

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка системи подачі газу для газового двигуна потужністю 100 кВт., що працює на генераторному газу. Прототип – 6Ч 13/14

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

(підпис) **Гандзюк М.О.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання) **ДОЦЕНТ, К.Т.Н.**

(підпис) **Нестеренко В.В.**

Первомайськ - 2022 р.

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції двигуна-прототипу	14.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок теплового балансу двигуна	26.03.2022	
4.	Проектування системи подачі газу	05.04.2022	
5.	Розробка організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Розробка креслення газового двигуна 6ГЧ13/14	18.04.2022	
7.	Розробка креслення системи подачі газу	26.04.2022	
8.	Розробка креслення камери змішувальної	10.05.2022	
9.	Розробка креслення клапана	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Гандзюк М.О.
(підпис)

Керівник роботи _____ Нестеренко В. В.
(підпис)

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2022 р.

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

Студенту Гандзюк Миколі Олеговичу

1. Тема роботи: «Розробка системи подачі газу для газового двигуна потужністю 100 кВт., що працює на генераторному газу. Прототип – 6Ч13/14»

Керівник роботи Нестеренко В. В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 17.05.2022 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч13/14, номінальною потужністю 160 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6Ч13/14.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Проектування системи подачі газу

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6Ч13/14 (СК), 2. Система подачі палива (СП), 3. Камера змішувальна (СК), 4. Клапан (СК), 5. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки (ІД)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка системи подачі газу для газового двигуна потужністю 100 кВт, що працює на генераторному газу. Прототип 6Ч13/14» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 5 Додатків – 5 листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції двигуна-прототипу 6Ч13/14, розрахований робочий процес газового двигуна 6ГЧ13/14 з визначенням його основних параметрів, приведене обґрунтування вибраної системи подачі газу. Також виконані необхідні розрахунки на міцність деталей проектного двигуна. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять специфікації на газовий двигун 6ГЧ13/14, камеру змішувальну, клапан; креслення газового двигуна 6ГЧ13/14 (поперечний переріз), схему системи подачі газу, камеру змішувальну, клапан, а також індикаторну діаграму та діаграми сил, що діють на КШМ.

Ключові слова: газовий двигун, робочий цикл, система подачі газу, камера змішувальна, клапан, діаграми сил, охорона праці.

Annotation

Explanatory note to qualifying work on "Development of a gas supply system for a gas engine with a capacity of 100 kW operating on a generator gas. Prototype 6CH13 / 14 »consists of entry, 4 sections, conclusion and 5 applications - 5 sheets of drawings of A4 format.

In the text part of the explanatory note, a description of the prototype engine structure 6H13 / 14 is a description of the operating process of the gas engine 6GCH13 / 14 with the definition of its basic parameters, a substantiation of the selected gas supply system is calculated. Also, the necessary calculations are made to the strength of the designed engine. At the end of the qualification work, labor protection and environmental measures have been developed, general conclusions are made on the work performed.

Annexes to the explanatory note contains specs on a gas engine 6GC13 / 14, a mixing chamber, a valve; Drawing of a gas engine 6GCH13 / 14 (cross-section), a gas supply system diagram, a mixing chamber, a valve, as well as an indicator diagram and a diagram of forces operating on KCHM.

Keywords: gas engine, working cycle, gas supply system, mixing chamber, valve, power diagrams, labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6Ч13/14	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.....	13
2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна	14
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	17
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	31
2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна	37
2.6 Динамічний розрахунок двигуна	39
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ	
3.1 Опис системи газообміну газового двигуна – прототипу.....	43
3.2 Розрахунок та проектування камери змішувальної.....	47
3.3 Опис конструкції запроектованої змішувальної камери	49
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном.....	52
4.2 Техіка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.....	53
4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	55
4.4 Захист навколишнього середовища.....	57
ВИСНОВКИ	61
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	63

					ПІННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Гандзюк				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Нестеренко					н	3	79
						44-ЕМ-20		
Н. контр	Нестеренко							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток 1	Двигун газовий 6ГЧ13/14 (Поперечний розріз), СК, А1.....	64
Додаток 2	Принципова схема системи подачі генераторного газу, СК, А1..	65
Додаток 3	Камера змішувальна, СК, А1	66
Додаток 4	Клапан, СК, А1.....	67
Додаток 5	Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ, А1.....	68

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В зв'язку із ростом цін на нафтопродукти та скорочення запасів нафти все більш актуальним стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах різного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням парку двигунів внутрішнього згоряння. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що одержують із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинного масла, палива із біомаси, та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають палива, що виробляються із поновлюваної сировини.

Для газифікації можуть бути використані різні види твердого палива (деревина, торф, викопне вугілля, антрацит, кокс). Паливо з великим вмістом мінеральних домішок, малою термічною та механічною міцністю і великою спікливістю для газифікації не придатне. Останнім часом у зв'язку з приділенням серйозної уваги питанням ресурсо - та енергозбереження проводяться комплексні дослідно-конструкторські роботи, пов'язані з проектуванням та експлуатацією газогенераторів, призначених для роботи на відходах деревинного виробництва та побутових і сільськогосподарських відходах (гілки, солома, стовбур соняшника, лушпиння соняшникового насіння тощо). Ці газогенератори можуть призначатись для використання як на громадських об'єктах, так і для індивідуального застосування.

При застосуванні стаціонарних двигунів внутрішнього згоряння практично у всіх сферах господарства важливим є те, що поряд із виробництвом електричної енергії можливо виробляти і теплову енергію.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Пояснюється це тим, що температури випускних газів на виході із циліндрів двигуна достатньо високі: 400-450°C – у дизельних двигунів та 500-600 °C для газових двигунів.

Для забезпечення надійної роботи газового двигуна 6ГЧ13/14, який працює на генераторному газу, в кваліфікаційній роботі розроблена система подачі генераторного газу в циліндри двигуна та креслення складальні камери змішувальної та клапана, які дозволяють регулювати роботу двигуна на різних видах генераторного газу.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6Ч13/14

Двигун Ярославського моторного заводу (рис.1.1) 6Ч13/14 виконаний по конструктивній схемі з V-образним розташуванням циліндрів що обумовлено прагненням зменшити довжину двигуна і його масу.

Даний двигун 6Ч13/14 має високі техніко-економічні показники: значну потужність, підвищений термін служби, експлуатаційну надійність і хорошу паливну економічність.

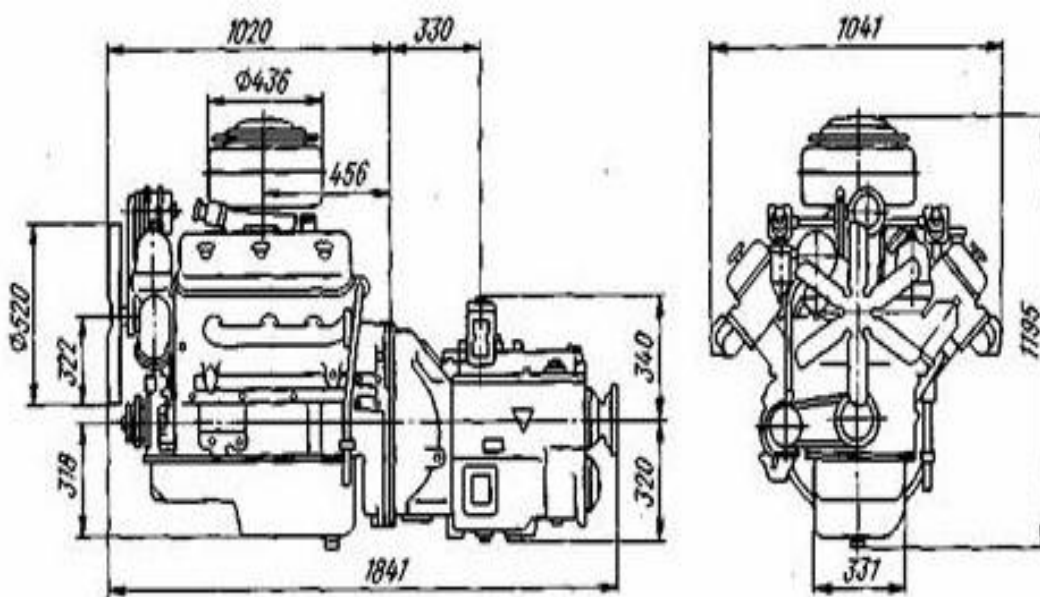


Рисунок 1.1
Габаритні
розміри двигуна
6Ч13/14

Високі потужностні і економічні показники обумовлені досконалим робочим процесом по чотиритактному циклу і застосуванням неподіленої камери згорання в поршні. Всережимний регулятор автоматично з високою точністю підтримує будь-яке задане число оборотів двигуна.

До основних особливостей конструкції двигунів ЯМЗ відносяться:

кут розвалу циліндрів, рівний 90°

дві взаємозамінні головки блоку циліндрів

повно опорний колінчастий вал із загальною шатуною шийкою для кожної пари шатунів центрально розташований розподільний вал системи газорозподілу і роликові штовхачі приводу клапанів, що коливаються;

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Характерною особливістю двигунів є також раціональне розміщення агрегатів, що у поєднанні з простотою конструкції робить їх доступними при експлуатації і для ремонту. Вузли і деталі, обслуговування яких обов'язково в процесі експлуатації, розташовані в доступних місцях, переважно в передній частині двигуна і в розвалі циліндрів

У передній частині двигуна на кришці шестерень розподілу розміщені водяний насос, вентилятор системи охолодження і щуп для контролю рівня масла в піддоні.

Водяний насос приводяться в дію ременем безпосередньо від шківів колінчастого валу двигуна.

