

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«Влу» 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Дослідження ефективних та екологічних показників газового двигуна потужністю $P_e = 420$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі.

Виконав: студент групи 63-ТЕМ-23

Тягнирядно Д.О.
(підпис)

Керівник роботи:

к.т.н. доцент кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

Доценко С. М.

Первомайськ - 2024 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

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

Студенту Тягнирядно Дмитру Олексійовичу

1. Тема роботи: «Дослідження ефективних та екологічних показників газового двигуна потужністю $P_e = 420$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі».

Керівник роботи к.т.н. доцент Доценко С.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 50.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6 ГЧН 25/34 потужністю 420 кВт.

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

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

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

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6 ГЧН 25/34 (поперечний переріз). 2. Двигун 6 ГЧН 25/34 (повздовжній переріз). 3. Графіки економічних показників. 4. Графіки ефективних показників.

6. Консультанти роботи

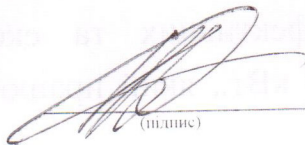
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «9» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Прізвище
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Науковий розділ (вказати тему дослідження)	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2024	
7.	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2024	

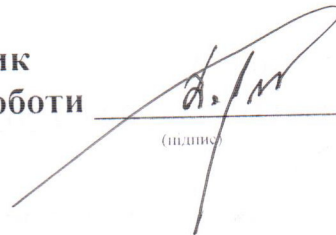
Студент


(підпис)

Тягнирядно Д. О.

Керівник

роботи


(підпис)

Доценко С.М.

Анотація

Метою роботи було дослідження ефективних, екологічних та економічних показників газового двигуна який працює на звалищному газі.

В якості альтернативи природному газу пропонується використати звалищний газ, з нижчою теплотою згоряння 19518 кДж/м^3 , що утворюється в результаті розкладання органічної частини твердих побутових відходів.

В результаті робіт доведено, що при використанні звалищного газу відбувається зменшення середнього ефективного тиску P_{me} на 7,5%, в порівнянні з роботою на природному газі, теплота згоряння звалищного газу (55%) прямопропорційно впливає і приводить до збільшення на ті же 55% годинну та ефективну витрату палива, для виробки одного кіловата номінальної потужності для звалищного газу потрібно затратити на 10,5% теплоти більше ніж при роботі на природному газі.

Ключові слова: газовий двигун, звалищний газ, теплота згоряння, ефективні показники, витрата теплоти.

Abstract

Purpose of work Was research effective, environmental and economic indicators gas engine that runs on landfill gas.

As an alternative to natural gas, it is proposed to use landfill gas, with a lower calorific value of 19518 kJ/m^3 , which is formed as a result of the decomposition of the organic part of solid household waste.

As a result, the robot proved that when using landfill gas, there is a decrease in the average effective pressure P_{me} by 7.5%, compared to working on natural gas, the heat of combustion of landfill gas (55%) has a direct proportional effect and leads to an increase of the same 55% hourly and effective fuel consumption, to generate one kilowatt of nominal power for landfill gas, it is necessary to spend 10.5% more heat than when working on natural gas.

Keywords: gas engine, landfill gas, heat of combustion, effective indicators, heat consumption.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Опис газодизель-електричної станції	7
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	20
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна на природному газі	20
2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна на звалищному газі	30
2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна	32
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	39
2.5 Динамічний розрахунок газового двигуна	51
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	59
3.1 Дослідження ефективних показників робочого процесу газового двигуна	61
3.2 Дослідження екологічних та економічних показників робочого процесу газового двигуна	64
Висновок	69

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Розробив		Тягнирядно Д.						
Перевірив		Доценко С.М						
Н. контр.		Доценко С.М				63-ТЕМ-23		
Затвердив		Нестеренко В В						

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці	66
4.2. Охорона навколишнього середовища	67
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів	69
4.4. Заходи щодо зниження шуму і вібрації	70
4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна	78

ВИСНОВКИ	74
-----------------	----

ЛІТЕРАТУРА	76
-------------------	----

ДОДАТКИ:

1. Поперечний переріз двигуна СК Ф А-1
2. Повздовжній переріз двигуна СК Ф-А1
3. Графіки залежності ефективних показників від виду палива Ф-А1
4. Графіки залежності економічних та екологічних показників від виду палива Ф-А1
5. Специфікація двигуна Ф-А4

					<i>ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ</i>	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В газових поршневих двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) застосовуються стиснутий природний газ, який складається в основному з метану CH_4 (до 99%), і зріджений нафтовий газ, до якого входять в основному пропан C_3H_8 і бутан C_4H_{10} [1].

Перспективним джерелом енергії є звалищний газ, з теплотою згоряння 17-20 МДж/м³, що утворюється в результаті розкладання органічної частини твердих побутових відходів, що виникають невдовзі після їхнього санітарного поховання. Тільки в містах утворюється 400—450 млн. т. твердих побутових відходів на рік. Потенціал звалищного газу в країнах Європейського Союзу наближається до 9 млрд. м³/рік, в Україні - близько 1 млрд. м³ на рік.

Біогаз - газ, який утворюється при мікробіологічному розкладанні метановим бродінням біомаси чи біологічних відходів, твердих і рідких органічних відходів: на звалищах, болотах, каналізації тощо. Добувають з відходів тваринництва, харчової промисловості, стічних вод та твердих побутових відходів. Склад біогазу: 55-75% метану, 25-45% CO_2 , незначні домішки водню (H_2) також сірководню (H_2S), азоту, ароматичних вуглеводнів [2,3].

Ці види палив вже достатньо широко використовуються на автотранспорті, в зв'язку з цим для них розроблене уніфіковане газове обладнання, що легко пристосовується для різних типів двигунів внутрішнього згоряння. Крім зростання обсягів використання для ДВЗ таких палив зростає інтерес до відносно дешевого газоподібного палива, що одержується шляхом переробки твердих побутових відходів та відходів тваринництва. Це так званий біогаз, що складається в основному з метану. Спалюючи біогаз в ДВЗ, можливо практично повністю забезпечити енергією та паливом невеликі виробничі комплекси, де той самий біогаз виробляється [4].

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В сьогоденних умовах для забезпечення стабільного та ефективного енергозабезпечення перспективним є перехід на виробництво власної електроенергії і тепла із застосуванням когенераційних установок. Когенерація є високоефективним способом використання енергії газу з отриманням двох форм корисної енергії - теплової та електричної. Головна перевага когенераційної установки перед звичайними теплоелектростанціями полягає в тому, що перетворення енергії тут відбувається з більшою ефективністю.

Найефективніше використовувати когенераційні установки для забезпечення безперервності технологічних процесів, при обмежених можливостях централізованих джерел електричної і теплової енергії, при високих витратах на підведення комунікацій енергопостачання. Особливо ефективні когенераційні установки з газовими двигун - генераторами при установці їх на вже діючих котельних з використанням наявних комунікацій. В цьому випадку термін окупності може бути менше двох років за умови повного використання електроенергії і тепла, що виробляються [5].

Основна перевага когенераційних установок з газовими поршневыми двигунами, які працюють на альтернативному газоподібному паливі, є утилізація низькопотенціального тепла. Найбільш ефективним є утилізація високотемпературної складової вторинних енергоресурсів – випускних газів, наддувочного повітря, охолоджувальної води та циркуляційного масла, але утилізація низькопотенціального тепла це майбутній потенціал[6,7].

Об'єктом дослідження є – стаціонарний газовий поршковий двигун 6 ГЧН 25/34 виробництва АТДВ «Первомайськдизельмаш».

Метою та завданням роботи є дослідження ефективних, економічних та екологічних показників роботи газового двигуна, який працює на альтернативному газовому паливі.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження доповідалися та обговорювалися на студентській Міжнародній науково-технічній конференції "Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії" 11–12.03.2024р. – м. Харків, ХНАДУ, та викладені в збірнику тез доповідей на сторінках 297-299 «Утилізація тепла когенераційними установками з газовими поршневыми двигунами» - (автори тез магістранти кафедри Енергетичне машинобудування ПННІ НУК Тягнирядно Д.О. та Фока Б.О.) [5].

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Обґрунтування вибору альтернативного палива

Завданням на випускню кваліфікаційну роботу було дослідження ефективних, екологічних та економічних показників стаціонарного газового поршневого двигуна потужністю $P_e = 420$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі.

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, а також для комбінованого виробництва електричної й теплової енергії[8].

Стаціонарні двигун-генератори як джерело електричної застосовуються у всіх галузях промисловості, де потрібна електроенергія. Це: нафтові й газові комплекси, скляні, хімічні заводи, підприємства харчової промисловості й сільського господарства, ліспромгоспи й деревообробні підприємства, об'єкти ЖКХ, віддалені промислові й робітники селища, що не мають централізованого постачання електроенергією й ін.

Когенераційні установки для виробництва електричної та теплової енергії створюються на базі стаціонарних газових двигунів 6 ГЧН 25/34 з утилізацією тепла випускних газів, охолоджувальної рідини, масла. Теплота яка утилізується від охолодження двигуна у вигляді нагрітої води може подаватися в систему опалення.

Температура випускних газів на вході в теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) складає 530...550°C. При цьому в середнім на 100 кВт електричної потужності споживач має до 125 кВт теплової енергії для утилізації.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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 нафто-газових родовищ — це вільний газ, або в розчиненому стані в нафті або воді, а в стандартних умовах – тільки в газовому стані. Теплота згоряння природного газу знаходиться в межах 33-36 МДж/м³.

В якості альтернативи дорогому природному газу вибираємо звалищний газ, з теплою згоряння 17-20 МДж/м³, що утворюється в результаті розкладання органічної частини твердих побутових відходів, що виникають недовзі після їхнього санітарного поховання.

1.2 Опис конструкції проектного двигуна[8].

Потужність експлуатаційна, кВт:	400
Число обертів колінчатого валу, хв. ⁻¹ :	500
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	Рядне
Діаметр циліндра (номінальний), мм	250
Хід поршня, мм	340
Питома витрата газу при номінальній потужності, м ³ / кВт · год	0,35
Питома витрата мастила на угар г/кВт · год	1,45
Ресурс до переборки, год	14000
Ресурс до капітального ремонту, год	70000
Габаритні розміри двигуна, мм:	
Довжина	5220
Ширина	1990
Висота	2650
Маса двигуна, кг	17450

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Газовий двигун-генератор ДвГА - 400 складається з газового двигуна 6 ГЧН 25/34 і генератора СГС 500F-10Н1, змонтованих на загальній рамі. З'єднання колінчатого валу двигуна з ротором генератора - тверде фланцеве[8].

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).

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, високочольтних котушок, високовольтних проводів, електронного блоку.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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[8].

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 може комплектуватися теплообмінником утилізаційним водогрійним теплоти вихлопних газів[8].

Фундаментна рама вилита з чавуну, суцільна, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня по-

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

рожнина 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[8].

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.

В протоčku 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.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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[8].

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[8].

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 двигуна, 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[8].

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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 кульковою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача[8].

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[8].

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 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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

					ПІНІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

зміщення палець втримується стопорними кільцями, які встановлені в кільцевих канавках внутрішніх бобиках поршня.

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.

