38,6897	53,165	9,9439	26,556	47,118	14,352	-6,0453	8,307	1,5537	4,1494	7,3623
420	0,0077	66,25	-24,4581	41,792	8,8803	13,206	40,633	10,352	-3,8216	6,53	1,3875	2,0634	6,3489
430	0,0095	49,73	-10,1803	39,55	9,1554	4,9236	40,296	7,7703	-1,5907	6,1797	1,4305	0,7693	6,2963
440	0,0113	38,709	3,33905	42,048	10,228	-2,7711	43,185	6,0483	0,5217	6,57	1,5981	-0,433	6,7477
450	0,0131	31,129	15,4472	46,576	11,515	-11,515	46,576	4,8639	2,4136	7,2775	1,7992	-1,7992	7,2775
460	0,0148	25,782	25,6922	51,474	12,521	-21,269	48,518	4,0284	4,0144	8,0428	1,9564	-3,3233	7,5809
470	0,0164	21,937	33,8469	55,784	12,913	-31,214	48,003	3,4276	5,2886	8,7162	2,0177	-4,8772	7,5005
480	0,0179	19,138	39,9054	59,043	12,546	-40,387	44,86	2,9903	6,2352	9,2255	1,9603	-6,3104	7,0094
490	0,0191	17,092	44,0544	61,147	11,437	-48,065	39,49	2,6707	6,8835	9,5542	1,787	-7,5102	6,1703
500	0,0202	15,608	46,6229	62,231	9,7167	-53,918	32,558	2,4388	7,2848	9,7236	1,5182	-8,4246	5,0872
510	0,021	14,559	48,0168	62,576	7,5638	-57,974	24,738	2,2749	7,5026	9,7775	1,1818	-9,0585	3,8652
520	0,0216	13,861	48,6486	62,51	5,1485	-60,501	16,542	2,1658	7,6013	9,7671	0,8044	-9,4532	2,5846

530	0,022	13,462	48,87	62,332	2,6	-61,836	8,2633	2,1034	7,6359	9,7393	0,4062	-9,6619	1,2911
540	0,0221	12,63	48,9162	61,546	0	-61,546	0	1,9734	7,6432	9,6166	0	-9,6166	0
550	0,022	2,4	48,87	51,27	-2,1386	-50,862	-6,7969	0,375	7,6359	8,0109	-0,3342	-7,9473	-1,062
560	0,0216	2,4	48,6486	51,049	-4,2045	-49,408	-13,509	0,375	7,6013	7,9763	-0,657	-7,72	-2,1107
570	0,021	2,4	48,0168	50,417	-6,0941	-46,709	-19,931	0,375	7,5026	7,8776	-0,9522	-7,2983	-3,1142
580	0,0202	2,4	46,6229	49,023	-7,6543	-42,474	-25,648	0,375	7,2848	7,6598	-1,196	-6,6365	-4,0075
590	0,0191	2,4	44,0544	46,454	-8,6888	-36,516	-30,001	0,375	6,8835	7,2585	-1,3576	-5,7057	-4,6877
600	0,0179	2,4	39,9054	42,305	-8,9893	-28,938	-32,143	0,375	6,2352	6,6102	-1,4046	-4,5215	-5,0223
610	0,0164	2,4	33,8469	36,247	-8,3908	-20,282	-31,191	0,375	5,2886	5,6636	-1,3111	-3,1691	-4,8736
620	0,0148	2,4	25,6922	28,092	-6,8333	-11,608	-26,479	0,375	4,0144	4,3894	-1,0677	-1,8137	-4,1373
630	0,0131	2,4	15,4472	17,847	-4,4123	-4,4123	-17,847	0,375	2,4136	2,7886	-0,6894	-0,6894	-2,7886
640	0,0113	2,4	3,33905	5,7391	-1,396	-0,3782	-5,8943	0,375	0,5217	0,8967	-0,2181	-0,0591	-0,921
650	0,0095	2,4	-10,1803	-7,7803	1,8011	-0,9686	7,9271	0,375	-1,5907	-1,2157	0,2814	-0,1513	1,2386
660	0,0077	2,4	-24,4581	-22,058	4,6871	-6,97	21,446	0,375	-3,8216	-3,4466	0,7324	-1,0891	3,351
670	0,006	2,4	-38,6897	-36,29	6,7876	-18,127	32,162	0,375	-6,0453	-5,6703	1,0606	-2,8323	5,0254
680	0,0046	2,4	-51,9877	-49,588	7,7425	-33,01	37,805	0,375	-8,1231	-7,7481	1,2098	-5,1577	5,9071
690	0,0033	2,4	-63,464	-61,064	7,381	-49,192	36,924	0,375	-9,9163	-9,5413	1,1533	-7,6863	5,7694
700	0,0024	2,4	-72,3151	-69,915	5,7584	-63,729	29,324	0,375	-11,299	-10,924	0,8998	-9,9577	4,5818
710	0,0019	2,4	-77,9013	-75,501	3,1493	-73,807	16,212	0,375	-12,172	-11,797	0,4921	-11,532	2,5331
720	0,0017	2,4	-79,8107	-77,411	0	-77,411	0	0,375	-12,47	-12,095	0	-12,095	0