У верхній передній частині двигуна розташовані фільтр тонкого очищення палива, генератор системи електроустаткування, які кріпляться до верхньої кришки блоку. Генератор приводяться в дію ременем від шківів, встановлених на валу вентилятора.

На передньому торці блоку циліндрів з лівого боку розміщені фільтри грубого і тонкого (відцентровою) очищення масла.

Поздовжній і поперечний розрізи двигуна 6 Ч 13/14 показані на рис. 1.2 і рис.1.3. Вузли і агрегати двигуна розміщені в блок-картері. До переднього торця блоку болтами кріпляться лита коритоподібна кришка шестерень газорозподілу і приводу агрегатів. У порожнині між кришкою і передньою стінкою блоку розташовані передня противага системи урівноваження двигуна і шестерні приводу вентилятора, паливного насоса і газорозподілу, що знаходяться в зачепленні з шестернею колінчастого валу. Від шестерні колінчастого валу приводиться в дію також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника.

Знизу блок-картер закритий піддоном, який одночасно служить ємкістю системи мастила двигуна. З правого боку нижньої частини блок-картера на спеціальних ліжках встановлений електростартер для пуску двигуна. На привалочну площину кожного ряду циліндрів встановлюють взаємозамінні

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

головки циліндрів, В головках циліндрів розташовуються клапанний механізм системи газорозподілу і форсунки. Порожнини клапанних механізмів в головках закриваються штампованими сталевими кришками, одна з яких має маслоналивний патрубок, що слугує для заливки масла в двигун.

На бічних поверхнях головок із зовнішнього боку кріпляться випускні трубопроводи, а з боку розвалу — впускні трубопроводи і водовідвідні труби. На передніх кінцях водовідвідних труб встановлені термостати системи охолодження двигуна. Порожнини коробок термостатів сполучені з порожниною всмоктування водяного насоса спеціальними трубами, утворюючими при закритих термостатах малий круг циркуляції рідини. Впускні трубопроводи об'єднані перехідником, на якому встановлений повітряний фільтр. У розвалі циліндрів розміщений паливний насос високого тиску в зборі з регулятором числа оборотів, паливopідкачуючим насосом і автоматичною муфтою випередження впорскування палива.

Гільзи циліндрів, відлиті з високоміцного чавуна, вставляються у розточки блок-картера і притискаються по верхньому бурту головою блока. Між зовнішніми поверхнями гільз та стінками блока виникає порожнина охолодження, для ущільнення якої на кожній гільзі знизу встановлена пара гумових кілець.

В головці циліндрів розташовані клапани механізму газорозподілу – по одному впускному і одному випускному на кожний циліндр, а також форсунка. До верхньої плити головки циліндрів кріпляться стойки з коромислами приводу клапанів, зверху вона закрита ковпаком. До торця головки кріпиться водозбірний трубопровід, по якому вода з порожнини охолодження відводиться до радіатора.

Клапани виготовлені із жароміцної сталі. На посадочну фаску випускного клапана направлений прошарок твердого сплаву. Сідла випускних клапанів, виготовлені з жароміцного чавуна, запресовані в головку циліндрів. Направляючі втулки клапанів із пористої металокераміки мають хороші антифрикційні властивості при високій температурі поверхневого тертя.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

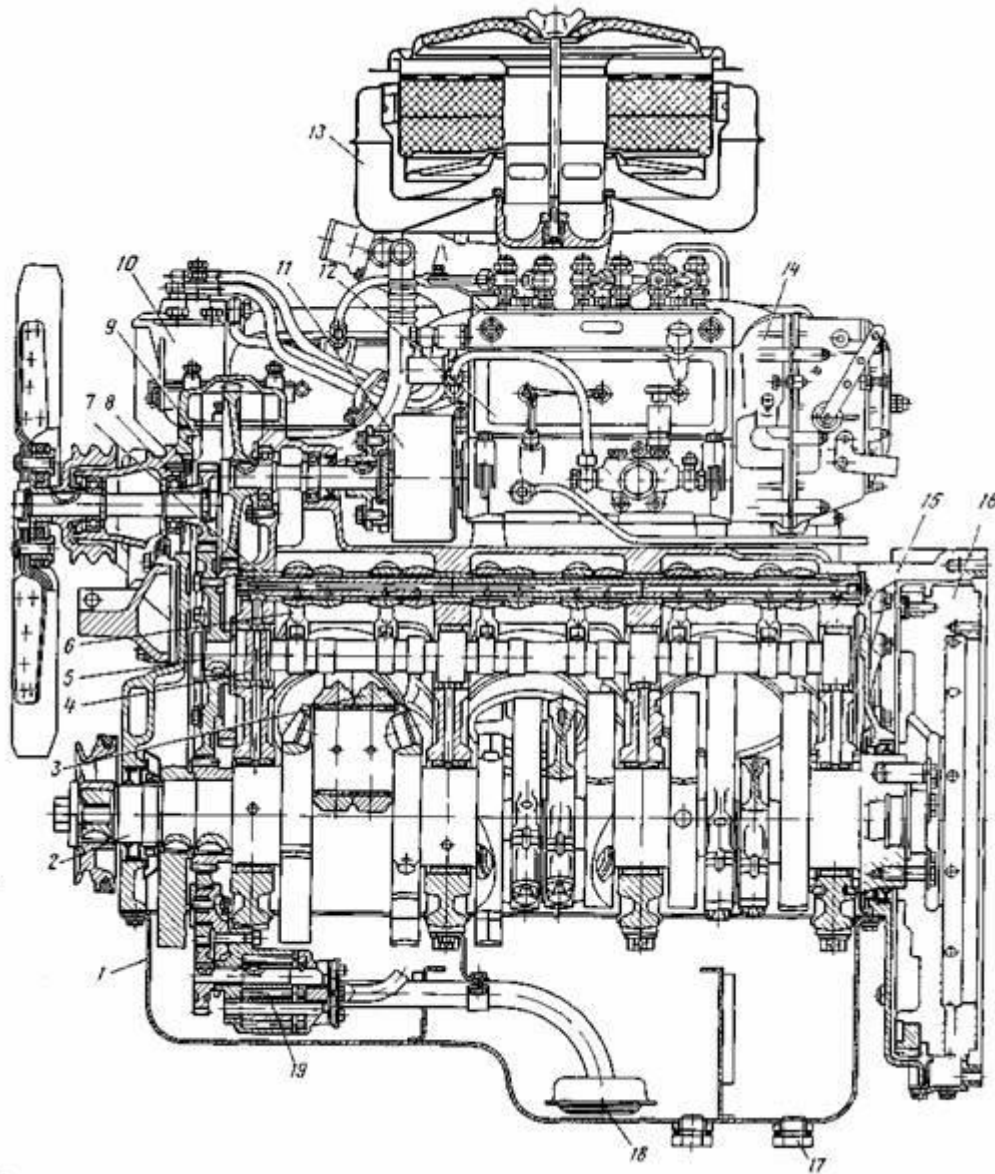


Рисунок 1.2 Поздовжній розріз двигуна 6Ч 13/14

1 — масляний картер; 2 — колінчастий вал; 3 — шатун; 4 — блок циліндрів; 5 — розподільний вал; 6 — штовхачі штанг клапанів; 7 — вісь штовхачів; 8 — вал приводу паливного насоса; 9 — кришка розподільних шестерень; 10 — фільтр тонкого очищення палива; 11 — автоматична муфта випередження уприскування палива; 12 — паливний насос високого тиску; 13 — повітряний фільтр; 14 — регулятор частоти обертання; 15 — картер маховика; 16 — маховик; 17 — пробка для спуску масла; 18 — маслозбірник; 19 — масляний насос.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ