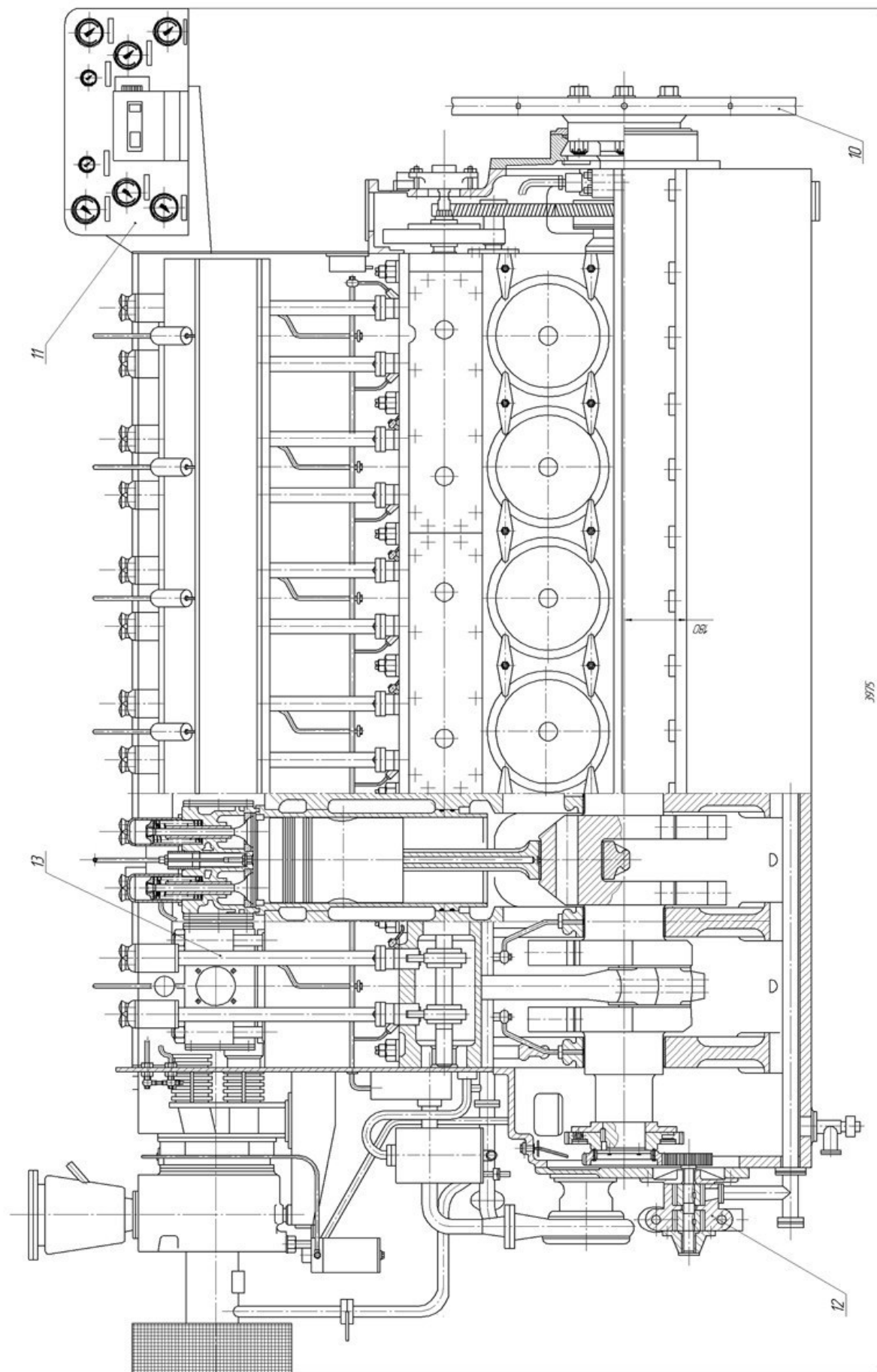
Крізь отвори в середній частині пальця масло підводиться до внутрішньої порожнини пальця, а потім крізь отвори, які знаходяться на кінцях поршневого пальця, в кільцеву канавку, та отвори (які виконані в бобишках поршня) в охолоджуючу порожнину поршня. Залишки масла крізь отвір в голові поршня стікають в картер. На поршні виконано чотири канавки, в яких розташовані поршневі кільця, в верхній частині поршня розташовані три компресійних кільця, а в нижній маслоз'ємне кільце.

Компресійні кільця мають в розрізі прямокутну форму, замок косий. Верхнє компресійне кільце на боковій поверхні має зносостійке покриття. Маслоз'ємні кільця коробочного типу, при контакті з втулкою знімається надлишок масла двома гострими кромками[8].

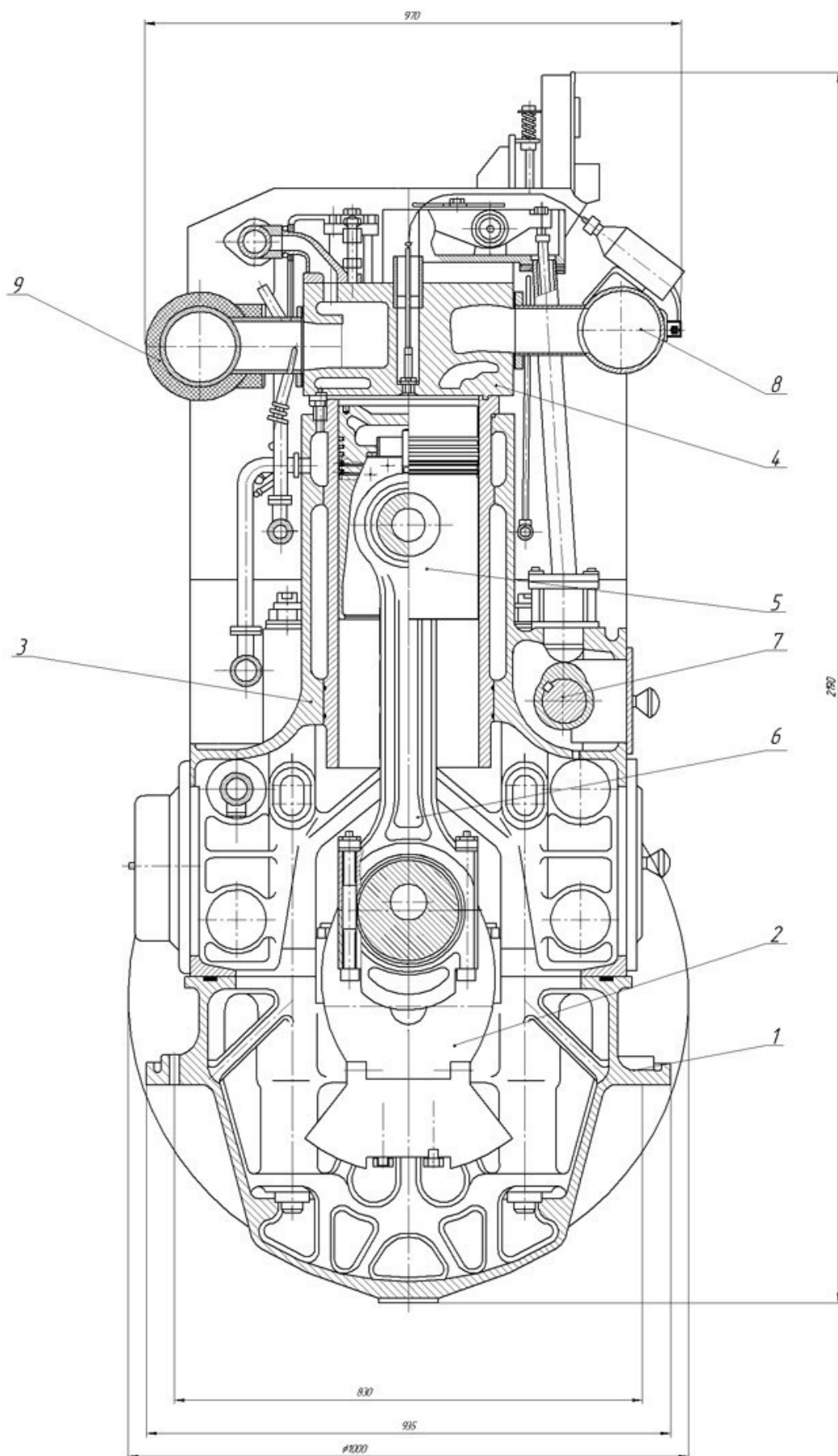
Система пуску - пневматична, подачею в циліндри стисненого повітря тиском 25-30 кгс/см²; складається з пускового балона, автоматизованого компресора підкачування пускового балона, головного пускового клапана, повітророзподільника золотникового типу й пускових клапанів на кришках циліндрів[8].

Паливо. Для роботи газового двигуна в якості альтернативного газового палива вибираємо звалищний газ, з теплотою згоряння 17-20 МДж/м³, що утворюється в результаті розкладання органічної частини твердих побутових відходів.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата			



					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата			

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна [9].

2.2.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	420	кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	500	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,5	
Число циліндрів	$I =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

2.2.2. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Тиск наддуву	$P_n =$	180	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,5	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	
Тиск залишкових газів	$P_r =$	170	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	850	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,38	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,81	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	

Природний газ

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$CH_4 =$	$R_{CH_4} =$
етан	$C_2H_6 =$	$R_{C_2H_6} =$
пропан	$C_3H_8 =$	$R_{C_3H_8} =$
бутан	$C_4H_{10} =$	$R_{C_4H_{10}} =$
пентан	$C_5H_{12} =$	$R_{C_5H_{12}} =$
вуглекислота	$CO_2 =$	$R_{CO_2} =$
оксид вуглецю	$CO =$	$R_{CO} =$
азот	$N_2 =$	$R_{N_2} =$
кисень	$O_2 =$	$R_{O_2} =$
водень	$H_2 =$	$R_{H_2} =$

Нижча теплота згоряння газу

$$Q_n = 126CO + 108H_2 + 358CH_4 + 636C_2H_6 + 910C_3H_8 + 1186C_4H_{10} + 1460C_5H_{12}$$

Нижча теплота згоряння газу

$$Q_H = 19518 \text{ кДж/м}^3$$

2.2.3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

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

$$L_0 = 5,095 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 8,643 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{\text{CO}_2} = 1,010 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,020 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0,535 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 6,128 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 8,693 \text{ кмоль/кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,050 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,006$$

2.2.4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_n = 356 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{int} = T_n - (20 - 40), K$$

$$\text{число з інтервалу} = 25$$

$$\Delta T_{int} = 331 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{cm} = 330 \text{ K}$$

де $T_{gaz} = 320 \text{ K}$ - 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(на початку стиску).

$$P_d = 162 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,047$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_6} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\Phi_c = 0,869$$

Температура газоповітряної суміші в кінці впуску (на початку стиску).

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

$$T_d = 363 \text{ K}$$

2.2.5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3886 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 871 \text{ K} \quad t_c = 598 ^\circ\text{C}$$

2.2.6. Параметри процесу згорання.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,006$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,116$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,117$$

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

$$R_{O_2} = 0,062$$

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

$$R_{N_2} = 0,705$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 23,664 + 1591 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

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

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 41,3405 + 2428 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 26,67 + 4438 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 25,16$$

$$b = 184,54$$

Теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$mCv_{zn} = 37,671 \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

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:

$$a = 24,47$$
$$b = 8,27$$

де $mCv_{нов} = 22,709 + 1298 \times 10^{-5} \times t_c$ - 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:

$$A = 185,56$$
$$B = 25,30$$
$$C = 53793,54$$

Звідки:

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

$$t_z = 1870 ^\circ C$$

$$T_z = 2143 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 9617 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,47$$

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

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$\delta = 10$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\varepsilon} = 541 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 1205 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 955 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 819 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 3,61$$

2.2.8. Індикаторні показники робочого циклу.
Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1087 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,418$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,441 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

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.

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

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

$$C_{II} = 5,67 \text{ м/с}$$

$$P_M = 138 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 949 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,87$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,36$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \text{ м}^3 / \text{квт} \times 200$$

$$g_e = 0,506 \text{ м}^3 / \text{квт} \text{ год}$$

Годинна витрата газу.

$$B = g_e \times P_e, \text{ м}^3 / 200$$

$$B = 212,32 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 106,17 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 17,69 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}}$$

$$d_{PP} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 255 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 347 \text{ мм}$$

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.