3. Науковий розділ

3.1 Аналіз існуючих конструкцій компресійних кілець

Поршневі компресійні кільця в двигунах внутрішнього згоряння призначенні для ущільнення робочої порожнини циліндра, передачі теплоти від головки поршня до втулок циліндра і далі в охолоджувальну рідину.

В більшості як дизельних так і газових двигунів використовуються компресійні кільця прямокутного перерізу. Поршневі кільця такої конструкції мають простий технологічний процес виготовлення[9,10].

Поршневі кільця такого типу мають наступні недоліки:

- пропуск газу крізь замок;
- втрата контакту кільця з циліндром під час зношення кільця;
- передача на стінку циліндру тиску, що може призвести до підвищеного спрацювання кілець і циліндрів;
- значний період припрацювання та значні сили тертя.

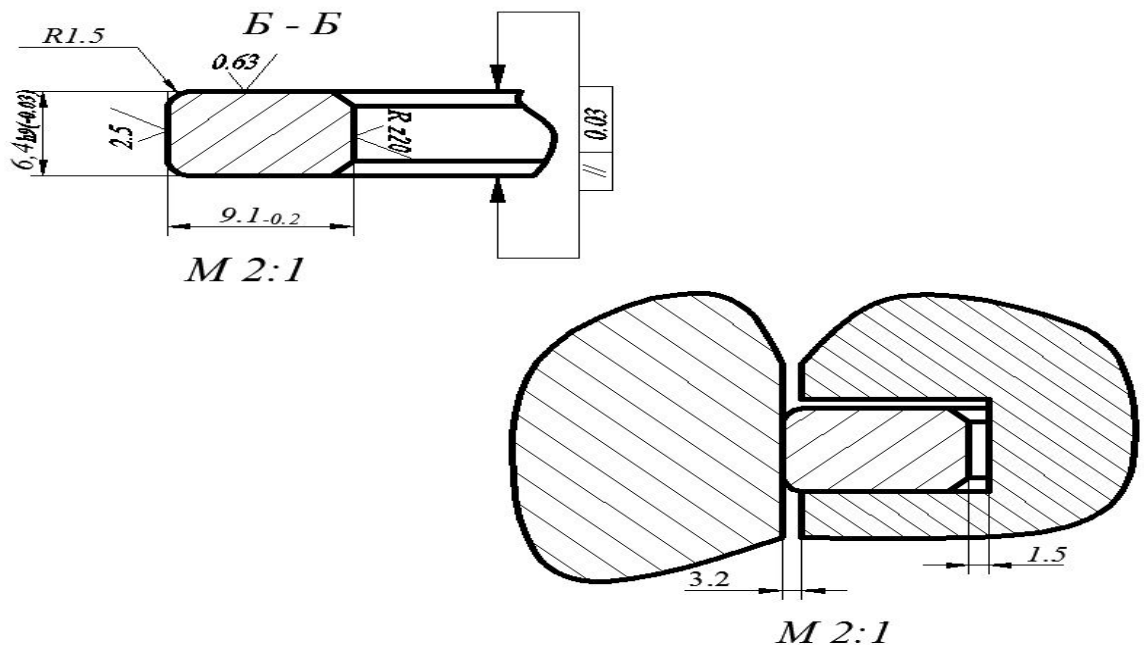


Рис. 3.1 Компресійне кільце газового двигуна прототипу

Ці недоліки стають більш відчутними під час збільшення теплових навантажень що відбувається при переводі їх на роботу на газоподібному паливі. Передача на стінку циліндру збільшеної величини тиску може призвести до підвищеного спрацювання кілець і циліндрів, та до їх здирання.