Лист

10

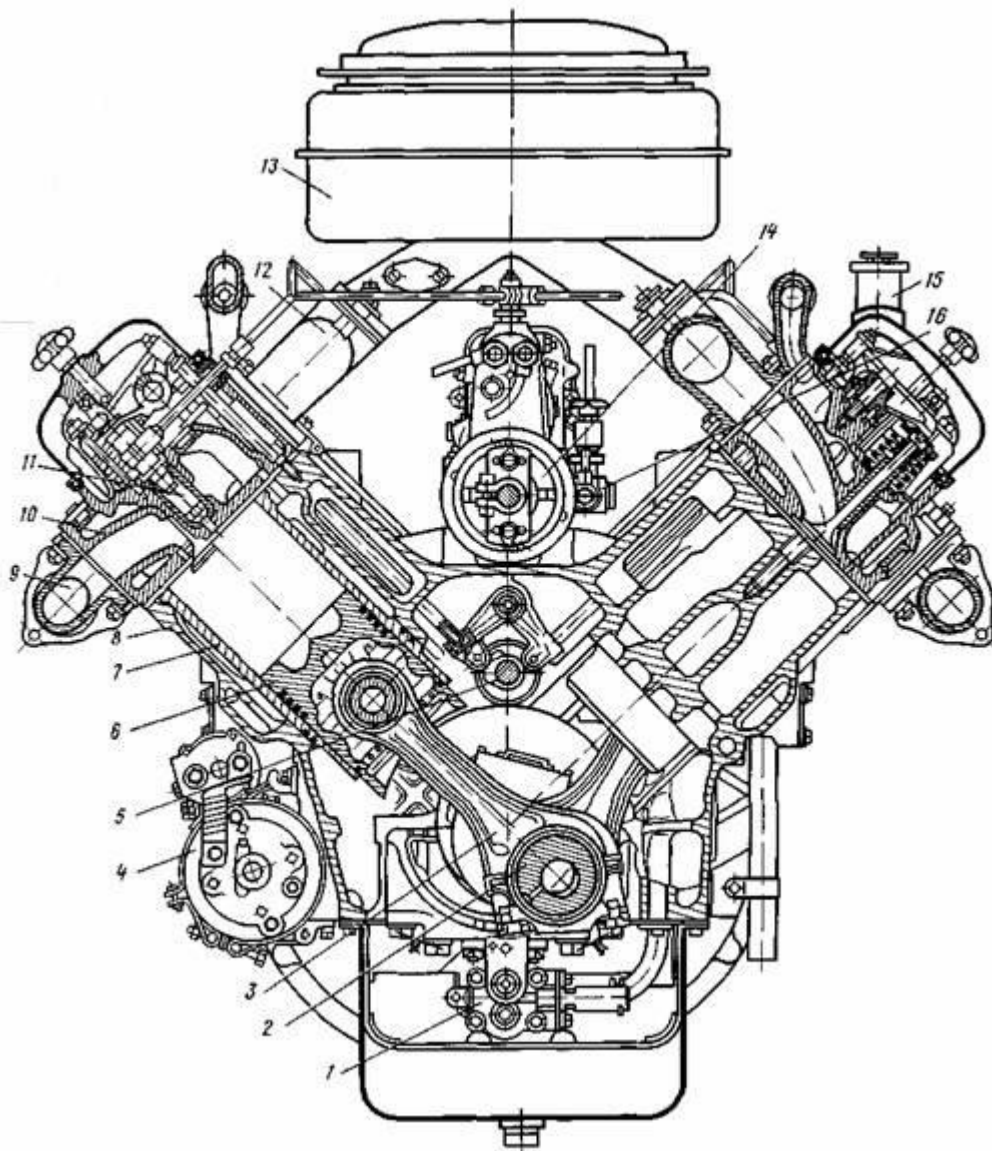


Рисунок 1.3 Поперечний розріз двигуна 6Ч 13/14

1 — масляний насос; 2 — колінчастий вал; 3 — шатун; 4 — стартер; 5 — розподільний вал; 6 — поршень; 7 — гільза циліндрів; 8 — блок циліндрів; 9 — випускний трубопровід; 10 — головка циліндрів; 11 — форсунка; 12 — впускний трубопровід; 13 — повітряний фільтр; 14 — паливний насос високого тиску; 15 — маслозаливна горловина; 16 — паливopідкачуючий насос.

Кожний клапан має дві пружини. Тарілка пружини з'єднується з клапаном спеціальним замком, який забезпечує примусове провертання клапана під час роботи двигуна, що підвищує надійність клапана і сідла.

Розподільчий вал — один на два ряди циліндрів, сталевий, штампований, розташований у верхній частині картера в поздовжній площині двигуна

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Рух від кулачків, індивідуальних для кожного клапана, передається до клапанів роликowymi штовхачами.

Колінчастий вал виготовлений гарячою штамповкою зі сталі. До заднього торця колінчастого вала кріпиться болтами чавунний маховик, який фіксується на валу двома призонними штифтами.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників виготовлені зі сталюї стрічки з антифрикційним шаром зі свинцевистої бронзи. У верхньому вкладиші підшипників проточена канавка для підвода мастила. Від провертання і осьового зміщення вкладиші фіксуються звичайним способом - штампованими на вкладишах виступами, які входять в пази, фрезеровані в опорах. Дві пари бронзових напівкільць, розташованих на четвертій опорі, створюють упорний підшипник колінчастого валу.

Шатуни двотаврового перерізу штампуються зі сталі. Поршневий підшипник шатуна представляє собою дві запресовані в його верхню головку втулки із антифрикційної бронзи. Масло для змащування підшипника підводиться від кривошипного підшипника по каналу в стрижні шатуна. Нижня головка шатуна має косий роз'їм під кутом 55° . Кришка цієї головки шатуна кріпиться двома болтами, які стопоряться замковими шайбами. Поверхня стикування кришки з шатуном плоска.

Поршні відлиті з висококремністого алюмінієвого сплаву. З шатуном поршень з'єднується пальцем плаваючого типу, який захищений від осьового зміщення стопорними пружинними кільцями. Три компресійних кільця трапецієвидного перерізу і одне маслоз'ємне розташовані у верхній частині поршня. Поверхня тертя верхнього кільця покрита шаром пористого хрому. Виїмка в поршні створює камеру згорання. Паливні форсунки закритого типу зміщені відносно вісі циліндра для підвищення термічної міцності перемичок головки між клапанами.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна

Для забезпечення економічності роботи двигуна потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску також впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через втулку циліндру.

Двигун не повинен бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

Застосування двигуна для приводу електричного генератора обумовлює вимоги до таких параметрів, як частота обертання колінчастого валу і

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри двигуна - прототипу

Двигун проектується на базі дизельного двигуна 6Ч13/14, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри двигуна - прототипу 6Ч13/14

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу, n	хв. ⁻¹	2200
Середній ефективний тиск, p_{me}	кПа	670
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	160
Ресурс до першої переборки, $t_{пер}$	год	3000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$	год	10000
Питома витрата дизельного палива, g_e	кг/кВт·год	0,225
Витрата дизельного палива за годину, B_r	кг/год	36,2
Питома витрата мастила, g_m	г/(кВтгод)	2,0

2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

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

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

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

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання газового палива менший $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо-повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

4. Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання.

5. Коефіцієнт продувки камери згорання

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} =$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

140...150° дорівнює 1,1...1,2. Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\phi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

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

7. Коефіцієнти використання теплоти

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

8. Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2]

9. Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Розрахунок механічного ККД виконуємо по емпіричній формулі.

10. Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К.

В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К. [3]

11. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$. [3]

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна 6ГЧ13/14

1. Проектні параметри двигуна:

Ефективна потужність	$P_e = 100 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра	$D = 130 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 140 \text{ мм}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,5$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$

2. Вихідні дані для теплового розрахунку:

Тиск наддуву	$P_b = 100 \text{ кПа}$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 100 \text{ кПа}$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 105 \text{ кПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 800 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 3$
Середнє значення показника політропи:	
стиску	$n_1 = 1,36$
розширення	$n_2 = 1,24$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,83$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,95$
Нижча теплота згоряння генераторного газу	$Q_H = 5060 \text{ кДж/м}^3$

Склад генераторного газу в об'ємних долях:

Водень	H_2	18	$R_{H_2} = 0,18$
Метан	CH_4	2	$R_{CH_4} = 0,02$

					ПІННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Етан	$C_2H_6=$	0	$R_{C_2H_6} = 0$
Пропан	$C_3H_8=$	0	$R_{C_3H_8} = 0$
Бутан	$C_4H_{10}=$	0	$R_{C_4H_{10}} = 0$
Пентан	$C_5H_{12}=$	0	$R_{C_5H_{12}} = 0$
Вуглекислота	$CO_2=$	12	$R_{CO_2} = 0,12$
Оксид вуглецю	$CO=$	19	$R_{CO} = 0,19$
Азот	$N_2=$	49	$R_{N_2} = 0,49$
Кисень	$O_2=$	0	$R_{O_2} = 0$
Сірководень	$H_2S=$	0	$R_{H_2S} = 0$

Газова постійна для:	кисню O_2	$R_{O_2} = 269,8$ Дж/(кг·град)
	азоту N_2	$R_{N_2} = 297$ Дж/(кг·град)
	метану CH_4	$R_{CH_4} = 519,7$ Дж/(кг·град)
	вуглекислого газу CO_2	$R_{CO_2} = 189$ Дж/(кг·град)
	сірководню H_2S	$R_{H_2S} = 244,5$ Дж/(кг·град)
	водню	$R_{H_2} = 4157,2$ Дж/(кг·град)

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(0.19 + 18) + (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot 0.944 + (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot 0.013 + (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot 0 + (0.25 + 0.25 \cdot 10) \cdot 0.007 + (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot 0.01 - 0] = 0.64 \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = 0.64 \text{ кмоль / кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1.5 \cdot 0.64 = 1.96 \text{ кмоль / кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість CO₂:

$$M_{CO_2} = CO + \sum (n C_n H_m + CO_2) = 19 + (1 \cdot 0,944 + 0,12) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,12) + (4 \cdot 0,007 + 0,12) + (5 \cdot 0,01 + 0,12) = 0,81 \text{ кмоль}$$

Кількість H₂O:

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5mC_n H_m + CO_2) = 18 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,12) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,12) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,12) + (0,5 \cdot 0,12) = 0,04 \text{ кмоль}$$

Кількість O₂:

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,5 - 1) \cdot 0,64 = 0,0675 \text{ кмоль}$$

Кількість N₂:

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,5 \cdot 0,64 + 49 = 1,252 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0,81 + 0,04 + 0,0675 + 1,252 = 2,169 \text{ кмоль}$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 2,169 - 1,96 = 0,205 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{2,169}{1,96} = 1,1044$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{293 + 1,5 \cdot 0,64 \cdot 313}{1 + 1,5 \cdot 0,64} = 306,3 \text{ K}$$

де $T_r = 313 \text{ K}$ – температура генераторного газу

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{306,3 + 10}{313} \cdot \frac{105}{12,5 \cdot 0,95 - 105} = 0,038$$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

де $P_d = 0,95 \times P_g = 0,95 \cdot 100 = 95,0 \text{ кПа}$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \cdot \frac{95,0}{100} \cdot \frac{306,3}{306,3 + 10 + 0,038 \cdot 313} = 0,91$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{306,3 + 10 + 0,038 \cdot 313}{1 + 0,038} = 334,1 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 95,0 \cdot 12,5^{1,36} = 2948,0 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 334,1 \cdot 12,5^{1,36 - 1} = 829,4 \text{ K} \quad t_c = 556,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,1044 + 0,038}{1 + 0,038} = 1,1005$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C v_m t_z - (m C v m_{cm}) \cdot t_c$$

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{0,81}{2,169} = 0,3734$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{0,04}{2,169} = 0,0184$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{0,0675}{2,169} = 0,0311$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{1,252}{2,169} = 0,5770$$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

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

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

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

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

$$mCv_{me} = 0,0311 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,5770 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot T_z) + \\ + 0,0184 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,3734 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 13,02 + 296,26 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 13,02$$

$$b = 296,26$$

Теплоємність газового палива.