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

$$V_s = 16,681 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 396 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 408 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 5,9 \%$$

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

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

2.2.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	420	кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	500	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,5	
Число циліндрів	$I =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

2.2.2. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Тиск наддуву	$P_H =$	180	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,5	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	
Тиск залишкових газів	$P_r =$	170	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	850	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,38	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,81	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	

Природний газ

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$CH_4 =$	$R_{CH_4} =$
етан	$C_2H_6 =$	$R_{C_2H_6} =$
пропан	$C_3H_8 =$	$R_{C_3H_8} =$
бутан	$C_4H_{10} =$	$R_{C_4H_{10}} =$
пентан	$C_5H_{12} =$	$R_{C_5H_{12}} =$
вуглекислота	$CO_2 =$	$R_{CO_2} =$
оксид вуглецю	$CO =$	$R_{CO} =$
азот	$N_2 =$	$R_{N_2} =$
кисень	$O_2 =$	$R_{O_2} =$
водень	$H_2 =$	$R_{H_2} =$

Нижча теплота згоряння газу

$$Q_H = 126CO + 108H_2 + 358CH_4 + 636C_2H_6 + 910C_3H_8 + 1186C_4H_{10} + 1460C_5H_{12}$$

Нижча теплота згоряння газу

$$Q_H = 35284 \text{ кДж/м}^3$$

2.2.3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

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

$$L_0 = 9,357 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 15,036 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{\text{CO}_2} = 1,040 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,930 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0,983 \text{ кмоль/кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 11,098 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 15,051 \text{ кмоль/кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,015 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,001$$

2.2.4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_n = 356 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{int} = T_n - (20 - 40), K$$

$$\text{число з інтервалу} = 25$$

$$\Delta T_{int} = 331 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{cm} = 331 \text{ K}$$

де $T_{gaz} = 320 \text{ K}$ - 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(на початку стиску).

$$P_d = 162 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,047$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_6} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\Phi_c = 0,869$$

Температура газоповітряної суміші в кінці впуску (на початку стиску).

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

$$T_d = 364 \text{ K}$$

2.2.5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3886 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 872 \text{ К} \quad t_c = 599^\circ\text{C}$$

2.2.6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,001$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,069$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,128$$

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

$$R_{O_2} = 0,065$$

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

$$R_{N_2} = 0,737$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 23,664 + 1591 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

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

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 41,3405 + 2428 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 26,67 + 4438 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 24,32$$

$$b = 182,88$$

Теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$mCv_{zn} = 42,501 \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

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:

$$a = 24,04$$
$$b = 8,21$$

де $mCv_{нов} = 22,709 + 1298 \times 10^{-5} \times t_c$ - 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:

$$A = 183,06$$
$$B = 24,34$$
$$C = 55096,18$$

Звідки:

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

$$t_z = 1971 ^\circ C$$

$$T_z = 2244 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 10011 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,58$$

$$\Delta\lambda = 3,0 \%$$

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$\delta = 10$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\varepsilon} = 563 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 1262 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 997 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

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

$$T_r = 847 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_{\varepsilon}|}{T_r^3} \times 100 \% = 0,39$$

2.2.8. Індикаторні показники робочого циклу.
 Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1156 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,428$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,238 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

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.

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

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

$$C_{\Pi} = 5,67 \text{ м/с}$$

$$P_M = 138 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 1018 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,88$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,38$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \text{ м}^3 / \text{квт} \times 200$$

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

Годинна витрата газу.

$$B = g_e \times P_e, \text{ м}^3 / 200$$

$$B = 113,605 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 98,99 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,50 \text{ л}$$

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.

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

$$V_s = 16,681 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 425 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 422 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 1,1 \%$$

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

2.3. Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

2.3.1 Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	420	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	500	хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	250	мм
хід поршня:	$S =$	340	мм
число циліндрів:	$i =$	6	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	35284	кДж/нм ³
годинна витрата газу:	$B_r =$	113,61	м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,428	
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,38	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	15,036	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	15,051	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	997	К
температура на початку стиску	$T_d =$	364	К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі:

$$mC_v = 25,59 \text{ кДж/кмоль К}$$

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі:

$$mC_v = 24,4 \text{ кДж/кмоль К}$$

середній індикаторний тиск:

$$P_{mi} = 1156 \text{ кПа}$$

Рівняння теплового балансу.

2.3.2. Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

2.3.3. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$$Q_{II} = 1113456 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_n приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 420000 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 37,72 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 420000 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,00 \%$$

похибка не перевищує 1%

2.3.4. 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 насоса.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,08-0,16$	0,12
$W_{ст.} = 0$	$W_{вип.} = 0,01-0,05$	0,03

$$Q_w = 167018 \text{ Дж/с}$$

2.3.5. 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 $a=0,034$ $v=0,0113$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30$$

середня швидкість поршня

$$C_m = 5,67 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 98,033 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 58,820 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 24,530 \text{ кВт}$$

2.3.6. Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 24530 \text{ Дж/с}$$

2.3.7. Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 191548 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

$$K = 1,2$$

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

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

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

$$\Delta T_v = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00686 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,90$$

$$P_{в.н.} = 0,747 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 747 \text{ Дж/с}$$

2.3.8. Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\text{в}} = 192295 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 17,27 \%$$

2.3.9. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 33,902 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 32,714 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{\Gamma} = 464558 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 41,72 \%$$

2.3.10. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на

привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,04$$

тоді

$$Q_{MD} = 40434 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 15157 \text{ Дж/с}$$

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

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

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

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

$$\Delta T_m = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,000965 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

η_m=0,8–0,9 механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,90$$

$$P_{M.H.} = 0,375 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 375 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 15533 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 1,4 \%$$

2.3.11. Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 21071 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,89 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця № 3.1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	420000	37,7
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	192295	17,3
теплота, яка виноситься випускними газами	464558	41,7
теплота, яка відводиться маслом	15533	1,4
невраховані теплові втрати	21071	1,89
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1113456	100,0

2. 4 Розрахунок індикаторної діаграми.

2.4.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,080 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,162 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,38	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,0	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	9,617 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	3,886	77,7	9,617	192,3	3,39
1,25	2,856	57,1	7,276	145,5	
1,5	2,221	44,4	5,793	115,9	
1,75	1,795	35,9	4,778	95,6	
2	1,493	29,9	4,043	80,9	2,5503
3	0,853	17,1	2,436	48,7	1,5825
4	0,574	11,5	1,700	34,0	1,1264
5	0,422	8,4	1,286	25,7	0,8646
6	0,328	6,6	1,024	20,5	0,6963
7	0,265	5,3	0,845	16,9	0,5796
8	0,220	4,4	0,715	14,3	0,4944
9	0,187	3,7	0,617	12,3	0,4296
10	0,162	3,2	0,541	10,8	0,3788
$P_{mi}^D =$					1,14

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$P_{міср} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi\text{ ср}} = 1,11$$

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

Похибка не перевищує 10 %

2.4.2. 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.

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

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

$P_r = 0,170 \text{ МПа}$ Тиск залишкових газів.

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

$S = 340 \text{ мм}$ Хід поршня.

$P_c = 3,886 \text{ МПа}$ Тиск в кінці стиску.

$P_{\max} = 9,617 \text{ МПа}$ 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 $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	24	0,106	10,631
$f, \text{ДоВМТ}$	16	0,048	4,786
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	9	0,015	1,525

$b', \text{ПісляВМТ}$	142	1,833	183,350
$r', \text{ДоВМТ}$	22	0,090	8,966
$r'', \text{ПісляВМТ}$	23	0,098	9,782
$d', \text{ДоВМТ}$	142	1,833	183,350

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,4 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,25 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 4,858 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 97 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

для карбюраторних, і газових

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

$$P_{zd} = 8,174 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 163 \text{ мм}$$

Поправка Брікса

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

$$OO' = 20 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

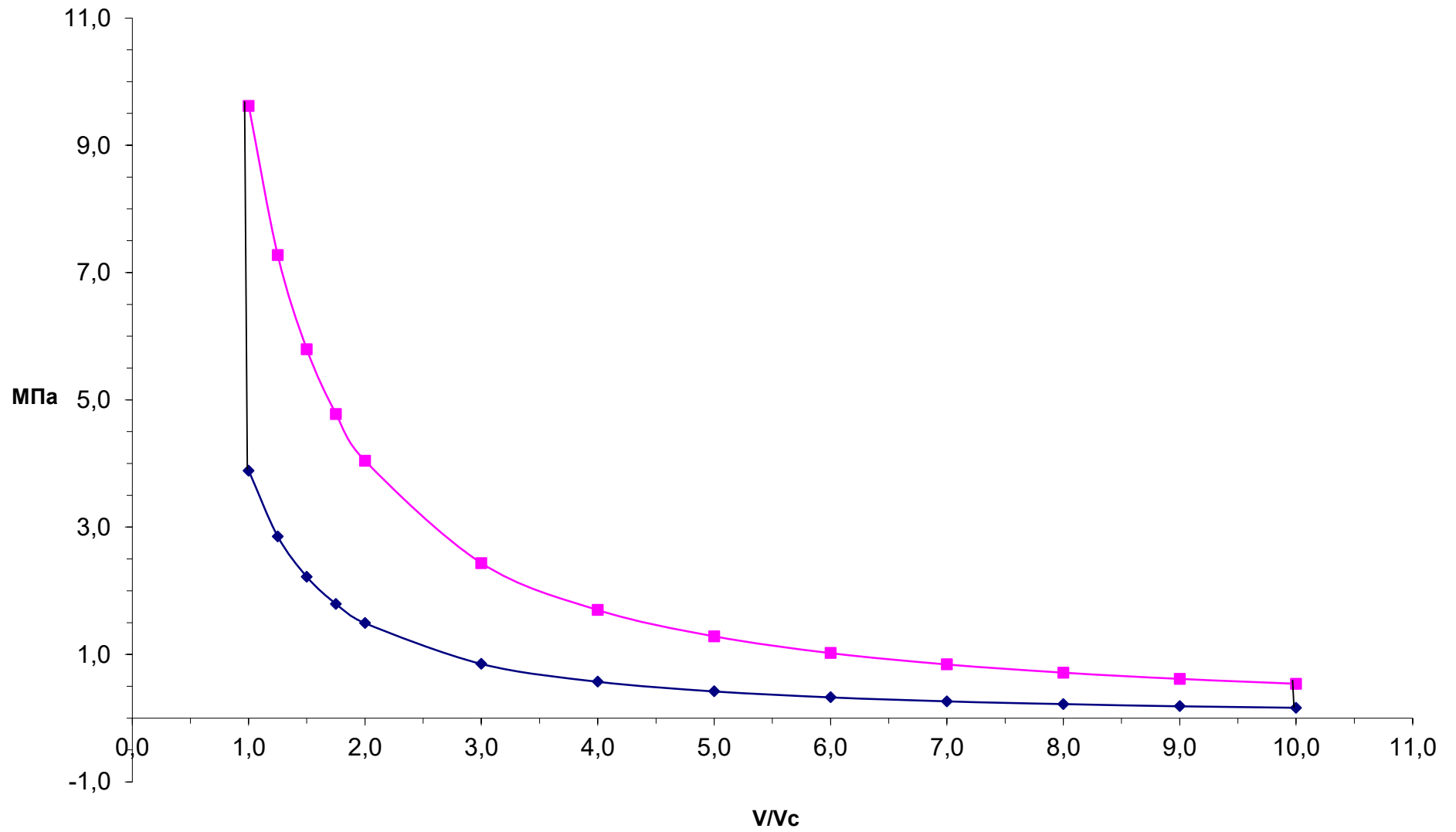
$$M_s = 1,700$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 12 \text{ мм}$$

Індикаторна діаграма



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	=	90,0 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
r	=	0,170 м	Радіус кривошипа.
ω	=	52,30 с ⁻¹	Кутова швидкість.
m_F	=	5 кН/мм	Масштаб сил.
P_d	=	162 кПа	Тиск в кінці впуску