Якщо компресійні кільця прямокутного перерізу починають перепрацьовуватися верхньою частиною циліндричної поверхні то кільце знімає масло з стінок циліндра в камеру згоряння. В результаті чого угар масла різко зростає збільшується нагароутворення і з'являється вірогідність закоксування компресійних кілець[6].

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції компресійного кільця

Приймаючи до уваги ці недоліки пропонується в якості верхнього компресійного кільця - компресійні кільця з оптимізованим робочим профілем. Для зменшення часу припрацювання та збільшення надійності роботи компресійних кілець їх робочу поверхню виготовляють таким чином, щоб весь радіальний тиск концентрувався на вузькому поясі. Завдяки випуклій робочій поверхні кільця можливо добитися гідродинамічного характеру тертя а також знизити втрати масла.

Також кільця з бочкоподібною робочою поверхнею мають менший період припрацювання з робочою поверхнею циліндра.

Бочкоподібні кільця менше чутливі до перекосів поршня та деформації деталей шатунної групи [6].

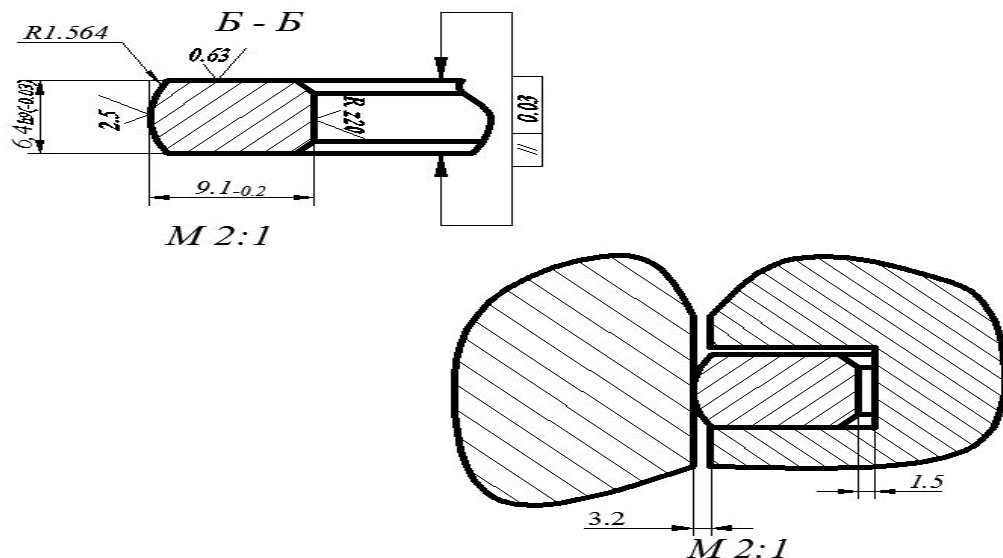


Рис. 3.2 Компресійне кільце проектованого газового двигуна

3.3 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки

3.3.1 Вибір матеріалу та визначення основних розмірів компресійного кільця.

Основні вимоги, що пред'являють до матеріалу компресійного кільця це висока стійкість проти зносу та пружні якості в робочих умовах[9].

Так, як умови роботи компресійного кільця важкі, то пропонується матеріал для кільця високоміцний чавун ВЧ-35.