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

Мольна теплоємність складових газового палива.

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} \times t_c$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv_{гп} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 13,56 + 456,37 \cdot 10^{-5} T_c$$

$$\text{де: } a = 13,56$$

$$b = 456,37$$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі..

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

$$mCv_{cm} = \frac{44,302 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,5 \cdot 0,64 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z)}{(1 + 1,5 \cdot 0,64)} \cdot \frac{0,038 \cdot (1 + 1,5 + 0,64)}{(1 + 0,038)}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 16,77 + 333,74 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 16,77$$

$$b = 333,74$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} T_z$ – мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T = 16,77 + \frac{166,87}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 16,77 + 166,87 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 16,77$$

$$b = 166,87$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z».

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 29,294 + 550,287 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 29,294$$

$$b = 550,287$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z».

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,294 + \frac{275,143}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: $a = 29,294$

$b = 275,143$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - c = 302,798 \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + 32,238 \times t_z - 69549,29 = 0$$

де: $A = 302,798$

$B = 32,238$

$C = 69549,29$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-32,238 + \sqrt{32,238^2 + 4 \cdot 302,798 \cdot 10^{-5} \cdot 69549,29}}{2 \cdot 302,798 \cdot 10^{-5}} = 2112,5$$

$T_z = 2112,5 \text{ K}$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,1005 \cdot 2948,0 \cdot 2112,5 / 829,4 = 8262,8 \text{ кПа}$$

$P_{\max} = 8262,8 \text{ кПа}$

Ступінь підвищення тиску.

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{8262,8}{2948,0} = 2,80$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,80 - 2,15|}{2,80} 100\% = 6,57\%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,1005 \cdot 2112,5}{2,80 \cdot 829,4} = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення. $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1} = 12,5$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8262,8}{12,5^{1,24}} = 360,5 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2112,5}{12,5^{1,24-1}} = 1152,2 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1152,2}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{105}{360,5} \right] = 906,9 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}} = \frac{1152,2}{\sqrt{\frac{360,5}{105}}} = 763,8 \text{ К}$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|763,8 - 763,8|}{763,8} \times 100\% = 4,53\%$$

8. Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$= \frac{0,95 \cdot 2948,0}{12,5 - 1} \cdot \left[3 \cdot (1 - 1) + \frac{3 \cdot 1}{1,24 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,24-1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,36-1}} \right) \right] = 888,86 \text{ кПа}$$

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{\text{см}} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,5 \cdot 0,64) 306,3 \cdot 888,86}{5060 \cdot 95,0 \cdot 0,91 \cdot 22,4} 4,186 = 0,45$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} = \frac{3600}{5060 \cdot 0,45} = 1,57 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.098 + 0.0128 \cdot V_{п.ср} = 0.098 + 0.0128 \cdot 7,0 = 170,6 \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30} = \frac{0,14 \times 1500}{30} = 7,0 \text{ м/с}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 888,86 - 170,6 = 718,26 \text{ кПа}$$

Механічний ККД.

$$\eta_M = \frac{718,26}{888,86} = 0.81$$

Ефективний ККД.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,45 \cdot 0,81 = 0,366$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{1,57}{0,81} = 1,945 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e = 1,945 \cdot 100 = 194,5 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{100 \cdot 10^3}{718,26 \cdot 1500} = 11,14 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{11,14}{6} = 1,86 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 1,86}{3,14 \times 1,077}} = 130,0 \text{ мм.}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт пропорційності. $m = \frac{S_{пп}}{D_{пп}} = \frac{140}{0,13} = 1,077$

Хід поршня. $S = m \times D = 1,077 \cdot 130,0 = 140,0 \text{ мм}$

11. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$D = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 140 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 130^2 \cdot 140 \cdot 6}{4 \times 10^6} = 11,14 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{11,14}{6} = 1,86 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{718,26 \cdot 11,14 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 100,1 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{exp}} \cdot 100\% = \frac{100,1 - 100}{100,0} \cdot 100\% = 0,05\%$$

$$P_{exp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{100,1 + 100,0}{2} = 100,0 \text{ кВт}$$

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

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

2.3.1 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧ13/14 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	0,889
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	2,95
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,36
4.Ступінь стиску	ϵ	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	8,26
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,24
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = p_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	2,95	59,0	8,69	173,8
1,25	2,18	43,6	6,56	131,2
1,5	1,71	34,2	5,21	104,2
2,0	1,16	23,2	3,63	72,6
2,5	0,86	17,2	2,74	54,8
3,0	0,67	13,4	2,18	43,6
4,0	0,45	9,0	1,52	30,4
5,0	0,34	6,8	1,14	22,8
7,0	0,21	4,2	0,75	15,0
9	0,15	3,0	0,55	11,0
11	0,12	2,4	0,42	8,4
12,5	0,10	2,0	0,36	7,2

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:
 c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ - кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапана.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапана.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно - шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,105$ МПа
5. Маштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,14$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 2,95$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 8,26$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
c, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	150	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,105/0,05 = 2,1$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2p_c = 1,2 \cdot 2,95 = 3,54$ МПа;
 $p_{c'}/m_p = 3,54/0,05 = 70,8$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{\max} = 0,85 \cdot 8,26 = 7,02$ МПа

$p_{zd}/m_p = 7,02/0,05 = 140,2$ мм.

					ПІННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda_l/2 = 700,25/2 = 8,75$ мм

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 140/230 = 0,61$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 8,75/0,61 = 14,4$ мм.

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку Д. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

Ефективна потужність	двигуна:	$P_e = 100,1 \text{ кВт}$
Частота обертання колінвалу:		$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру:		$D = 130 \text{ мм}$
Хід поршня	:	$S = 140 \text{ мм}$
Число циліндрів:		$i = 6$
Коефіцієнт тактності:		$z = 4$
Нижча теплота згорання генераторного газу:		$Q_H = 5060 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата газу:		$B_r = 194,5 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний к.к.д.:		$\eta_i = 0,45$
Ефективний к.к.д.:		$\eta_e = 0,37$
Кількість свіжого заряду:		$M_1 = 1,964 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання:		$M_r = 2,169 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів:		$T_{\text{ср.г.}} = 906,9 \text{ К}$
Температура на початку стиску:		$T_d = 334,1 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:		$mC''_v = 25,98 \text{ кДж/кмоль К}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:		$mC'_v = 21,79 \text{ кДж/кмоль К}$
Середній індикаторний тиск:		$P_{\text{mi}} = 888,9 \text{ кПа}$

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_{Γ} - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3.6 = 194,5 \cdot 5060 / 3,6 = 273,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_n приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 100,1 = 100,1 \text{ кВт}.$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \% = 100,1 / 273,4 \cdot 100 \% = 36,6\%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_n \cdot \eta_e = 273,4 \cdot 0,37 = 100 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100 \% = 100,1 - 100 / 100 \cdot 100 \% = 0,05 \%$$

Похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\phi} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_n = (0,11 + 0,025) \cdot 273,4 = 36,9 \text{ кВт}$$

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:

$$W_{нап.}=0 \quad W_{г.р.}=0,09 - 0,16 \quad 0,11$$

$$W_{ст.}=0 \quad W_{вип}=0,01 - 0,05 \quad 0,025$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$P_{\text{мд}} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 7) \cdot 10^3 = 170,6 \text{ кПа}$$

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

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 140 \cdot 1500 / 30 = 7 \text{ м/с};$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 170,6 = 102,36 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z) = 102,36 \cdot 0,0019 \cdot 1500 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 14,3 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot d^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 130^2 \cdot 140 / 4 = 0,0019 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n = 1000 \cdot 14,3 = 14,3 \text{ кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 36,9 + 14,3 = 51,2 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_g \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_g} = \frac{51,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0018 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_g \cdot \Delta P_g / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0018 \cdot 98 / 0,65 = 0,28 \text{ кВт}.$$

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

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$\eta_{в.н.} = 0,6-0,7$ - ккд водяного насосу.

Тоді $Q_{в.н.} = 0,28$ кВт

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.} = 36,9 + 14,3 + 0,28 = 51,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П} \cdot 100 \% = 51,4 / 273,4 \cdot 100 \% = 18,82 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3,6 \cdot 22,4} \left[M_2 \cdot (mC''_p)_{T_0}^{T_{cp.г}} \cdot T_{cp.г} - M_1 \cdot (mC'_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] = \frac{194,5}{3,6 \cdot 22,4} \\ [12,95 \cdot 32,51 \cdot 906,9 - 1,964 \cdot 30,08 \cdot 334,1] = 106,7 \text{ кВт}$$

$mC''_p = 8,314 + mC''_v$ ізобарна теплоємність продуктів згоряння.