$P_a =$	100 кПа	Атмосферний тиск
$n_1 =$	1,38	Показник політропи стиску
$n_2 =$	1,25	Показник політропи розширення
$P_{\max} =$	9617 кПа	Теоретичний тиск згорання
$P_{zd} =$	8175 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''} =$	3886 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
$P_r =$	170 кПа	Тиск залишкових газів
$P_b =$	541 кПа	Тиск в кінці розширення
$d =$	0,25 м	Діаметр циліндра
$S =$	0,34 м	Хід поршня
$\varepsilon =$	10	Ступінь стиску
$n =$	500 хв ⁻¹	Частота обертання

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

робочий об'єм

$$V_s = 0,0166813 \text{ м}^3$$

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

об'єм камери стиску

$$V_c = 0,0018535 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{ м}^3}$$

повний об'єм

$$V_a = 0,0185347 \text{ м}^3$$

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

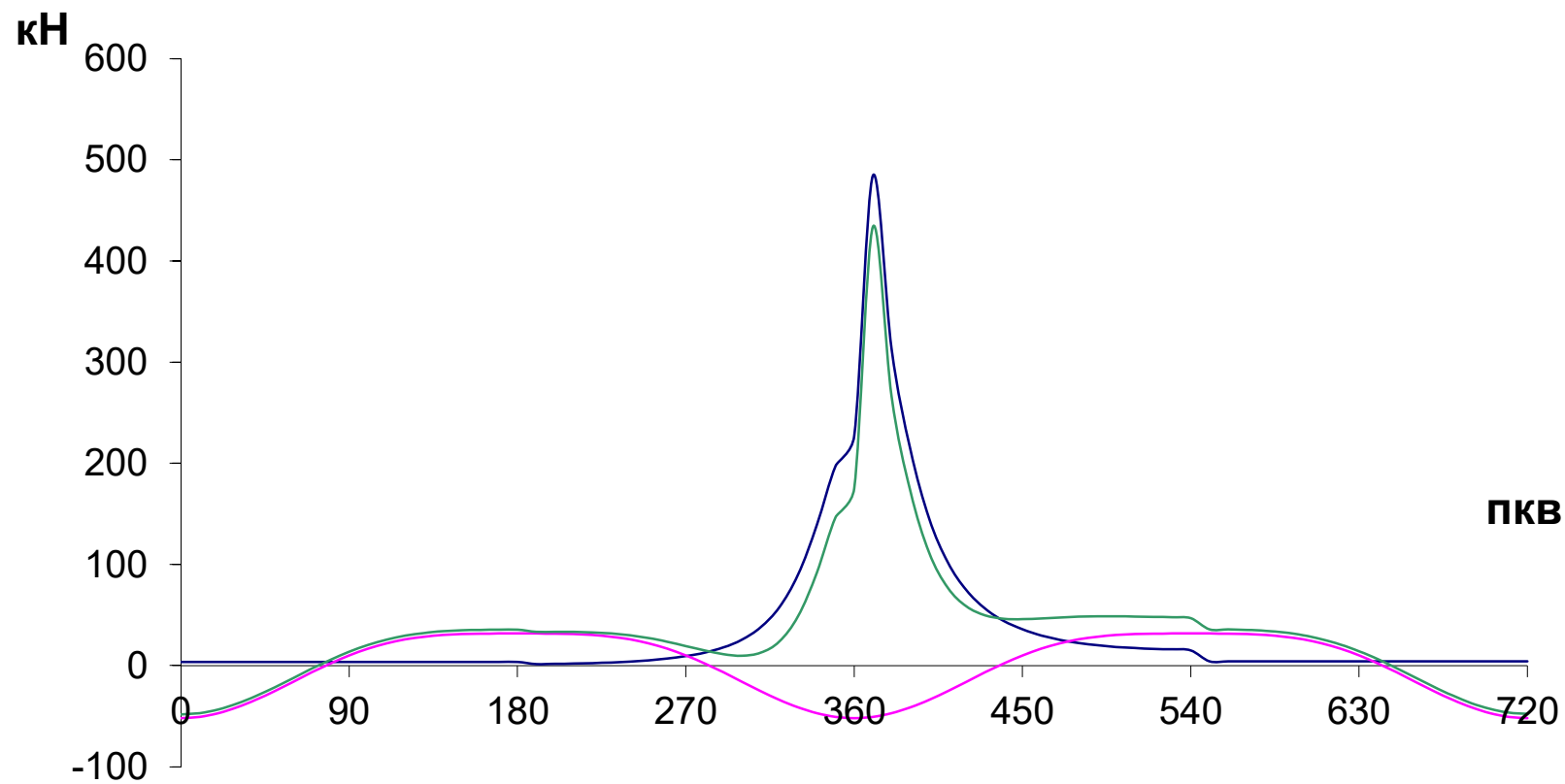
Результати динамічного розрахунку.

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	0,0019	3,72	-51,8939	-48,174	0	-48,174	0	0,744	-10,379	-9,6348	0	-9,6348	0
10	0,002	3,72	-50,6524	-46,932	-1,9576	-45,879	-10,078	0,744	-10,13	-9,3865	-0,3915	-9,1759	-2,0155
20	0,0026	3,72	-47,0202	-43,3	-3,5663	-39,469	-18,161	0,744	-9,404	-8,66	-0,7133	-7,8938	-3,6322
30	0,0035	3,72	-41,2651	-37,545	-4,5382	-30,246	-22,703	0,744	-8,253	-7,509	-0,9076	-6,0492	-4,5406
40	0,0047	3,72	-33,803	-30,083	-4,6971	-20,026	-22,935	0,744	-6,7606	-6,0166	-0,9394	-4,0051	-4,587
50	0,0062	3,72	-25,1565	-21,437	-4,0095	-10,708	-18,999	0,744	-5,0313	-4,2873	-0,8019	-2,1415	-3,7997
60	0,0079	3,72	-15,903	-12,183	-2,5887	-3,8496	-11,845	0,744	-3,1806	-2,4366	-0,5177	-0,7699	-2,369
70	0,0096	3,72	-6,61938	-2,8994	-0,6712	-0,3609	-2,9541	0,744	-1,3239	-0,5799	-0,1342	-0,0722	-0,5908
80	0,0115	3,72	2,17109	5,8911	1,433	-0,3882	6,0504	0,744	0,4342	1,1782	0,2866	-0,0776	1,2101
90	0,0133	3,72	10,044	13,764	3,4028	-3,4028	13,764	0,744	2,0088	2,7528	0,6806	-0,6806	2,7528
100	0,015	3,72	16,7054	20,425	4,9684	-8,4398	19,252	0,744	3,3411	4,0851	0,9937	-1,688	3,8505
110	0,0166	3,72	22,0077	25,728	5,9557	-14,396	22,139	0,744	4,4015	5,1455	1,1911	-2,8792	4,4278
120	0,0181	3,72	25,947	29,667	6,3038	-20,293	22,54	0,744	5,1894	5,9334	1,2608	-4,0586	4,5081
130	0,0193	3,72	28,6447	32,365	6,0535	-25,441	20,902	0,744	5,7289	6,4729	1,2107	-5,0882	4,1803
140	0,0204	3,72	30,3148	34,035	5,3141	-29,488	17,806	0,744	6,063	6,807	1,0628	-5,8976	3,5613
150	0,0212	3,72	31,2211	34,941	4,2235	-32,372	13,813	0,744	6,2442	6,9882	0,8447	-6,4743	2,7626
160	0,0218	3,72	31,6319	35,352	2,9117	-34,216	9,355	0,744	6,3264	7,0704	0,5823	-6,8432	1,871
170	0,0221	3,72	31,7759	35,496	1,4806	-35,214	4,7057	0,744	6,3552	7,0992	0,2961	-7,0427	0,9411
180	0,0223	3,72	31,806	35,526	0,00	-35,526	0,00	0,744	6,3612	7,1052	0,00	-7,1052	0,00
190	0,0221	1,6079	31,7759	33,384	-1,39	-33,118	-4,43	0,3216	6,3552	6,6768	-0,2785	-6,6237	-0,8851
200	0,0218	1,779	31,6319	33,411	-2,7518	-32,337	-8,8414	0,3558	6,3264	6,6822	-0,5504	-6,4674	-1,7683
210	0,0212	2,0787	31,2211	33,3	-4,0251	-30,851	-13,164	0,4157	6,2442	6,66	-0,805	-6,1702	-2,6328
220	0,0204	2,5309	30,3148	32,846	-5,1285	-28,458	-17,184	0,5062	6,063	6,5691	-1,0257	-5,6916	-3,4368
230	0,0193	3,1737	28,6447	31,818	-5,9513	-25,011	-20,549	0,6347	5,7289	6,3637	-1,1903	-5,0023	-4,1098
240	0,0181	4,0655	25,947	30,012	-6,3772	-20,529	-22,803	0,8131	5,1894	6,0025	-1,2754	-4,1058	-4,5606