Модуль пружності

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$$

Коефіцієнт Пуассона

$$\mu = 0,30$$

Робоча температура кільця

$$t_k = 350^\circ \text{ C.}$$

Середня температура циліндра

$$t_{\text{ц}} = 180^\circ \text{ C.}$$

Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кільця $\alpha_k = 12,2 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C.}$

Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу циліндру $\alpha_{\text{ц}} = 11,7 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C.}$

Зазор манжети в холодному циліндрі

$$\Delta = 0.15 \text{ мм.}$$

Діаметр кільця

$$D = 260 \text{ мм.}$$

3.3.2 Визначення основних розмірів деталей поршневої групи

Вихідні дані:

- діаметр циліндру $d = 0.26\text{м};$
- товщина днища поршня $d_{\text{дн}}=(0,1-0,2)d = 0,12*0,26 = 0,03\text{м};$
- висота поршня $H=(1,4-2)d = 1,35*0,26 = 0,35\text{м};$
- відстань від днища поршня до осі поршневого пальця
 $h_1=(0,6-1)d = 0,76*0,26 = 0,20\text{м};$
- висота юбки поршня $l_{\text{ю}}=(0,6-1,1)d=1,1*0,26 = 0,285\text{м};$
- відстань до першої поршневої канавки $l_1=(0,11-0,2)d=0,2*0,26 = 0,052\text{м};$
- діаметр бобишки $d_6=(0,3-0,5)d=0,4*0,26 = 0,104\text{м};$
- відстань між торцями бобишок $b=(0,3-0,5)d=0,45*0,26 = 0,117\text{м};$
- товщина кільцевих перемичок $h_{\text{п}}=(0,04-0,07)d=0,04*0,26 = 0,0104\text{м};$
- товщина стінки головки поршня $S_1=(0,05-0,1)d=0,08*0,26 = 0,0208\text{м};$
- радіальний зазор кільця в канавці поршня $t=(0,7-1,2) = 1\text{мм};$
- внутрішній діаметр поршня $d_i=d-2(s_1+t+\Delta t) = 0,198\text{м};$
- монтажний зазор між головкою поршня і гільзою
 $\Delta\Gamma = (0,004-0,008)d = 0,0021\text{м};$
- діаметр головки поршня $d_{\text{г}}= d-\Delta\Gamma = 0,258\text{м};$
- монтажний зазор між юбкою поршня і гільзою
 $\Delta\text{Ю} = (0,0008-0,0013)d = 0,0003\text{м};$
- діаметр юбки поршня $d_{\text{ю}}= d-\Delta\text{Ю} = 0,2497\text{м};$

Радіальна товщина компресійного кільця.

Від радіальної товщини кільця залежать сили пружності. В різних фахових літературних джерелах не виявили істотного впливу даного параметру на характер роботи кільця [8,11].

Визначаємо радіальну товщину кільця

$$b = (0,03 - 0,04)d = 0,035 * 0,26 = 0,0091 \text{ м}$$

Висота робочої поверхні компресійного кільця.

Висота кільця залежить від швидкості поршня. Збільшення висоти веде за собою збільшення підйомної сили поршневого кільця та прямо пропорційною до збільшення сили тертя [8,11].

Враховуючи вище викладене вибираємо висоту кільця:

$$h = (0,6 - 1,0) b = 0,7 * 0,0091 = 0,0064 (\text{м}).$$

Приймаємо $h = 0,0064 (\text{м})$.

3.3.3 Розрахунок на міцність компресійного кільця.

Кільця працюють в умовах високих температур, а також значних змінних навантажень, а також піддаються зношенню.

Механічні властивості матеріалу

$$[\sigma'_n] = 400 \text{ МПа}$$

Розрахунок на міцність.

Вихідні дані:

Діаметр циліндра	d=	0,26 м
Радіальна ширина кільця	t=	0,0091 м
Зазор в замку у вільному стані	σ_0 =	0,0275 м
Зазор в замку у робочому стані	σ_1 =	0,0019 м

Деформація кільця.

а) в робочому стані:

$$f' = \sigma_0 - \sigma_1 \quad \text{мм}$$

$$f' = 0,0256 \quad \text{мм}$$

б) при надіванні кільця на поршень:

$$f'' = 2\pi t - f'$$

$$f'' = 0,0293 \text{ мм}$$

Напруження згинання в робочому стані.

$$\sigma'_H = 0,425E \cdot \frac{1}{\left(\frac{d}{t} - 1\right)^2} \cdot \frac{f'}{t} \text{ МПа.}$$

$E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - для чавунів.