$mC'_p = 8,314 + mC'_v$ ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC''_p = 32,51 \text{ кДж/кмольК}$$

$$mC'_p = 30,08 \text{ кДж/кмольК}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Г} = Q_{Г} / Q_{П} \cdot 100 \% = 106,7 / 273,4 \cdot 100 \% = 39,01 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на

привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{МД}) - Q_{\epsilon} = (36,9 + 23,8) - 51,4 = 9,2 \text{ кВт}$$

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П} = 0,0869 \cdot 273,4 = 23,8 \text{ кВт} - \text{теплота, еквівалентна роботі на}$$

подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{МД} = (P_{МД} / P_{mi}) \eta_i = (170,6 / 224) \cdot 0,45 = 0,0869 - \text{доля втрат в механізмах}$$

двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{тм} \cdot \Delta} = \frac{1,5 \cdot 9,2}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,0009 \text{ м}^3/\text{с}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$K=1,5$ - Коефіцієнт запасу

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

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

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

$\Delta T_m = 8 \text{ К}$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0009 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 0,46 \text{ кВт}$$

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

$P_0 = 350000 \text{ Па}$

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{MH} = 1000 \cdot 0,46 = 0,5 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 9,2 + 0,5 = 9,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100 \% = 9,7 / 273,4 \cdot 100 \% = 3,54 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_{\epsilon} + Q_{\Gamma} + Q_M) = 273,4 - (100,1 + 51,4 + 106,7 + 9,7) = 5,6 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100 \% = 5,6 / 273,4 \cdot 100 \% = 2,04 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.6

					ПІННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	100,1	36,6
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	51,4	18,8
теплота, яка виноситься випускними газами	106,7	39,0
теплота, яка відводиться маслом	9,7	3,5
невраховані теплові втрати	5,6	2,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	273,4	100

2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників газового двигуна 6ГЧ13/14

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого газового двигуна 6ГЧ13/14 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.5 Основні параметри двигунів, що працюють на різних видах палива

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6Ч13/14 (двигун-прототип)	6ГЧ13/14
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	160	100
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	2200	1500
Ступінь стиску, ϵ	16	12,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,7	1,50
Паливо, що споживається для роботи двигуна	дизельне пальне	Генераторний газ
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	34500	5060
Максимальна температура циклу, T_z , К	2232	2112
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	6,85	7,02
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	0,98	0,889
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,436	0,45
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВтгод)	0,194	1, 57
Механічний ККД двигуна, η_m	0,81	0,82
Ефективний ККД циклу, η_e	0,35	0,366
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	0,789	0,718
Питома витрата палива: b_e , м ³ /(кВтгод)	0,225	1,945
Питома витрата тепла на кДж/кВт, q_T	9350	9745

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу двигунів 6Ч13/14 та 6ГЧ13/14, що працюють на різних паливах, можна зробити висновок, що у двигуна 6ГЧ13/14 ефективний ККД циклу η_e вищий через нижчі обороти двигуна, а ефективна питома витрата тепла q_T вища ніж у двигуна – прототипу, що працює на дизельному паливі. Причиною цього є нижча теплота згоряння генераторного газу в порівнянні з дизельним паливом.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧ 13/14.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

- Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_{\text{ц}} \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{\text{ц}}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

- сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

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

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \tan \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Динамічний розрахунок двигуна виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,13\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 1500 \text{ об/хв}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 165,2 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 8,26\text{МПа}$
д) кривошипно - шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$
е) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально	$m_s = 8,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,07\text{м}$
л) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n/30 =$ $= 3,141500/30 = 157 \text{ рад/с.}$	

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 5 графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.7 Результати динамічного розрахунку

φ °	РЦ	F _Г	F _И	F _d	F _N	F _r	F _k	F _Г	F _И	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	2,0	1,33	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0
15	2,0	1,33	-17,55	-16,22	-1,05	-15,39	-5,21	2,0	-26,5	-24,5	-1,6	-23,2	-7,9
30	2,0	1,33	-14,71	-13,38	-1,69	-10,74	-8,15	2,0	-22,2	-20,2	-2,5	-16,2	-12,3
45	2,0	1,33	-10,49	-9,17	-1,65	-5,32	-7,65	2,0	-15,8	-13,8	-2,5	-8,0	-11,5
60	2,0	1,33	-5,56	-4,24	-0,94	-1,31	-4,14	2,0	-8,4	-6,4	-1,4	-2,0	-6,2
75	2,0	1,33	-0,63	0,70	0,17	0,01	0,72	2,0	-0,9	1,1	0,3	0,0	1,1
90	2,0	1,33	3,71	5,04	1,30	-1,30	5,04	2,0	5,6	7,6	2,0	-2,0	7,6
105	2,0	1,33	7,05	8,38	2,09	-4,18	7,55	2,0	10,6	12,6	3,1	-6,3	11,4
120	2,0	1,33	9,27	10,60	2,35	-7,34	8,01	2,0	14,0	16,0	3,5	-11,1	12,1
135	2,0	1,33	10,49	11,82	2,12	-9,86	6,86	2,0	15,8	17,8	3,2	-14,9	10,3
150	2,0	1,33	11,00	12,32	1,55	-11,45	4,82	2,0	16,6	18,6	2,3	-17,3	7,3
165	2,0	1,33	11,12	12,45	0,81	-12,23	2,44	2,0	16,8	18,8	1,2	-18,4	3,7
180	2,0	1,33	11,13	12,46	0,00	-12,46	0,00	2,0	16,8	18,8	0,0	-18,8	0,0
195	2,0	1,33	11,12	12,45	-0,81	-12,23	-2,44	2,0	16,8	18,8	-1,2	-18,4	-3,7
210	2,2	1,46	11,00	12,46	-1,57	-11,57	-4,87	2,2	16,6	18,8	-2,4	-17,4	-7,3
225	2,4	1,59	10,49	12,08	-2,17	-10,08	-7,01	2,4	15,8	18,2	-3,3	-15,2	-10,6
240	2,6	1,72	9,27	11,00	-2,44	-7,61	-8,31	2,6	14,0	16,6	-3,7	-11,5	-12,5
255	3,1	2,06	7,05	9,11	-2,27	-4,55	-8,21	3,1	10,6	13,7	-3,4	-6,9	-12,4
270	3,8	2,52	3,71	6,23	-1,61	-1,61	-6,23	3,8	5,6	9,4	-2,4	-2,4	-9,4
285	5,4	3,58	-0,63	2,95	-0,74	0,05	-3,04	5,4	-0,9	4,5	-1,1	0,1	-4,6
300	7,9	5,24	-5,56	-0,32	0,07	-0,10	0,32	7,9	-8,4	-0,5	0,1	-0,2	0,5
315	13,0	8,62	-10,49	-1,87	0,34	-1,08	1,56	13,0	-15,8	-2,8	0,5	-1,6	2,4
330	24,1	15,99	-14,71	1,28	-0,16	1,03	-0,78	24,1	-22,2	1,9	-0,2	1,6	-1,2
345	43,7	28,99	-17,55	11,44	-0,74	10,86	-3,68	43,7	-26,5	17,2	-1,1	16,4	-5,5
360	71,0	47,10	-18,55	28,55	0,00	28,55	0,00	71,0	-28,0	43,0	0,0	43,0	0,0
375	130,4	86,50	-17,55	68,95	4,47	65,45	22,16	130,4	-26,5	103,9	6,7	98,7	33,4
390	74,8	49,62	-14,71	34,91	4,40	28,03	21,26	74,8	-22,2	52,6	6,6	42,3	32,1
405	42,3	28,06	-10,49	17,57	3,15	10,19	14,65	42,3	-15,8	26,5	4,8	15,4	22,1
420	35,8	23,75	-5,56	18,18	4,03	5,60	17,76	35,8	-8,4	27,4	6,1	8,4	26,8
435	25,0	16,58	-0,63	15,96	3,97	0,29	16,44	25,0	-0,9	24,1	6,0	0,4	24,8
450	18,6	12,34	3,71	16,05	4,14	-4,14	16,05	18,6	5,6	24,2	6,2	-6,2	24,2

Продовження таблиці 2.7

465	15,3	10,15	7,05	17,20	4,28	-8,59	15,51	15,3	10,6	25,9	6,5	-12,9	23,4
480	14,0	9,29	9,27	18,56	4,12	-12,85	14,02	14,0	14,0	28,0	6,2	-19,4	21,1
495	12,4	8,23	10,49	18,72	3,36	-15,61	10,86	12,4	15,8	28,2	5,1	-23,5	16,4
510	10,5	6,96	11,00	17,96	2,26	-16,69	7,02	10,5	16,6	27,1	3,4	-25,2	10,6
525	8,4	5,57	11,12	16,69	1,08	-16,40	3,27	8,4	16,8	25,2	1,6	-24,7	4,9
540	6,9	4,58	11,13	15,71	0,00	-15,71	0,00	6,9	16,8	23,7	0,0	-23,7	0,0
555	3,7	2,45	11,12	13,57	-0,88	-13,34	-2,66	3,7	16,8	20,5	-1,3	-20,1	-4,0
570	2,0	1,33	11,00	12,32	-1,55	-11,45	-4,82	2,0	16,6	18,6	-2,3	-17,3	-7,3
585	2,0	1,33	10,49	11,82	-2,12	-9,86	-6,86	2,0	15,8	17,8	-3,2	-14,9	-10,3
600	2,0	1,33	9,27	10,60	-2,35	-7,34	-8,01	2,0	14,0	16,0	-3,5	-11,1	-12,1
615	2,0	1,33	7,05	8,38	-2,09	-4,18	-7,55	2,0	10,6	12,6	-3,1	-6,3	-11,4
630	2,0	1,33	3,71	5,04	-1,30	-1,30	-5,04	2,0	5,6	7,6	-2,0	-2,0	-7,6
645	2,0	1,33	-0,63	0,70	-0,17	0,01	-0,72	2,0	-0,9	1,1	-0,3	0,0	-1,1
660	2,0	8,59	-5,56	3,03	-0,67	0,93	-2,96	12,9	-8,4	4,6	-1,0	1,4	-4,5
675	2,0	1,33	-10,49	-9,17	1,65	-5,32	7,65	2,0	-15,8	-13,8	2,5	-8,0	11,5
690	2,0	1,33	-14,71	-13,38	1,69	-10,74	8,15	2,0	-22,2	-20,2	2,5	-16,2	12,3
705	2,0	1,33	-17,55	-16,22	1,05	-15,39	5,21	2,0	-26,5	-24,5	1,6	-23,2	7,9
720	2,0	1,33	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0

РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ

3.1 Опис системи газообміну газового двигуна – прототипу

Так як газовий двигун проектується на базі дизельного двигуна 6Ч13/14, то за двигун-прототип приймаємо газовий двигун 6ГЧН25/34, в якого система подачі газу в циліндри двигуна добре відпрацьована. Система газообміну (система підведення паливного газу до двигуна) призначена для підведення газоповітряної суміші в циліндри двигуна та відведення від нього відпрацьованих газів. Основні вузли системи (рис.3.1): блок газової апаратури 1, фільтр – глушник 10; змішувач газоповітряної суміші (ГПС) 11; турбокомпресор 12; охолоджувач ГПС 13; впускний колектор 14, випускний колектор 15.