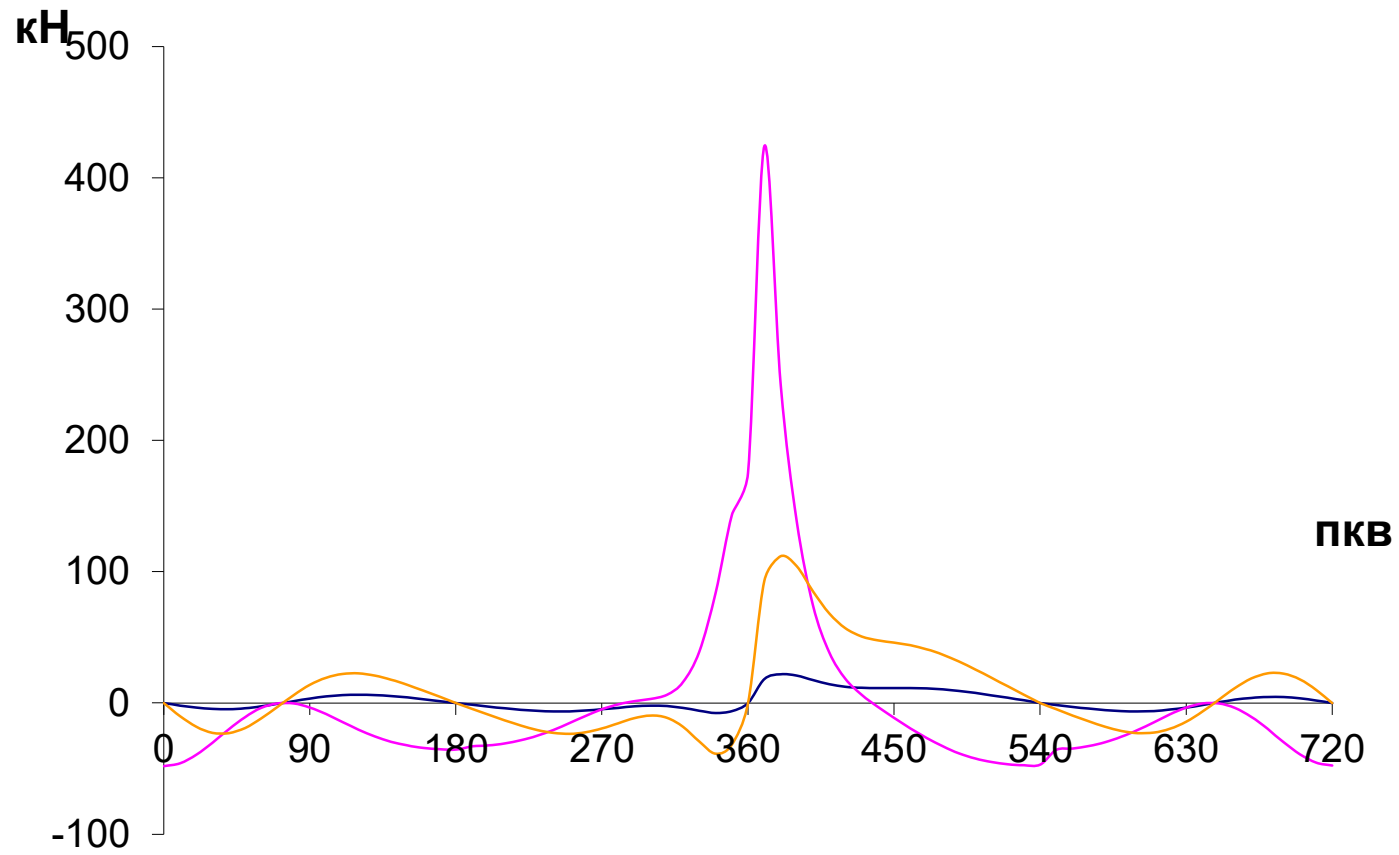
250	0,0166	5,2957	22,0077	27,303	-6,3204	-15,278	-23,495	1,0591	4,4015	5,4607	-1,2641	-3,0555	-4,699
260	0,015	7,002	16,7054	23,707	-5,7667	-9,7959	-22,346	1,4004	3,3411	4,7415	-1,1533	-1,9592	-4,4692
270	0,0133	9,4024	10,044	19,446	-4,8076	-4,8076	-19,446	1,8805	2,0088	3,8893	-0,9615	-0,9615	-3,8893
280	0,0115	12,851	2,17109	15,022	-3,6539	-0,99	-15,428	2,5701	0,4342	3,0043	-0,7308	-0,198	-3,0856
290	0,0096	17,939	-6,61938	11,32	-2,6204	1,4092	-11,533	3,5878	-1,3239	2,2639	-0,5241	0,2818	-2,3067
300	0,0079	25,691	-15,903	9,7876	-2,0797	3,0927	-9,5162	5,1381	-3,1806	1,9575	-0,4159	0,6185	-1,9032
310	0,0062	37,904	-25,1565	12,748	-2,3844	6,3677	-11,298	7,5809	-5,0313	2,5496	-0,4769	1,2735	-2,2596
320	0,0047	57,711	-33,803	23,908	-3,7329	15,915	-18,227	11,542	-6,7606	4,7815	-0,7466	3,183	-3,6454
330	0,0035	89,992	-41,2651	48,727	-5,8898	39,254	-29,464	17,998	-8,253	9,7454	-1,178	7,8508	-5,8928
340	0,0026	139,25	-47,0202	92,229	-7,5962	84,068	-38,682	27,85	-9,404	18,446	-1,5192	16,814	-7,7364
350	0,002	197,53	-50,6524	146,88	-6,1266	143,58	-31,539	39,506	-10,13	29,376	-1,2253	28,717	-6,3077
360	0,0019	227,16	-51,8939	175,27	0	175,27	0	45,432	-10,379	35,053	0	35,053	0
370	0,002	484,5	-50,6524	433,85	18,097	424,11	93,158	96,9	-10,13	86,77	3,6193	84,823	18,632
380	0,0026	313,48	-47,0202	266,46	21,947	242,89	111,76	62,697	-9,404	53,293	4,3893	48,578	22,352
390	0,0035	213,54	-41,2651	172,28	20,824	138,78	104,17	42,708	-8,253	34,455	4,1647	27,757	20,834
400	0,0047	145,45	-33,803	111,65	17,432	74,32	85,118	29,09	-6,7606	22,329	3,4864	14,864	17,024
410	0,0062	102,09	-25,1565	76,935	14,39	38,43	68,186	20,418	-5,0313	15,387	2,878	7,686	13,637
420	0,0079	74,455	-15,903	58,552	12,441	18,501	56,928	14,891	-3,1806	11,71	2,4883	3,7003	11,386
430	0,0096	56,403	-6,61938	49,784	11,524	6,1976	50,723	11,281	-1,3239	9,9567	2,3049	1,2395	10,145
440	0,0115	44,257	2,17109	46,428	11,293	-3,0597	47,684	8,8514	0,4342	9,2857	2,2587	-0,6119	9,5368
450	0,0133	35,853	10,044	45,897	11,347	-11,347	45,897	7,1706	2,0088	9,1794	2,2694	-2,2694	9,1794
460	0,015	29,899	16,7054	46,604	11,336	-19,257	43,928	5,9798	3,3411	9,3209	2,2673	-3,8514	8,7856
470	0,0166	25,604	22,0077	47,611	11,022	-26,641	40,97	5,1207	4,4015	9,5223	2,2043	-5,3282	8,1941
480	0,0181	22,469	25,947	48,416	10,288	-33,118	36,786	4,4939	5,1894	9,6833	2,0576	-6,6236	7,3572
490	0,0193	20,175	28,6447	48,82	9,1311	-38,375	31,529	4,035	5,7289	9,7639	1,8262	-7,6751	6,3057
500	0,0204	18,508	30,3148	48,823	7,6231	-42,3	25,543	3,7016	6,063	9,7645	1,5246	-8,4601	5,1086
510	0,0212	17,328	31,2211	48,549	5,8683	-44,979	19,193	3,4657	6,2442	9,7099	1,1737	-8,9958	3,8385
520	0,0218	16,543	31,6319	48,175	3,9678	-46,627	12,748	3,3086	6,3264	9,635	0,7936	-9,3253	2,5497
530	0,0221	16,093	31,7759	47,869	1,9967	-47,489	6,346	3,2187	6,3552	9,5739	0,3993	-9,4977	1,2692

540	0,0223	15,09	31,806	46,896	0	-46,896	0	3,018	6,3612	9,3792	0	-9,3792	0
550	0,0221	4,2	31,7759	35,976	-1,5006	-35,69	-4,7693	0,84	6,3552	7,1952	-0,3001	-7,138	-0,9539
560	0,0218	4,2	31,6319	35,832	-2,9512	-34,68	-9,482	0,84	6,3264	7,1664	-0,5902	-6,9361	-1,8964
570	0,0212	4,2	31,2211	35,421	-4,2815	-32,816	-14,003	0,84	6,2442	7,0842	-0,8563	-6,5633	-2,8005
580	0,0204	4,2	30,3148	34,515	-5,3891	-29,904	-18,057	0,84	6,063	6,903	-1,0778	-5,9808	-3,6115
590	0,0193	4,2	28,6447	32,845	-6,1432	-25,818	-21,212	0,84	5,7289	6,5689	-1,2286	-5,1636	-4,2423
600	0,0181	4,2	25,947	30,147	-6,4058	-20,621	-22,905	0,84	5,1894	6,0294	-1,2812	-4,1242	-4,581
610	0,0166	4,2	22,0077	26,208	-6,0668	-14,664	-22,552	0,84	4,4015	5,2415	-1,2134	-2,9329	-4,5104
620	0,015	4,2	16,7054	20,905	-5,0852	-8,6381	-19,705	0,84	3,3411	4,1811	-1,017	-1,7276	-3,941
630	0,0133	4,2	10,044	14,244	-3,5215	-3,5215	-14,244	0,84	2,0088	2,8488	-0,7043	-0,7043	-2,8488
640	0,0115	4,2	2,17109	6,3711	-1,5497	-0,4199	-6,5434	0,84	0,4342	1,2742	-0,3099	-0,084	-1,3087
650	0,0096	4,2	-6,61938	-2,4194	0,5601	-0,3012	2,465	0,84	-1,3239	-0,4839	0,112	-0,0602	0,493
660	0,0079	4,2	-15,903	-11,703	2,4867	-3,6979	11,378	0,84	-3,1806	-2,3406	0,4973	-0,7396	2,2757
670	0,0062	4,2	-25,1565	-20,957	3,9197	-10,468	18,573	0,84	-5,0313	-4,1913	0,7839	-2,0936	3,7146
680	0,0047	4,2	-33,803	-29,603	4,6222	-19,706	22,569	0,84	-6,7606	-5,9206	0,9244	-3,9412	4,5138
690	0,0035	4,2	-41,2651	-37,065	4,4802	-29,859	22,413	0,84	-8,253	-7,413	0,896	-5,9718	4,4825
700	0,0026	4,2	-47,0202	-42,82	3,5268	-39,032	17,959	0,84	-9,404	-8,564	0,7054	-7,8063	3,5919
710	0,002	4,2	-50,6524	-46,452	1,9376	-45,41	9,9746	0,84	-10,13	-9,2905	0,3875	-9,082	1,9949
720	0,0019	4,2	-51,8939	-47,694	0	-47,694	0	0,84	-10,379	-9,5388	0	-9,5388	0

Сили газів, інерції, дійсна



Сили радіальна, дотична, нормальна



3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Дослідження ефективних показників робочого процесу газового двигуна

Метою та завданням для випускної кваліфікаційної роботи було дослідження ефективних та економічних показників газового двигуна потужністю $P_e = 420$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі. В якості альтернативи природному газу на якому працює двигун-прототип вибираємо пропонується використати звалищний газ, з нижчою теплотою згоряння 19518 кДж/м³, що утворюється в результаті розкладання органічної частини твердих побутових відходів.

Був здійснений аналітичний розрахунок робочого процесу поршневого газового двигуна за однакових умов завдання але з різними складовими газоподібного палива. Отримані результати аналітичного розрахунку робочого процесу газових поршневих двигунів в двох варіантах зводимо в таблицю 3.1

Таблица 3. 1

Отримані результати розрахунку газодизеля 6 ГЧН 25/34

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Природний газ	Звалищний газ
1	Q_H , кДж/м ³	35284	19518
2	l_0 , кмоль / кмоль	9,357	5,095
3	M_1 , кмоль/ кмоль	15,036	8,643
4	M_{CO_2} , кмоль/ кмоль	1,040	1,010
5	M_{H_2O} , кмоль/ кмоль	1,930	1,020
6	M_{O_2} , кмоль/ кмоль	0,983	0,535
7	M_{N_2} , кмоль/ кмоль	11,098	6,128
8	M_2 , кмоль/ кмоль	15,051	8,693
9	R_{CO_2} %	6,9	11,6
10	R_{H_2O} %	12,8	11,7

					ПННІ НУК 131.61.24.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11	R _{o2} %	6,5	6,2
12	R _{N2} %	73,7	70,5
13	P _{max} , кПа	10011	9617
14	η _м	0,88	
15	P _{ме} , кПа	1018	949
16	η _е	0,38	0,36
18	V _е , м³/кВт*год	0,270	0,506
20	V _г , м³/год	114	212
21	P _{ер} , кВт	425	396

Для дослідження заданих ефективних та екологічних показників газового двигуна при його експлуатації необхідно оцінити вплив різноманітних як ефективних так і економічних показників на параметри його роботи [9].

До ефективних показників роботи поршневого двигуна відносяться - середній ефективний тиск P_{me} (кПа), ефективна потужність двигуна P_e (кВт), ефективний коефіцієнт корисної дії η_e , питома ефективна витрата газоподібного палива V_e (м³/кВт*год).

Виконавши розрахунок робочого процесу газового поршневого двигуна який працює на природному газі та на звалищному ми можемо порівняти отриманні ефективні показники робочого процесу цих двигунів:

- при використанні в якості газоподібного палива звалищного газу – можна побачити зменшення величини середнього ефективного тиску P_{me} на 69 кПа (на 7,5%), в порівнянні з роботою на природному газі;

- ефективна потужність P_e двигуна при роботі на звалищному газі також зменшилася. Зменшення відбулося на 29 кВт. (також на 7,5%), так як величина ефективної потужності двигуна прямопропорційно залежить від середнього ефективного тиску P_{me} .

					ПННІ НУК 131.61.24.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Дослідження екологічних та економічних показників робочого процесу газового двигуна

До економічних показників робочого процесу газового двигуна відносяться питома індикаторна та ефективна витрата газоподібного палива. першу чергу потрібно вважати витрату палива. Також до економічних показників можна віднести годину витрату палива, але при цьому потрібно враховувати потужність двигуна.

Проводячи аналітичний розрахунок робочого процесу ми вияснили, що при роботі газового двигуна на такому паливі як звалищний газ маємо нижчу теплоту згоряння $Q_n = 19518 \text{ кДж/м}^3$, в той час як теплоту згоряння даного природного газу $Q_n = 35284 \text{ кДж/м}^3$ (фактично нижча теплота згоряння звалищного газу це 55% від теплоти згоряння даного природного газу).