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - для сталі.

$$E = 200000 \text{ МПа}$$

$$\sigma'_H = 327,46 \text{ МПа}$$

$$[\sigma'_H] = 400 \text{ МПа}$$

Напруження згинання при надіванні кільця на поршень.

$$\sigma''_H = 0,425E \cdot \frac{1}{\left(\frac{d}{t} + 1\right)^2} \cdot \frac{f''}{t} \text{ МПа.}$$

$$\sigma''_H = 325,76 \text{ МПа}$$

$$[\sigma''_H] = 450 \text{ МПа}$$

Тиск кільця на стінку циліндра.

$$P_K = \frac{0.33\sigma'_H t^2}{d(d-t)} \text{ МПа.}$$

$$P_K = 0,1372 \text{ МПа}$$

$$[P_K] = 0,2 \text{ МПа}$$

3.4 Обґрунтування заміни верхнього компресійного кільця

Для газового двигуна 6 ГЧН 25/34 при заміні верхнього компресійного кільця прямокутного перерізу на компресійне кільце з бочкоподібною робочою поверхнею при роботі весь тиск буде концентруватися на середній вузькій кромці. По цьому пояску дуже швидко досягається припрацювання.

Враховуючи те, що кільце працює п'ятою частиною висоти сила тертя одного компресійного кільця зменшилась на 80% (берем до уваги, що на поршні газового двигуна 6 ГЧН 25/34 встановленні 4 компресійних кільця – тому сила тертя зменшаться на 20%).

Так як 40% всіх механічних втрат припадає на поршневу групу то зменшення цих втрат в поршневій групі приведе до зменшення всіх механічних втрат в двигуні приблизно на 1-2%[6].

Висновок.

1. В результаті заміни компресійних кілець прямокутного перерізу на компресійне кільце з бочкоподібною робочою поверхнею зменшується величина середнього тиску механічних втрат в середньому на 1-2% (за результатами теплового розрахунку газового двигуна).

2. Зменшується період припрацювання та втрати масла компресійного кільця з бочкоподібною робочою поверхнею.

3. Зменшується вірогідність закоксування верхнього компресійного кільця компресійного кільця, яке працює в найбільш тяжких умовах.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Охорона праці – це наука про збереження здоров'я людини та створення безпечних умов праці у виробничому середовищі, що досягається шляхом виявлення та ідентифікації небезпечних і шкідливих чинників виробничого середовища та трудового процесу, розробкою методів і засобів захисту працюючих від їх впливу, а також запобігання аваріям та ліквідації їх наслідків на виробничих об'єктах[12].

На стан охорони праці об'єкта управління впливають небезпечні та шкідливі чинники виробничого середовища, методи роботи, організація праці (внутрішні чинники притаманні підприємству), а також зовнішні відносно об'єкта управління чинники природного чи техногенного (антропогенного) походження, які можуть погіршити умови праці, спричинити надзвичайні ситуації, аварії та катастрофи.

При вирішенні будь-якого завдання управління обов'язковими елементами є аналіз або прогнозування стану безпеки об'єкта із застосуванням наявної інформаційної бази, вироблення управлінських рішень, їх узгодження та вибір форм організаційно-розпорядчих дій.

Реалізація управлінських рішень здійснюється на об'єкті управління. СУОП – це система зі зворотнім зв'язком. Інформація про стан охорони праці та про виконання управлінських рішень надходить до інформаційної бази суб'єкта управління і стає основою для вироблення нових рішень.

Управління охороною праці має правовий, соціально-економічний, технічний, організаційний, медичний, екологічний, психологічний та етичний аспекти.

Правовий аспект полягає в розробці і обов'язковому виконанні законодавчих і нормативних актів, що регулюють суспільні відносини у

сфері охорони праці, визначають критерії безпеки та (або) нешкідливості для людини чинників виробничого середовища і вимоги щодо забезпечення оптимальних чи допустимих умов праці людини. Принциповий характер законодавства є основою соціального порядку. Механізм виконання законодавчих норм повинен передбачати на всіх рівнях систему стимулюючих і примусових заходів[12].