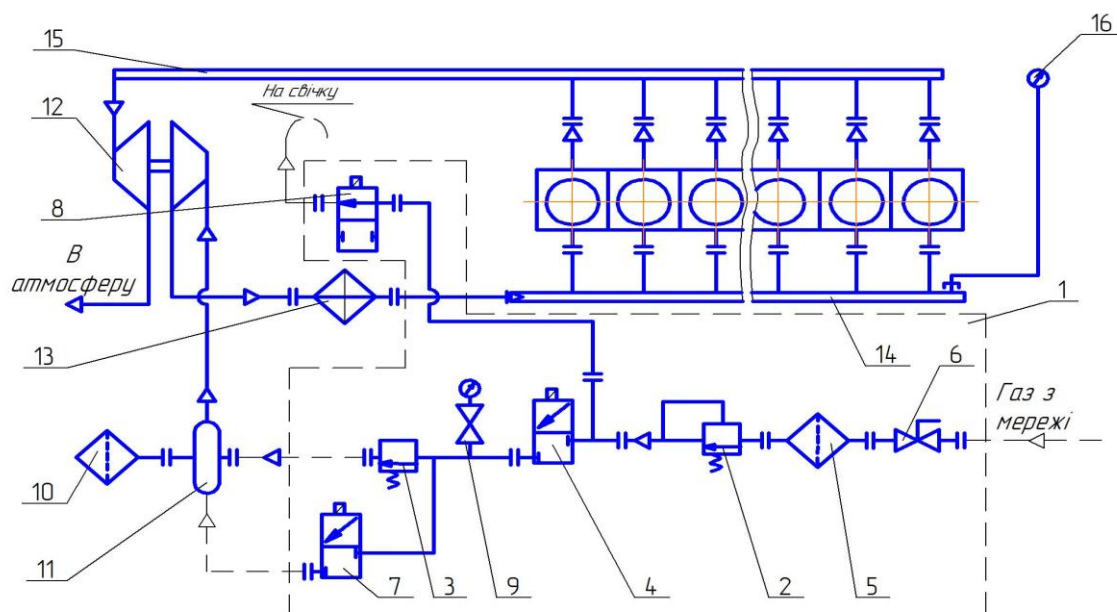


Рисунок 3.1 Принципова схема системи газообміну двигуна 6ГЧН25/34

1- блок газової апаратури; 2 - регулятор тиску; 3 - регулятор співвідношення газ-повітря; 4 - електромагнітний клапан повільного відкриття; 5 - фільтр газу; 6 - кран кульовий; 7- електромагнітний клапан холостого ходу; 8 - електромагнітний клапан (на свічку); 9 - кран кнопочний з манометром; 10 - фільтр глушник; 11 - змішувач ГПС; 12 - турбокомпресор; 13 - охолоджувач ГПС; 14 - впускний колектор; 15 - випускний колектор; 16 - мановакууметр.

3.1.1 Фільтр – глушник

Фільтр – глушник (рис.3.2) призначений для очищення повітря, що подається в двигун від пилу, посторонніх предметів та інших забруднень, а також для зменшення шуму впуску.

Фільтр – глушник через перехідник 1 кріпиться до турбокомпресора, а до патрубка 14 кріпиться система вентиляції картера (рис.3.4). Основними деталями фільтра-глушника є конфуз 2, кришка 4, сітка верхня 8, сітка нижня 9, сітка 13, які з'єднані поміж собою шпильками 7 і трубками обмежувальними 10,11,12.

3.1.2 Блок газової апаратури

Блок газової апаратури (рис.3.3) виконаний у вигляді шафи одностороннього обслуговування, в якому встановлена газова апаратура: електромагнітні клапани 1,2,6, регулятор тиску 5, фільтр газу 4, кран кульовий 3, кран кнопковий 7, манометр 8, регулятор співвідношення газ -повітря і призначений для автоматичного регулювання тиску газу, що поступає в двигун. Він також виконує функції дистанційного відкриття та закриття електромагнітних клапанів, тобто подачу газу в двигун або його перекриття, а при аварійній зупинці двигуна їх автоматичне виключення (закриття, відкриття).

3.1.3 Змішувальна камера

Змішувальна камера двигуна типу 6ГЧН25/34 призначена для змішування потоку повітря, що поступає через фільтр – глушник на всмоктування в компресор турбокомпресора з газом, що поступає із газового трубопроводу в камеру. Камери змішувальні по принципу дії однакові, а відрізняються лише розмірами.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

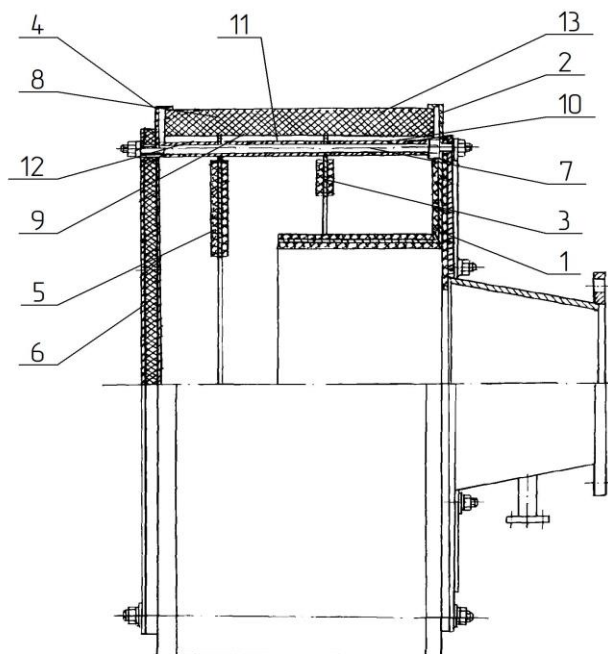


Рисунок 3.2 Фільтр-глушник
1-перехідник; 2-конфузор; 3-фланець роздільний; 4-кришка; 5-фланець; 6-заглушка;
7-шпилька; 8-сітка верхня; 9-сітка нижня; 10, 11, 12-трубка обмежувальна; 13-сітка

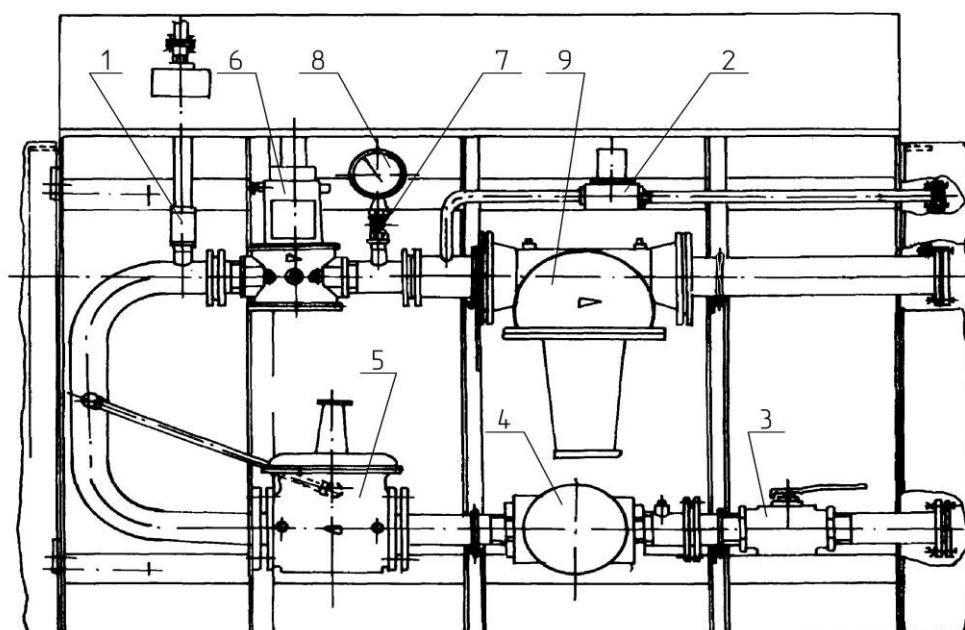
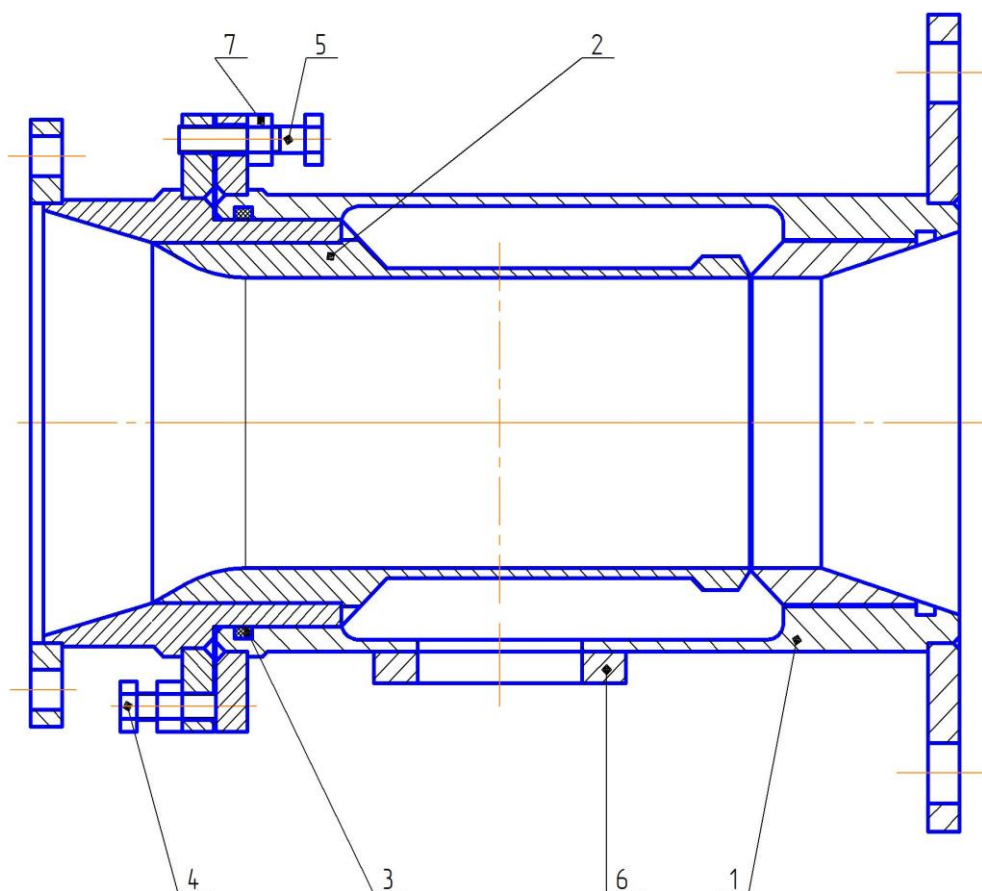