В результаті проведених розрахункових досліджень ми отримали наступні економічні показники. Питома ефективна витрата даного природного газу склала $V_e = 0,270 \text{ м}^3/\text{кВт*год.}$, а витрата палива при роботі на звалищному газі прогнозовано збільшилася на $0,236 \text{ м}^3/\text{кВт*год.}$, і має величину - $V_e = 0,506 \text{ м}^3/\text{кВт*год.}$

Якщо дану різницю визначити в відсотках то маємо збільшення на 55%. Ми маємо точно таку різницю у відсотках по нижчій теплоті згоряння газів.

В результаті розрахунків можемо зробити попередні висновки:

- при роботі двигуна на звалищному газі нижча теплота згоряння зменшилася на 55% від теплоти згоряння даного природного газу.
- величина на яку менша теплота згоряння звалищного газу (55%) прямопропорційно впливає і приводить до зменшення на ті же 55% годинну та ефективну витрату палива.

Економічність роботи двигунів неможливо порівнювати по годинній втраті палива, так як при цьому не враховується величина ефективної

					ПННІ НУК 131.61.24.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

потужності двигуна. Для порівняння економічність роботи двигунів вводиться такий параметр, як питома ефективна витрата теплоти.

Питома ефективна витрата теплоти - це витрата теплоти на вироблення одного кіловата ефективної потужності за одну годину роботи.

Питома ефективна витрата теплоти газових двигунів, кДж/(кВт*год):

$$q_e = V_{\Gamma} Q_{\text{H}}.$$

1. Розрахуємо витрату теплоти при роботі двигуна на природному газі
Нижча теплоти згоряння даного фракційного складу природного газу $Q_{\text{H}} = 35284 \text{ кДж/м}^3$, а година витрата природного газу $V_{\Gamma} = 114 \text{ м}^3/\text{год.}$ (таблиця 3.1)

Тоді кількість затраченого тепла за одну годину роботи на природному газі

$$З_{\text{T}} = Q_{\text{H}} * V_{\Gamma} = 35284 * 114 = 4\,022\,376 \text{ кДж/год.}$$

Визначаємо питому ефективну витрату теплоти для першого варіанта.

$$Q^1 = З_{\text{T}} / P_{\text{е}} = 4022376 / 425 = 9\,464 \text{ кДж/ кВт*год.}$$

2. Розрахуємо витрату теплоти при роботі двигуна на звалищному газі
Нижча теплоти згоряння даного фракційного складу звалищного газу $Q_{\text{H}} = 19518 \text{ кДж/м}^3$, а година витрата природного газу $V_{\Gamma} = 212 \text{ м}^3/\text{год.}$ (таблиця 3.1)

Тоді кількість затраченого тепла за одну годину роботи на звалищному газі

$$З_{\text{T}} = Q_{\text{H}} * V_{\Gamma} = 19518 * 212 = 4\,137\,816 \text{ кДж/год.}$$

Визначаємо питому ефективну витрату теплоти для другого варіанта.

$$Q^2 = З_{\text{T}} / P_{\text{е}} = 4137816 / 396 = 10\,449 \text{ кДж/ кВт*год.}$$

Попередній висновок: для виробки одного кіловата номінальної потужності для звалищного газу потрібно затратити на 10,5% теплоти більше ніж при роботі на природному газі.

					ПННІ НУК 131.61.24.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок.

- при використанні в якості газоподібного палива звалищного газу можна побачити зменшення величини середнього ефективного тиску P_{me} на 69 кПа (на 7,5%), в порівнянні з роботою на природному газі;
- ефективна потужність P_e двигуна при роботі на звалищному газі також зменшилася. Зменшення відбулося на 29 кВт. (також на 7,5%), так як величина ефективної потужності двигуна прямопропорційно залежить від середнього ефективного тиску P_{me} .
- при роботі двигуна на звалищному газі нижча теплота згоряння зменшилася на 55% від теплоти згоряння даного природного газу.
- величина на яку менша теплота згоряння звалищного газу (55%) прямопропорційно впливає і приводить до збільшення на ті же 55% годинну та ефективну витрату палива.
- для виробки одного кіловата номінальної потужності для звалищного газу потрібно затратити на 10,5% теплоти більше ніж при роботі на природному газі.

					ПННІ НУК 131.61.24.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Основним напрямом підвищення рівня безпеки праці є механізація та автоматизація виробничих процесів, застосування дистанційного керування технологічними процесами і операціями за наявності небезпечних та шкідливих виробничих факторів, використання роботів та маніпуляторів.

Механізація сприяє ліквідації тяжкої фізичної праці, підвищує її продуктивність, знижує рівень травматизму. Особливо важливе значення з точки зору охорони праці має механізація вантажно-розвантажувальних робіт, транспортування матеріалів, заготовок та виробів, подача їх в робочу зону для подальшої переробки чи обробки. Вищим ступенем механізації технологічних процесів є їх автоматизація. Вона сприяє ліквідації суттєвих відмінностей між фізичною і розумовою працею. При комплексній автоматизації усі технологічні операції виконуються послідовно без втручання людини. Основними вимогами з охорони праці, що ставляться до машин і механізмів, є їх безпечність для людини, надійність і зручність експлуатації.

Зручність експлуатації машин і механізмів досягається за рахунок удосконалення конструкції машин та робочого місця оператора, приведення їх у відповідність з біомеханічними, психофізіологічними та антропометричними характеристиками людини, використання контрольно-вимірювальних приладів та раціональним розміщення засобів відображення інформації, органів керування тощо. Важливе значення має також стан навколишнього середовища, яке може вплинути як на фізичний стан людини, так і на протікання технологічного процесу [10].

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

4.2. Охорона навколишнього середовища

Одним із необхідних умов праці являється забезпечення чистоти повітря та нормальних метеорологічних умов в робочій зоні приміщення. Мікроклімат виробничих приміщень визначається сукупністю показників які впливають на теплообмін організму людини. До них відносяться: температура повітря ($^{\circ}\text{C}$); відносна вологість повітря (%); швидкість руху повітря (м/с); інтенсивність теплового (інфрачервоного) опромінення (Вт/м^2); температура поверхні ($^{\circ}\text{C}$).

Усі параметри по одному, а також у комплексі впливають на фізіологічну функцію організму – його терморегуляцію і визначають самопочуття. При зміні зовнішніх умов середовища терморегуляція в організмі людини відбувається за рахунок посилення або послаблення фізіологічних процесів, що зумовлюють теплоутворення в організмі, а також впливають на тепловіддачу тіла людини в довкілля. Організм людини здатний підтримувати квазістійку температуру тіла при достатньо широких коливаннях параметрів навколишнього середовища. Санітарно-гігієнічне нормування мікроклімату здійснюється згідно з ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», які встановлюють оптимальні мікрокліматичні умови і допустимі параметри мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень [12].

Забруднення навколишнього середовища, яке виникає при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації двигун знаходиться у взаємозв'язку із навколишнім середовищем. При роботі двигун споживає повітря та воду, також скидає в атмосферу випускні гази, а в гідросферу – воду із двигуна, являється джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднення біосфери. В результаті недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушення правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварій сильно забруднюється біосфера.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і надає негативний вплив на флору та фауну.

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

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Дим, окрім забруднення біосфери, погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання та розсіювання світла утвореними частками.

В місці з відвідною від двигуна охолоджуючою рідиною системою, в землю можуть потрапляти і масло. Це може відбуватися із-за нещільності з'єднання систем, через сальники арматури і насосів тощо.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

Першим кроком на шляху зниження токсичності та димності відпрацьованих газів є вдосконалення систем запалювання. Конструкція свічки запалювання, її розташування у КЗ, а також енергія та тривалість іскрового розряду – всі ці параметри суттєво впливають на спалахування суміші, тривалість її згоряння й тому – на викиди токсинів з ВГ. Впливовість цих факторів зростає у прямій залежності від рівня збіднення суміші ($\alpha > 1$). Склад суміші у двигунах з іскровим запалюванням на відміну від дизелів змінюється у значно вужчих межах ($\alpha = 0,85...1,15$).

Концентрація CO й C_nH_m є мінімальною при роботі на збіднених сумішах (з $\alpha = 1,05...1,10$), але при цьому максимальною стає концентрація NO_x у ВГ [1,2].

Збіднення суміші понад $\alpha = 1,1$ може привести до зростання емісії C_nH_m . Пояснюється це тим, що знижується швидкість згоряння бідних

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

сумішей, збільшується по циклової нерівномірність і навіть можливі пропускання спалахувань у окремих циліндрах.

Емісія CO для бідних сумішей практично є постійною, а у багатих сумішах викиди CO збільшуються по мірі зменшення а внаслідок збільшення кількості надлишкового палива.

Збіднення суміші у всьому об'ємі КЗ приводить до зниження тепловиділення від одиничного об'єму суміші, що при постійності тепловиділення може привести або до передчасного гасіння полум'я, або до пропусків запалювання.

Для забезпечення стабільного спалахування суміші необхідне збільшення енергії, що підводиться, за рахунок подачі іскри. Перспективним є розшарування заряду із збагаченням біля свічки запалювання і створенням початкових усталених осередків запалювання та подальшим подовженням допалювання збіднених сумішей.

Підвищення енергії іскрового розряду дозволяє збільшувати кількість енергії, що підводиться до осередків запалювання сумішей, підвищуючи тим самим температуру у зоні спалахування, тобто забезпечити усталене (організоване й ефективне) повне згоряння сумішей.

При цьому можливе варіювання як тривалості розряду, так і кількості розрядів у кожному робочому циклі двигуна (багато іскровий розряд).

Тактність впливає на токсичність викидів. Так, двотактні двигуни у зв'язку з гіршими умовами очищення циліндрів від продуктів згоряння попереднього робочого циклу, а також більш раннім відкриттям випускних вікон відрізняються, в основному, значно більшими викидами неспалених залишків вуглеводнів [1,2].

Відпрацьовані гази представляють собою складну багатокомпонентну суміш газів, парів, краплин рідин і дисперсних твердих частинок. Всього відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згоряння містять біля 280 компонентів, серед яких можна виділити які містяться у

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

повітряному заряді, азот N_2 і кисень O_2 , продукти повного згоряння палива (діоксид вуглецю CO_2 і водяний пар H_2O), речовини, які утворюються в результаті термічного синтезу із повітря при високих температурах (оксиди азоту NO_x), продукти неповного згоряння палива (оксид вуглецю CO , вуглеводні CH_x , дисперсні тверді частинки, основним компонентом яких являється сажа), а також оксиди сірки, альдегіди. Крім продуктів згоряння палива в відпрацьованих газах містяться продукти згоряння змащувального масла та рідин, які утворюються із присадок до палива і масла.

Деяке збільшення викидів NO_x можна компенсувати рядом заходів:

- зменшення дійсного кута випередження впорскування палива;
- рециркуляція відпрацьованих газів;
- подача води на впуску [2].

4.4. Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Багато вчених встановили, що шум шкідливо діє не тільки на людину, але й на рослинний і тваринний світ. Виявлено, що шум сповільнює ріст рослин, у них спостерігається надмірне (навіть повне, що призводить до загибелі) виділення вологи через листя, можливе порушення структури клітин. Під дією надмірного шуму врожайність рослин зернової групи, особливо в природних смугах, зменшується у 2—3 рази.

Аналогічно впливає шум і на тварин. Тваринний організм, як і людський, унаслідок дії шуму зазнає значних розладів: нервових, серцево-судинних, погіршення слуху. До дії шуму тварина звикає ще повільніше, ніж людина. Шум особливо впливає на диких тварин, змушуючи їх покидати шумні лісові масиви з достатньою кількістю харчів, і переселятись у мал шумні території, де їх обмаль.