4.2 Охорона навколишнього середовища

Освітленість є одним із важливих фізичних чинників. Через око людина одержує 90% інформації з навколишнього середовища, що пов'язано зі сприйняттям сітківкою ока світлових (електромагнітних) коливань. В залежності від їх інтенсивності організм реагує по-різному - недостатнє освітлення, як і надлишкове, веде до передчасної втоми, що сприяє виникненню небезпечних травм.

В машинних відділеннях застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частої преадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, створюють несприятливі умови для роботи органів зору.

Найбільш близькими до природного освітлення є люмінесцентні джерела або лампи денного світла, але для них характерна пульсація світла з частотою електричного струму - 50 Гц. Це викликає перенапруження м'язової системи ока, кришталика, нервової системи, що сприяє швидкій стомлюваності, захворюваності. Лампи розжарювання не мають цієї вади, хоча їх спектральний склад різко відрізняється від денного - випромінюють у жовтій ділянці спектра. Але ця вада менш небезпечна і тому їх широко вживають для освітлення виробничих, учбових, житлових приміщень. В останній час розроблені нові джерела світла, у яких ці вади відсутні, але вони ще не знайшли широкого вжитку з-за високої вартості.

В Україні, порядок забезпечення оптимальних умов освітлення юридично закріплений в діючому Законі "Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення". Стаття 24 цього закону проголошує право громадян України на захист від шкідливого впливу неіонізуючих випромінювань, шуму і вібрації., а також інших шкідливих факторів. Це право гарантує і Закон "Про охорону праці". Загальні технічні умови регламентують норми освітлення приміщень і зовнішніх територій населених пунктів.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

В процесі експлуатації двигунів утворюються викиди, потрапляння яких у навколишнє середовище приносить значний збиток природі.

До складу відхідних газів дизелів при використанні сірчистих палив входять неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007...0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад відхідних газів двигунів на 99,0...99,9 % складається з продуктів повного згоряння (окис вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних та газодизельних двигунів є окиси азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна[13,14].

Діоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання.

Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14^\circ\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос.

Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних

шарів атмосфери на 2...4 К в найближчі 100...200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6...16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

Вплив відхідних газів ДВЗ на рослинність обумовлено їх потраплянням як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив відхідних газів двигунів на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

4.4 Заходи щодо зниження шуму і вібрації

Підвищений рівень вібрації

Причиною порушення вібрацій є виникаючі при роботі машин і агрегатів невідновлені силові впливи. В одних випадках їхніми джерелами є зворотно-поступальні системи, що рухаються, (кривошипно-шатунні механізми ДВЗ, ДГ); в інших випадках невідновлені обертові маси. Іноді вібрації створюються ударами деталей (зубцюваті зачеплення, підшипникові вузли і т. ін.). Величина дисбалансу у всіх випадках приводить до появи невідновлених сил, що викликають вібрацію. Причиною дисбалансу може з'явитися неоднорідність матеріалу обертового

тіла, розбіжність центра маси тіла й осі обертання, деформація деталей від нерівномірного нагрівання при гарячих і холодних посадках і т. ін.

Вплив вібрацій на людину найчастіше зв'язано з коливаннями, обумовленими зовнішнім перемінним силовим впливом на машину або на окрему її систему. Виникнення такого роду коливань може бути зв'язано не тільки із силовим, але і з кінематичним порушенням.

Розрізняють загальну і локальну вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева втягує в коливальний рух окремі частини тіла. У машинному відділенні переважає загальна вібрація. Але також працюючі можуть піддаватися і локальній вібрації, при роботі з ручним електричним і пневматичним механізованим інструментом. У ряді випадків працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації.

Відповідно до ДСТ 12.1.012-78 «Система стандартів безпеки праці. Вібрація, загальні вимоги безпеки» установлені припустимі значення

Норми по обмеженню загальних вібрацій, тобто вібрацій робочих місць (підлоги, основ машин, сидінь і т. ін.), установлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в октавних діапазонах зі середньо геометричними значеннями 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц, а норми по обмеженню локальної вібрації – в октавних смугах частот зі середньо геометричними значеннями 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц.

Гігієнічні норми вібрації встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.