Тваринний організм має більш розвинуті органи чуття, верхня абсолютна межа чутливості його слухового аналізатора знаходиться нижче від верхньої межі аналізатора людини, тобто больовий поріг у багатьох

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

тварин досягається раніше, ніж у людини. Тому сильний шум такі тварини, як коти, собаки, а також деякі види птахів сприймають як больові сигнали.

Сильний шум нині справедливо називають "невидимою отрутою". Боротися з шумом і вібрацією нині — це значить продовжити життя на Землі.

Для запобігання шкідливої дії шуму на організм працюючих проводяться технічні, організаційні і профілактичні медичні заходи. До організаційних заходів відносяться: раціональне розташування виробничих ділянок, устаткування та робочих місць, постійний контроль режиму праці і відпочинку працівників, обмеження застосування обладнання та використання робочих місць, що не відповідають санітарно-гігієнічним вимогам. Технічні заходи прийнято поділяти на заходи, що спрямовані на зниження шуму у джерелі його виникнення, на шляху розповсюдження шуму та у зоні сприйняття. До заходів боротьби з шумом на шляху його розповсюдження відносяться: звукопоглинання, звукоізоляція, використання глушників шуму, звукоізоляційні укриття тощо.

Глушники є обов'язковою частиною машин та установок з двигунами внутрішнього згоряння, газотурбінними та пневматичними двигунами, вентиляторних та компресорних установок. Глушники бувають із звукопоглинальним матеріалом (активні), які поглинають звукову енергію, та без звукопоглинального матеріалу (реактивні), які відбивають звукову енергію назад до джерела

Вібрація буває загальною та локальною. Загальна вібрація діє на організм людини у цілому, а локальна – на окремі частини тіла. Наприклад, загальна вібрація діє при користуванні транспортними засобами, а локальна – на робітників, що працюють з електричним та пневматичним ручним інструментом[10,11].

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

Рівень шуму вироблений в результаті роботи поршневого двигуна визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб};$$

де:

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 500 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 500 \text{ хв}^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 420 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(500 + 420^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{500}{500}\right) \right] = 56,25 \text{Дб};$$

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями[10,11].

Основним джерелом виникнення транспортної вібрації є коливання, спричинені незрівноваженими силами інерції мас, які здійснюють обертальний і зворотно-поступальний рух, що виникають у вузлах, а також коливання, що виникають через нерівності дорожнього покриття.

Для зниження негативного впливу вібрацій на навколишнє середовище необхідно вживати заходів для їх зниження насамперед у джерелі виникнення або, якщо це неможливо, на шляхах поширення.

Засоби та методи віброзахисту за організаційною ознакою поділяються на методи індивідуального та колективного захисту.

Щодо джерела збудження вібрації методи колективного захисту поділяються на методи зниження параметрів вібрації впливом на джерело

збудження і на методи зниження параметрів вібрації у напрямку її поширення.

Зниження вібрацій у джерелі їх виникнення проводиться як на етапі проектування, так і при експлуатації. При створенні машин слід віддавати перевагу кінематичним і технологічним схемам, які б усували або максимально знижували динамічні процеси.

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей) [10,11].

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Засоби індивідуального захисту використовують у випадках, якщо інші заходи не забезпечують допустимих рівнів звуку. Вони поділяються на вкладиші у вигляді сформованих тампонів, якими закривають слуховий канал, проти шумні навушники, шлеми та каски.

Найбільшого розповсюдження набули вкладиші типу «Беруші» чи «Грибок» та навушники типу ВЦННІОТ-2м. Залежно від спектрального складу шуму вони дозволяють знизити рівні звукового тиску на 7 – 45 Дб[12].

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації двигуна і його допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

Двигун і всі допоміжні механізми і пристрої повинні експлуатуватися у відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;

не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;

необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;

постійно підтримувати чистими і сухими місця огляду дизельної установки і її допоміжних механізмів;

отвори і трубопроводи для наповнення і огляду баку рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;

дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;

не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;

при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент на деталях механізму руху;

пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією. При цьому обслуговуючий персонал повинен бути віддалений від дизельної установки;

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

забороняється підкачувати вручну паливо в циліндри двигуна під час його роботи;

слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;

при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ Докум	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

МЕТОЮ ТА ЗАВДАННЯМ для виконаної кваліфікаційної роботи було дослідження ефективних, екологічних та економічних показників роботи газового двигуна потужністю $P_e = 420$ кВт., який працює на альтернативному газовому паливі.

В якості альтернативи природному газу на якому працює двигун-прототип пропонується використати звалищний газ, з нижчою теплотою згоряння 19518 кДж/м³, що утворюється в результаті розкладання органічної частини твердих побутових відходів.

ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ роботи містить обґрунтування вибору альтернативного палива та опис конструкції проектного газового двигуна та його основних вузлів та елементів [8].

КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ містить тепловий розрахунок поршневого газового двигуна, розрахунок теоретичної та індикаторної діаграм, теплового балансу та сил діючих в кривошипно-шатунному механізмі.

В НАУКОВОМУ РОЗДІЛІ кваліфікаційної роботи були наведені результати аналітичного дослідження впливу газоподібного палива різної калорійності (природного та звалищного газу) на ефективні, економічні та екологічні показники роботи двигуна.

Показники аналітичного дослідження впливу виду палива на ефективні та економічні показники двигуна приведені в таблиці 3.1.

В результаті проведеного дослідження робимо попередні висновки:

- при використанні в якості газоподібного палива звалищного газу можна побачити зменшення величини середнього ефективного тиску P_{me} на 69 кПа (на 7,5%), в порівнянні з роботою на природному газі;
- ефективна потужність P_e двигуна при роботі на звалищному газі також зменшилася. Зменшення відбулося на 29 кВт. (також на 7,5%), так як величина ефективної потужності двигуна прямопропорційно залежить від середнього ефективного тиску P_{me} .

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- при роботі двигуна на звалищному газі нижча теплота згоряння зменшилася на 55% від теплоти згоряння даного природного газу.
- величина на яку менша теплота згоряння звалищного газу (55%) прямопропорційно впливає і приводить до збільшення на ті же 55% годинну та ефективну витрату палива.
- для виробки одного кіловата номінальної потужності для звалищного газу потрібно затратити на 10,5% теплоти більше ніж при роботі на природному газі.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

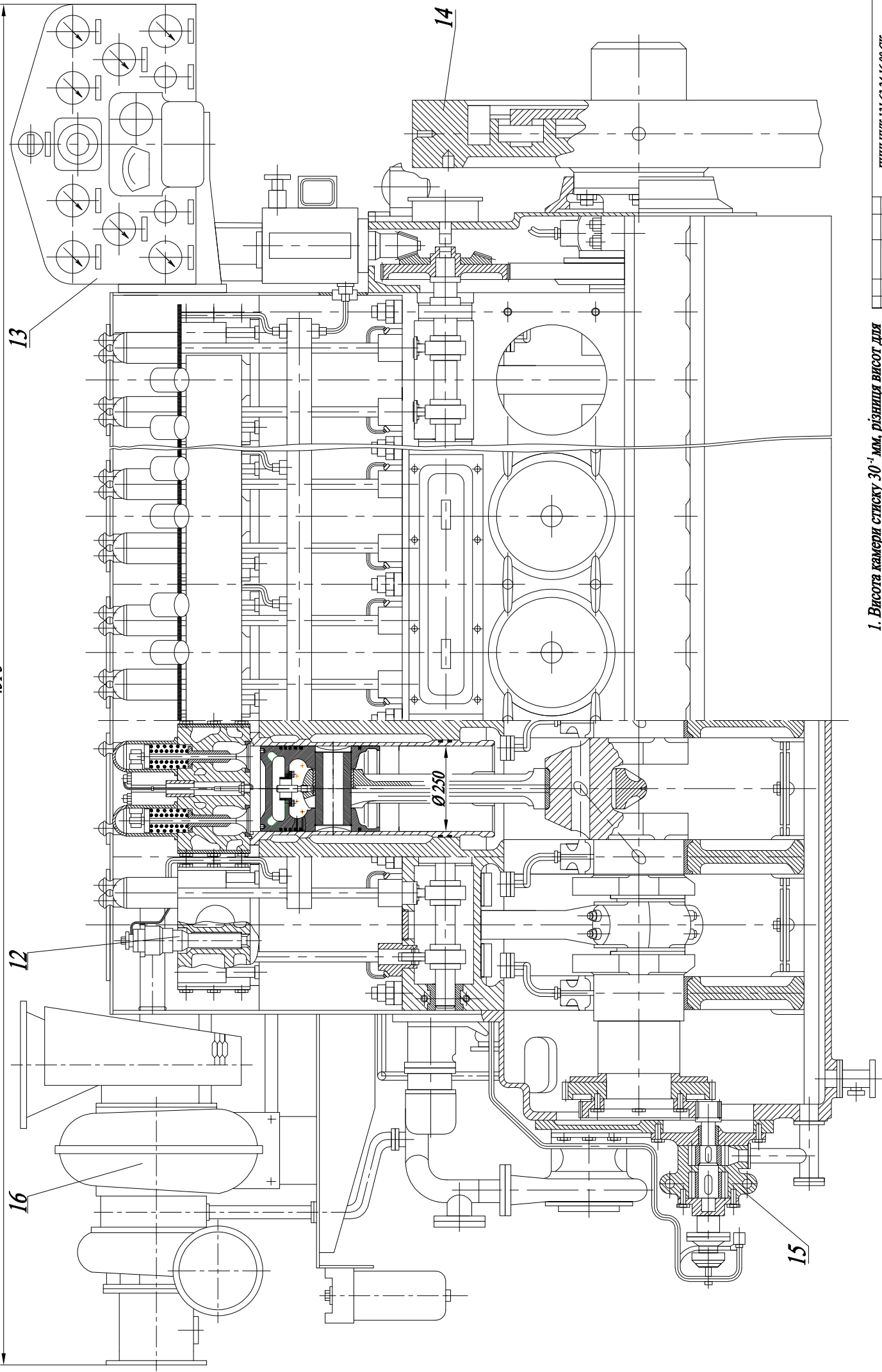
ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2007. – 476 с.
2. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 томах. Т. 5 Екологізація ДВЗ. – Харків: Прапор, 2004 – 360с.
3. А.И. Грабовенко С.М. Доценко В.И. Иодловский, Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6ГЧН 25/34. «Транспорт, экология, устойчивое развитие» // Варна. Болгария. Международный журнал №1 2017, - С. 17-24.
4. В.М. Бганцев, А.М. Лєвтеров, Н.Ю. Гладкова Розрахункове визначення впливу складу біогазу на характеристики транспортного двигуна. Двигатели внутреннего сгорания. – 2018. № 1. – С. 7- 14.
5. Доценко С.М., Тягнирядно Д.О., Фока Б.О. Утилізація тепла когенераційними установками з газовими поршневими двигунами. Збірник тез доповідей міжнародної конференції "Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії" 11–12.03. 2024 р. – Харків, ХНАДУ. с. 297-299.
6. 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.
7. М.Р Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин Эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридными установками непрерывного действия. Авиационно-космическая техника и технология //Научно-технический журнал, 2014, № 9(116) – С. 39 – 45.