Підвищений рівень шуму

Шумове забруднення атмосфери — одна з форм хвильового, фізичного забруднення, адаптація організму до нього є неможливою.

Шум — це сукупність звуків різноманітної частоти та інтенсивності, що виникають у результаті коливального руху частинок у пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних). Інтенсивність шумового

забруднення (тиску) вимірюється в децибелах (дБ). Шуми інтенсивністю 30-80 дБ не наносять шкоди людському організму. Водночас шуми інтенсивністю 85 дБ і більше призводять до фізіологічних і психологічних негативних наслідків на нервову систему, сон, емоції, працездатність. На сьогодні проблема шумового забруднення є дуже актуальною, оскільки воно зростає з часом все більше особливо у містах.

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; Ушкодження слухової функції з тимчасовою або постійною втратою слуху; порушення здатності передавати та сприймати звуки мовного спілкування; відволікання уваги від звичайних занять; зміни фізіологічних реакцій людини на стресові сигнали; вплив на психічне і соматичне здоров'я; дію на трудову діяльність і продуктивність праці. Дослідження свідчать про несприятливий вплив шуму на центральну нервову, серцево-судинну систему і органи травлення. Порушення стану функціонування центральної нервової системи під впливом шуму призводить до ослаблення уваги і працездатності, особливо розумової.

У суднових установках основними джерелами шуму є головні ДВЗ. Найбільш інтенсивний – шум аеродинамічного походження, що виникає внаслідок збурювання навколишньої атмосфери потоками повітря на вході в двигун і на виході з нього випускних газів. Основним шумом дизеля вважається шум усмоктування, що генерується навішаним турбонагнітачем. Основним методом зниження шуму вважається установка глушителів шуму.

У системах вентиляції МКВ на усмоктуванні встановлюють в основному активні глушители з декількома шарами звукоізолюючого матеріалу, що у діапазоні частот від 300 до 5000 Гц дозволяють зменшити рівень шуму на 20...35 Дб.

В системи газовідводу ДУ включають глушники-іскрогасники. Утилізаційні парогенератори є гарними глушниками шуму й іскрогасниками. Рівень шуму знижується на 12...15 Дб. Для зниження повітряного шуму використовують звукоізолюючі кожухи, що знижують рівень шуму на 10...15 Дб. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами.

4.5 Техніка безпеки при експлуатації газового двигуна

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83.

Експлуатація й обслуговування двигунів-генераторів повинні проводитися відповідно до технічного опису й інструкції для експлуатації газових двигунів - генераторів АТВТ «Первомайськдизельмаш».

Під час експлуатації двигунів-генераторів повинні вестися всі експлуатаційні документи, передбачені «Інструкцією для експлуатації», затвердженій керівником підприємства.

«Інструкція для експлуатації» повинна бути розроблена відповідно до вимог діючих «Правил будови електроустановок» (ПБЕ), «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів і правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» (ПТЕ і ПТБ) і з урахуванням безпечної експлуатації двигунів-генераторів. Інструкція повинна бути вивішена в машинному залі й операторській.

У більшості машин є рухомі частини, які можуть викликати тілесні ушкодження. Ці частини можуть знаходитися в точці операції, де виконується робота на матеріалі: різання, формування, свердління, деформація. Вони можуть знаходитися в апаратурі, яка передає енергію на частини машини, які виконують роботу. До них відносяться маховики, шківів, шатуни, муфти, кулачки, шпинделі, ланцюги, кривошипи і

шестерінки. Вони можуть перебувати в інших рухомих частинах машини, таких як колеса на пересувному обладнанні, двигуни з зубчастим редуктором, насоси, компресори і т. д. Небезпечні руху механізмів можна виявити і серед інших видів машин, особливо в допоміжних елементах обладнання, які беруть участь у вантаженні і транспортуванні таких вантажів, як робітники заготовки, матеріали, відходи або інструменти.

Всі частини машини, які рухаються в процесі виконання роботи, можуть стати причиною аварій, пов'язаних з тілесними ушкодженнями і матеріальним збитком.

Рух обертання. Навіть гладкі обертові вали можуть захопити предмет одягу або, наприклад, руку людини, що дуже небезпечно. Небезпека збільшується, якщо у обертового валу є виступаючі частини або нерівні, гострі поверхні, такі як регулювальні гвинти, болти, щілини, канавки або ріжучі кромки.