					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

8. Газовий двигун-генератор ДвГА - 400. АТДВ «Первомайськдизельмаш». Інструкція з експлуатації. 188 - 0000 ІЕ. 2003.
9. 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, 2010.
10. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.
11. І. О. Григурко, М. Ф. Брендюля, С. М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.
12. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

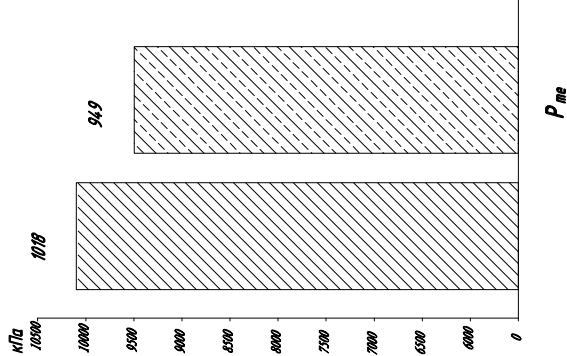
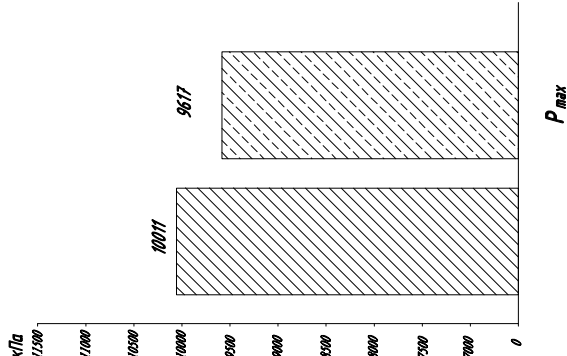
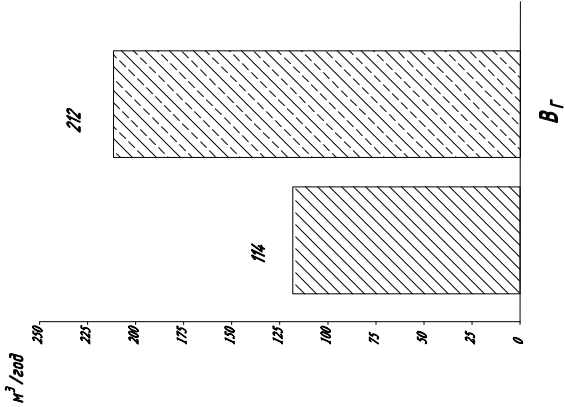
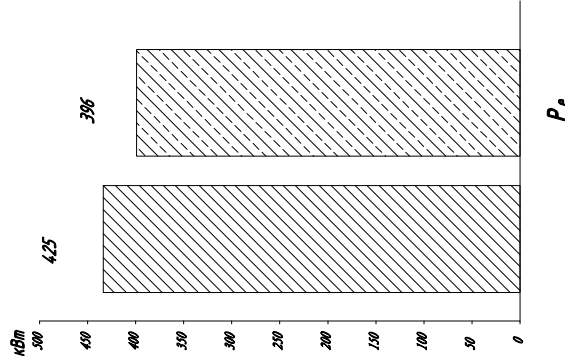
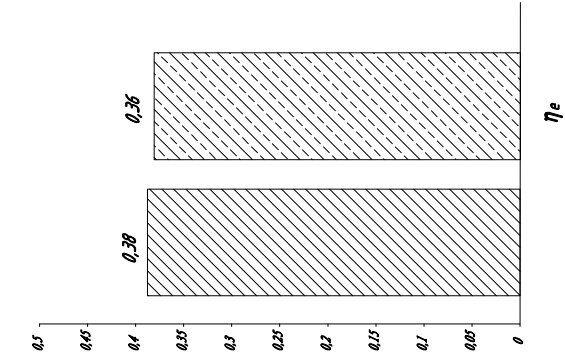
					ПННІ НУК 131.63.24.16. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		



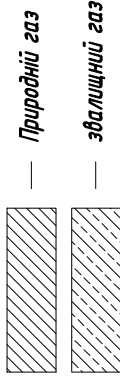
1. Висота камери стиску 30^{-1} мм, різниці висот для одного двигуна не повинна перевищувати 0,5 мм
- 2* Розміри для довідок.

[illegible]

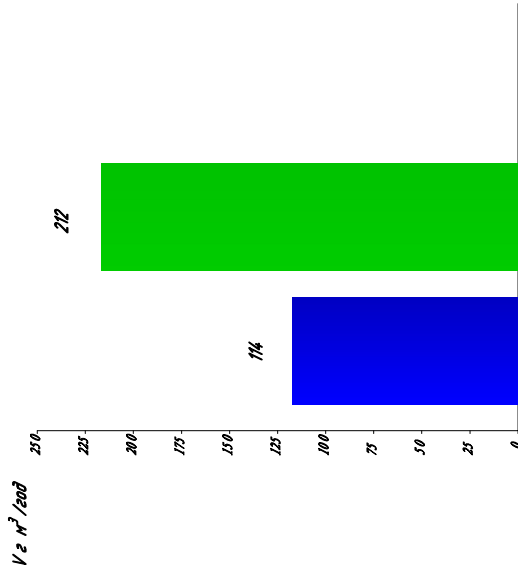
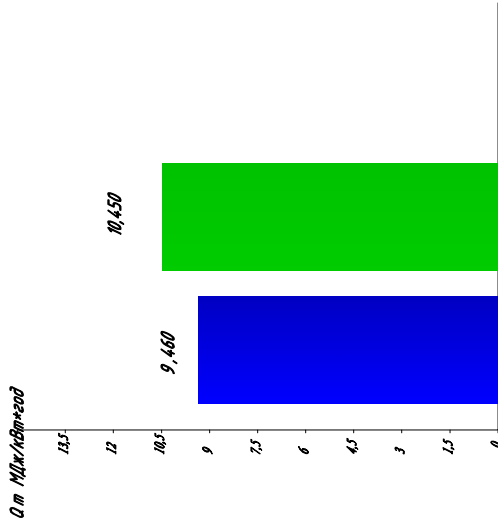
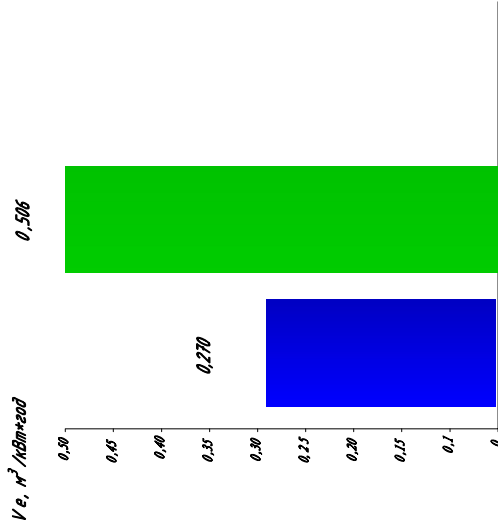
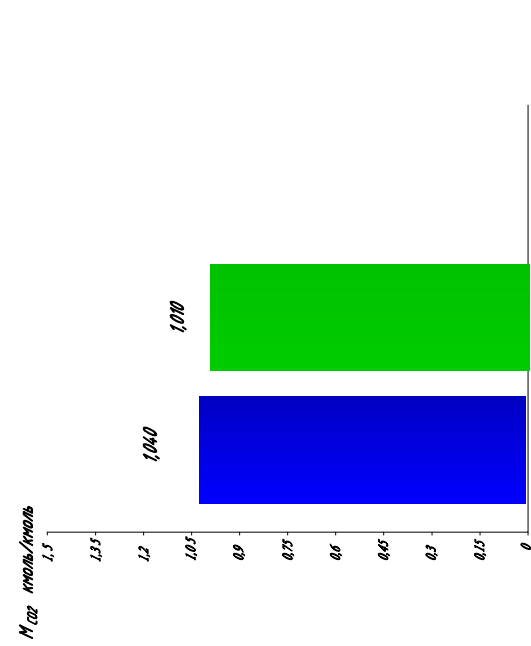
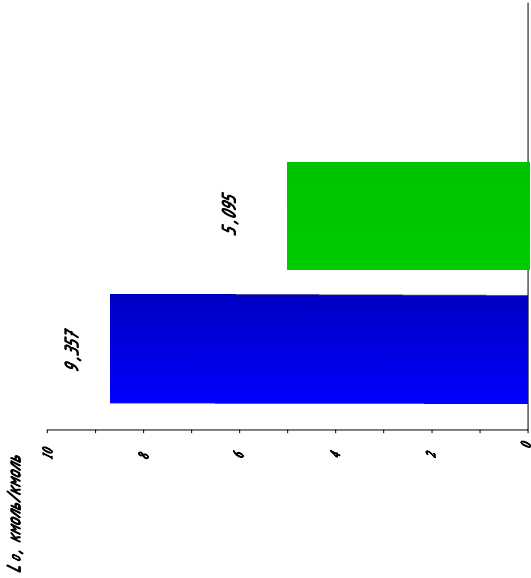
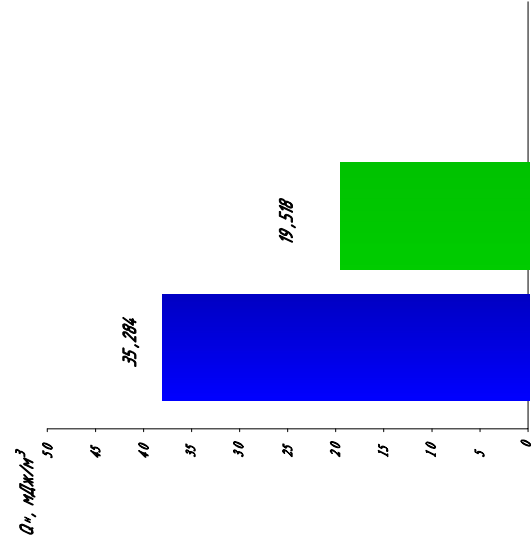
[illegible]



Опис :
η_е - Ефективний ККД.
P_е - Ефективна потужність.
V_г - Годинна витрата газу.
P_{max} - Максимальний тиск в циліндрі.
P_{me} - Середній ефективний тиск.



ЛННН ВРХ 131.62.16.1707									
Група належності ефективності потужності від виду палива									
Рік		Місяць		Місяць		Другий		Третій	
ж		-		-					
63-7304-23									



- Природний газ 92% CH₄+3%CO₂
- Зріднений газ 51% CH₄+40% CO₂

Параметри двигунів:

Q_n – найнижча теплота згорання палива, МДж/м³;
 L_o – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кмоль газу, кмоль/кмоль;
 V_e – питомі ефективна витрата газоподібного палива, м³/кВт*год;
 M_{CO_2} – кількість вуглекислого газу в продуктах згорання, кмоль/кмоль;
 Q_m – витрата теплоти для виробки кіловата потужності, МДж/кВт*год;
 V_2 – година витрата газоподібного палива, м³/год;

ЛННН ВУЖ 131.62.24.1677									
								Пит.	Місц.
								м	-
Група: масові частки елементів та еквівалент масових часток елементів від суми маси								Датум: / / Аркуш: /	
								63 - ТБМ - 23	

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
				Документація		
A1			131.63.24.16. 0.0.0 СК	Складальне креслення		
				Складальні одиниці		
		1	131.63.24.16. 1.0.0 СК	Блок-картер	1	
		2	131.63.24.16. 2.0.0 СК	Колінчастий вал	1	
		3	131.63.24.16. 3.0.0 СК	Фундаментна рама	1	
		4	131.63.24.16. 4.0.0 СК	Втулка циліндра	6	
		5	131.63.24.16. 5.0.0 СК	Шатун	6	
		6	131.63.24.16. 6.0.0 СК	Поршень	6	
		7	131.63.24.16. 7.0.0 СК	Кришка циліндра	6	
		8	131.63.24.16. 8.0.0 СК	Розподільчий вал	1	
		9	131.63.24.16. 9.0.0 СК	Випускний колектор	1	
		10	131.63.24.16. 10.0.0 СК	Впускний колектор	1	
		11	131.63.24.16. 11.0.0 СК	Штанга	12	
		12	131.63.24.16. 12.0.0 СК	Пусковий клапан	6	
		13	131.63.24.16. 13.0.0 СК	Щит приборів	1	
		14	131.63.24.16. 14.0.0 СК	Маховик	1	
		15	131.63.24.16. 15.0.0 СК	Масляний насос	1	
		16	131.63.24.16. 16.0.0 СК	Турбокомпресор	1	
				ПІННІ НУК 131.63.24.16. СП		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
Розробив	Тягнирядно Д.				Двигун 6 ГЧН 25/34	
Перевірів	Доценко С.М.					
Н. контр.	Доценко С.М.					
Затвердив	Нестеренко В.В					
					Літера	Аркуш
					н	л
					44-ЕМ-22з	