Висновок

Було виконано випускню кваліфікаційну роботу для здобуття ступеня вищої освіти «магістр» на тему: «Підвищення ефективності роботи стаціонарного газового двигуна потужністю 450 кВт. за рахунок оптимізації профіля компресійного кільця».

В якості двигуна-прототипу прийнято газовий шестициліндровий чотиритактний двигун з наддувом АТДВ «Первомайськдизельмаш» – 6 ГЧН 25/34.

Метою даної роботи є зменшення сил тертя, в циліндро - поршневої групі, за рахунок підбору оптимальних конструктивних параметрів компресійних кілець, при цьому не змінюючи інші параметри компресійних кілець.

В загальному розділі були описані конструкція газового двигуна та електростанція для якої проектується двигун.

В конструкторському розділі було виконано вибір основних параметрів та розрахунок робочого процесу, за результатами якого отримано основні параметри робочого циклу, розрахований тепловий баланс газового двигуна, розраховано та побудовано теоретичну і дійсну індикаторну діаграму газового двигуна, виконаний динамічний розрахунок та побудовані графіки сил діючих в кривошипно - шатуном механізмі.

В третьому розділі був проведений аналіз факторів які впливають на величини сил тертя в двигуні. Приймаючи до уваги недоліки, які виявлені в двигуні прототипі - пропонується в якості верхнього компресійного кільця - кільця з оптимізованим робочим профілем. Для зменшення часу припрацювання та збільшення надійності роботи кілець їх робочу поверхню виготовляють таким чином, щоб весь радіальний тиск концентрувався на вузькому поясі. Завдяки випуклій робочій поверхні кільця можливо добитися гідродинамічного характеру тертя а також знизити втрати масла.

В результаті заміни компресійних кілець прямокутного перерізу на компресійне кільце з бочкоподібною робочою поверхнею зменшується величина середнього тиску механічних втрат в середньому на 1-2% (за результатами теплового розрахунку газового двигуна).

Результати дослідження обговорювались на VII Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» - Україна, м. Миколаїв, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (24 - 25 листопада 2022 року) та викладені в матеріалах конференції на сторінці 158-160 «Підвищення ефективності роботи газового двигуна за рахунок оптимізації профіля компресійного кільця».

В розділі охорона праці та навколишнього середовища були розроблені заходи з охорони праці та охорона навколишнього середовища. Також були виявлені основні причини димності та токсичності відпрацьованих газів.

ЛІТЕРАТУРА

1. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла малооборотных ДВС на базе гидридной технологии. Авиационно-космическая техника и технология // Научно - технический журнал, 2013, № 8(105) – С.61–66.
2. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.
3. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Утилизация низкопотенциального тепла ДВС *9G80ME* металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. - 2014. № 1.– С. 35 - 41.
4. М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридной установкой непрерывного действия. Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. № 2. – С. 57- 62.
5. С.М. Доценко, В.И. Иодловский, А.И. Грабовенко Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6 ГЧН 25/34. «Транспорт, экология, устойчивое развитие» // Варна. Болгария. Международный журнал № 1. 2017, - С. 17-24.
6. Доценко С.М., Якобець Р.М. Підвищення ефективності роботи газового двигуна за рахунок оптимізації профіля компресійного кільця VII Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». Україна, м. Миколаїв, НУК, 24-25.11. 2022р. – 158-160с.
7. 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., Гірікович В.С.- Первомайськ ПП, 2010.-52с.

8. Доценко С.М., Миронюк Д.А. Вдосконалення конструкції компресійного кільця газового двигуна 6 ГЧН 25/34. Наукові праці між. наук-практичної конференції «Нові технології а автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців». Харків: ХНАДУ 2021. – С.182-185.

9. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

10. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

11. М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.Л. Супрун, В.С. Шляхов Визначення механічних втрат у поршневому двигуні внутрішнього згоряння. Двигуни внутрішнього згоряння. №1 – 2013.

12. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Національний гірничий. університет. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

13. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

14. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages 921-929.

15. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean

Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: –
Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.