Рисунок 3.3 Блок газової апаратури
1-електромагнітний клапан ЕМК3/4"; 2-ЕМК1/2"; 3-кран кульовий; 4-фільтр газу;
5-регулятор тиску; 6- електромагнітний клапан повільного відкриття;
7-кран кнопочний; 8-манометр; 9-регулятор співвідношення газ/повітря.

Змішувальна камера (рис.3.4) складається корпусу 1, в який встановлена вставка 2 з ущільнюючим кільцем 3, віджимних болтів 4 та стяжних болтів 5. Вставка в корпусі змішувальної камери має переміщення, чим забезпечується регулювання величини щілини виходу газу. Газ із газового трубопроводу через

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45



*Рисунок 3.4 Камера змішувальна двигуна-прототипу
1-корпус; 2-вставка; 3-кільце ущільнююче; 4 -болт
віджимний; 5-болт тяжкий; 6-фланець; 7-гайка
стопорна*

отвір фланця 6 поступає в кільцевий простір поміж корпусом 1 та вставкою 2 і через кільцеву щілину витікає на змішування з потоком повітря і далі на всмоктування в турбокомпресор.

Величина щілини, що визначає площу перерізу для проходження газу, встановлюється на заводі – виробнику при випробуваннях та регулюванні параметрів двигуна і записується у формуляр двигуна. На місці установки двигуна – генератора у Замовника величина щілини може змінюватися в залежності від якості паливного газу. На поверхні Б нанесена манкіровка

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

фактичного зазору поміж вставкою та корпусом (величина щілини) в мм при нульовому зазорі А поміж фланцями корпуса та вставки, що дає можливість визначати величину щілини при регулюванні двигуна.

3.2 Розрахунок та проектування камери змішувальної

Розміри змішувальної камери, в першу чергу діаметр, мають бути такими щоб забезпечити витрату через неї газоповітряної суміші при роботі двигуна на режимі номінальної потужності. Площа ж отворів в корпусі вставки змішувальної камери при цьому повинна бути такою, щоб через них проходила кількість газового палива, яка б забезпечувала роботу двигуна на режимі холостого ходу при мінімальній частоті обертання колінчастого валу ($n = 350...400 \text{ хв}^{-1}$). При цьому дросельна заслінка має бути в положенні мінімального відкриття і регулятор швидкості (актуатор) повинен діяти на заслінку. Це забезпечить стабільну, без пропусків запалювання робочої суміші в циліндрах двигуна, роботу газового двигуна на паливному газу в режимі холостого ходу. Таким чином виключаються випадки вибухів робочої газоповітряної суміші в циліндрах двигуна, впускному та випускному колекторах.

Для розрахунку розмірів змішувальної камери в першу чергу потрібно знати параметри газоповітряної суміші (тиск, витрата, температура) на режимах номінальної потужності та холостого ходу двигуна.

Об'ємна витрата газоповітряної суміші при номінальній потужності знайдена в процесі виконання розрахунку робочого циклу газового двигуна 6ГЧ13/14 і складає

$$V_{\text{ГПС}} = \alpha V_r L_0 + V_r = 1,5194,5 \cdot 1,96 + 194,5 = 880,7 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Знайдемо також об'ємну витрату газоповітряної суміші на режимі холостого ходу, який характерний тим, що зовнішнє навантаження на газовий двигун відсутнє, а індикаторна потужність двигуна повністю витрачається на механічні втрати в двигуні.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторну потужність двигуна на режимі холостого ходу знаходимо по формулі

$$P_{\text{ін.х.х.}} = P_{\text{мех.}} = (1 - \eta_{\text{м}})P_{\text{е}} = (1 - 0,82)100 = 18 \text{ кВт, де (1)}$$

$\eta_{\text{м}} = 0,82$ – механічний ККД газового двигуна, підрахований при розрахунку робочого процесу двигуна;

$P_{\text{е}} = 100 \text{ кВт}$ – номінальна ефективна потужність двигуна

Годинна об'ємна витрата природного газу на режимі холостого ходу може бути підрахована по формулі

$$B_{\text{х.х.}} = P_{\text{ін.х.х.}} b_i = 181,72 = 31 \text{ м}^3/\text{год, де}$$

$b_i = 1,72 \text{ м}^3/\text{кВтгод}$ – індикаторна питома витрата генераторного газу.

Годинну об'ємну витрату газоповітряної суміші через змішувальну камеру на режимі холостого ходу знайдемо по формулі

$$V_{\text{ГПС х.х.}} = B_{\text{х.х.}} (1 + \alpha L_0) = 31(1 + 1,51,96) = 124 \text{ м}^3/\text{год, де}$$

$\alpha = 1,5$ – коефіцієнт надлишку повітря для згоряння генераторного газу на режимі холостого ходу;

$L_0 = 1,96 \text{ м}^3/\text{м}^3$ – теоретична витрата повітря для згоряння 1 м^3 генераторного газу.

Діаметр змішувальної камери $d_{\text{зк}}$ знаходимо із рівняння витрати газоповітряної суміші при номінальній потужності двигуна, яке запишеться наступним чином

$$V_{\text{ГПС}} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{зк}}^2}{4} \cdot v_{\text{ГПС}}, \text{ м}^3/\text{год, де (4)}$$

$v_{\text{ГПС}} = 60 \dots 90 \text{ м/с}$ – оптимальна швидкість газоповітряної суміші в змішувальній камері, при якій забезпечується допустимий аеродинамічний опір;

Із формули (4) знаходимо діаметр змішувальної камери

$$d_{\text{зк}} = \sqrt{\frac{4V_{\text{ГПС}}}{3600\pi v_{\text{ГПС}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 124}{3600 \cdot 3,14 \cdot 65}} = 65 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Для подальших розрахунків приймаємо діаметр отвору змішувальної камери $d_{зк} = 65\text{мм}$

3.3 Опис конструкції запроєктованої змішувальної камери

В дипломному проєкті розроблена конструкція змішувальної камери (рис.3.5), яка в порівнянні із серійною змішувальною камерою (рис.3.4) має суттєвих переваг:

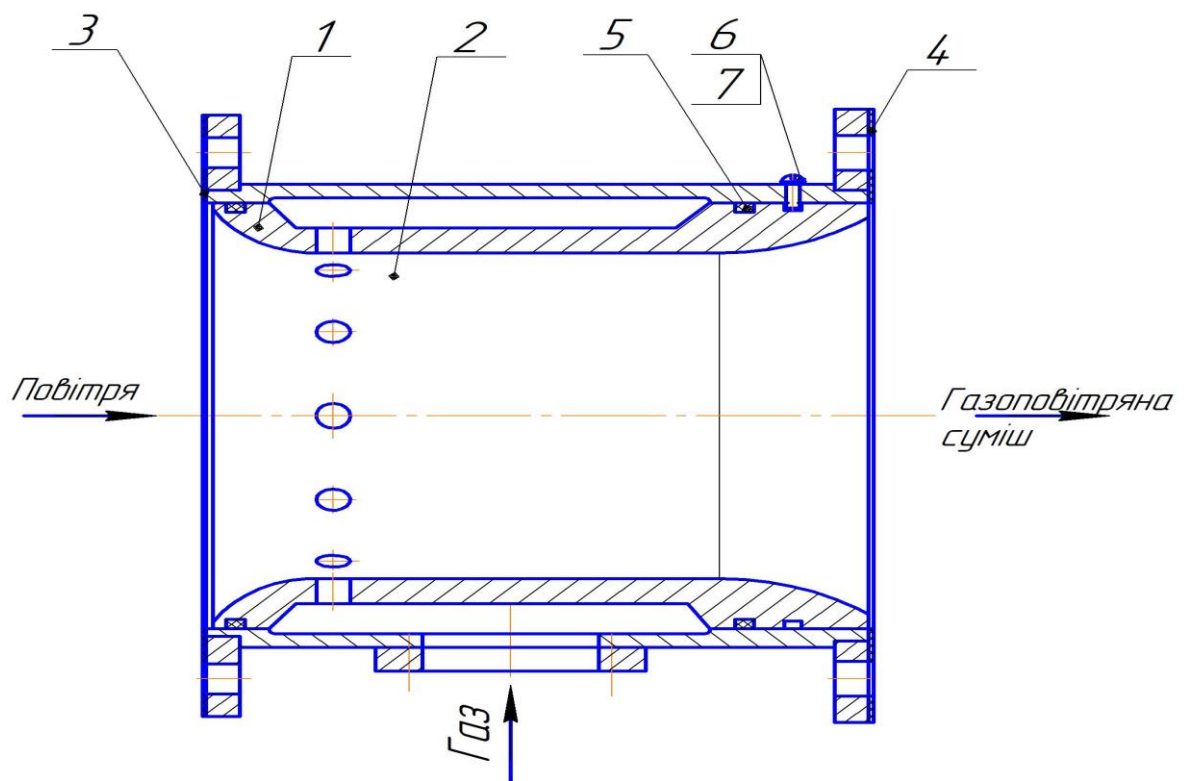
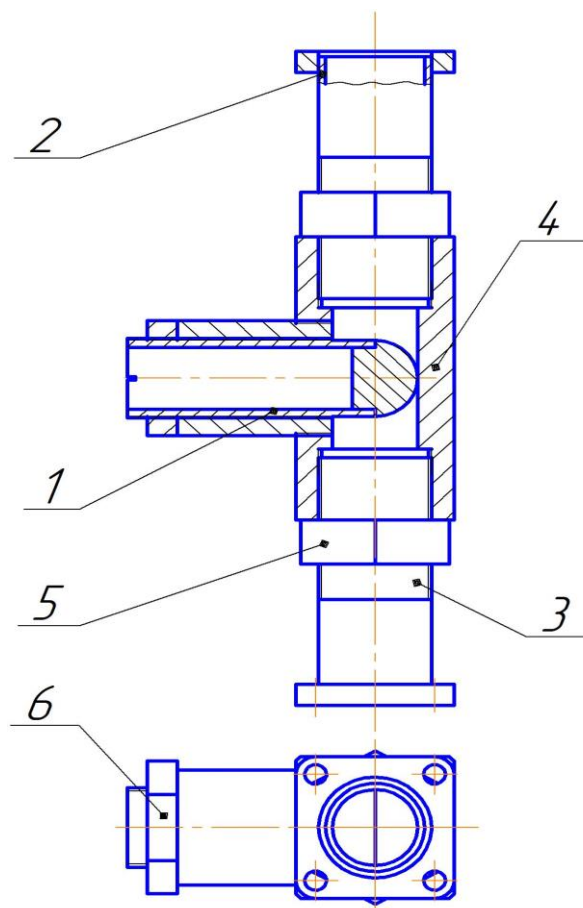


Рисунок 3.5 Камера змішувальна покращеної конструкції
1 – корпус; 2 – вставка; 3,4 – прокладка; 5 – кільце гумове;
6 – гвинт; 7 – шайба стопорна

1. В змішувальній камері двигуна – прототипу витрата паливного газу регулюється величиною зазору поміж корпусом і вставкою. Для цього потрібно закрутити, або ж відкрутити стяжні болти розташовані на корпусі змішувальної камери.

Зважаючи на те, що змішувальна камера розташована у верхній частині двигуна зробити точне регулювання зазору важко (незручності при роботі на висоті, сильний аеродинамічний шум високі температури, нерівномірна затяжка болтів стяжних).

В запроєктованій змішувальній камері подача газу регулюється газовим клапаном (рис.3.6), який розташовується в зручному для його обслуговування місці. Крім того, газовий клапан забезпечує тонке регулювання витрати паливного газу в змішувальну камеру.



*Рисунок 3.6 Клапан газовий
1- сідло; 2,3 – патрубок; 4 – корпус; 5,6 – гайка*

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

2. Змішувальна камера запропонованої конструкції може застосовуватися на газових двигунах, що працюють з різними газовими паливами. Для застосування змішувальної камери на конкретному газовому двигуні потрібно лише підібрати та встановити відповідну вставку в корпус, який може бути однаковим по конструкції і розмірам для широкого діапазону потужностей газових двигунів.

3. Змішувальна камера нової конструкції значно простіша і технологічніша у виготовленні.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТ 12.0.003 – 83. Пари паливо-мастильних матеріалів проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Шум та вібрація негативно впливають на обслуговуючий персонал, знижують працездатність, увагу, призводять до швидкої втомлюваності та при перевищенні допустимих норм можуть викликати різноманітні захворювання людського організму.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила, які при потраплянні до організму людини можуть викликати хронічні захворювання та навіть отруєння та смерть.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Двигун працює на газоподібному паливі, що створює небезпеку витікання газу в приміщення енергетичної установки при розгерметизації елементів паливної апаратури та створює небезпеку вибуху газу в приміщенні.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна завдати людині опіків. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами або захисними огороженнями.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Причиною пожеж у приміщенні енергетичної установки є: несправні електроприлади, самозаймання обтирочного матеріалу, несправність запірної арматури, розгерметизація елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, викликає гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших біологічних рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; C_nH_m). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система ефективної вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних умов повітряного середовища в приміщенні.

Вентиляції, що застосовуються в приміщенні енергетичної установки: штучна, приточна і природна.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Негативно впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму на протязі тривалого часу спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткової чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

б, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації наведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, ДБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, спеціальні подушки, які гасять вібрацію.

Заходи по зниженню шуму і вібрації.

Шум і вібрація двигунів внутрішнього згоряння негативно впливають на здоров'я працюючих, зменшують продуктивність праці, притупляють увагу, що може призвести до виникнення нещасних випадків. Двигуни у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, одночасно, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Метод полягає у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у підвищенні точності виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, доведення і притирання деталей, вибір підшипників з малими зазорами). 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 приміщення. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення вібрації. Ефективним способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: навушників, гермошоломів і касок, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяють зменшити шум на 15 – 20 Дб.

4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і. крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- машинне відділення повинно мати медичинську аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися.

- за допомогою приборів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинної зали. Концентрація метану у повітрі 5 - 15% - вибухонебезпечна.

- при ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані;

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку»;

- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;

- перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани;

- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;

- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;

- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;

- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні любых робіт по шафам;
- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;
- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
- при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж.

4.4 Захист навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інше);

г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.4.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації газовий двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу попадає вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, що сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;
- б) окисли вуглецю;
- в) окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій;
- г) канцерогенні домішки;
- д) альдегіди.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Димність, крім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

4.4.2 Способи зниження димності та токсичності відпрацьованих газів двигунів.

Відомо декілька способів зменшення димності та токсичності двигунів. Питання про вибір найкращого методу вирішується залежно від конкретних умов.

Вдосконалення процесів утворення горючих сумішей та згоряння

За першим методом, відбувається зниження димності відпрацьованих газів та вмісту оксиду вуглецю, вуглеводнів, сажі, альдегідів, тобто продуктів неповного окислення. При цьому збільшується потужність та покращуються економічні показники роботи двигунів. Однак, як вже було відмічено, це призводить до збільшення концентрації оксидів азоту. Зниження ступеня стиснення, зменшення кута випередження впорскування палива або дроселювання повітря при впуску приведе до зменшення концентрації оксидів азоту, але при цьому погіршуються індикаторні показники. Спосіб утворення горючих сумішей значно впливає на токсичність відпрацьованих газів. В дизелях з розділеними камерами згоряння утворюється менша кількість оксидів азоту, ніж в дизелях з камерою згоряння в поршні. Крім того, в дизелях з розділеною камерою згоряння утворюється менше продуктів неповного згоряння та зменшується димність.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь стиснення впливає на токсичність відпрацьованих газів головним чином через зміну температури заряду. Збільшення температури призводить до покращення утворення паливної суміші, особливо при малих навантаженнях та частотах обертання валу, тому зменшується кількість СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах. Для зменшення утворення оксидів азоту відповідним чином підбирають відношення інтенсивності вихрового руху заряду та параметрів впорскування палива.

Режим роботи двигунів значно впливає на склад компонентів відпрацьованих газів. При збільшенні навантаження двигуна утворення паливних сумішей погіршується, також погіршується згоряння. При цьому різко збільшуються викиди СО та димність відпрацьованих газів. Вплив температурного фактора на утворення оксидів азоту є вирішальним у ділянці малих та середніх навантажень. Тільки у випадку великих циклових подач палива вихід NO_x зменшується внаслідок утворення в камері згоряння значних об'ємів, де кисню практично немає.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка системи подачі газу для газопого двигуна потужністю 100 кВт, що працює на генераторному газу. Двигун-прототип 6Ч13/14» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газопого двигуну 6Ч13/14 і детальну розробку системи подачі генераторного газу. Кваліфікаційна робота оформлена пояснювальною запискою та графічною частиною загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6Ч13/14 потужністю 100 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де є постійні споживачі електричної та теплової енергії і є матеріальні ресурси для отримання генераторного газу. В пояснювальній записці виконаний опис конструкції газопого двигуна 6Ч13/14, а його конструкція показана на листі Додатку1 графічної частини роботи.

У другому розділі роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P=100\text{кВт}$, $n=1500\text{об/хв}$) визначений двигун – прототип 6Ч13/14 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу по результатам яких побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі займають проектування системи подачі газопого палива і розробка конструкції камери змішувальної та клапана газопого, які забезпечать якісне спалювання генераторного газу, склад якого є змінним в експлуатації. В пояснювальній записці приведений детальний опис конструкції змішувальної камери двигуна-прототипу та запроектованого двигуна.. В графічній частині роботи розроблені складальні креслення газопого двигуна 6Ч13/14, камери змішувальної та клапана газопого. Також побудовані індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу шуму і вібрації газового двигуна 6ГЧН26/34 на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в двигун.

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИГаз. М., 1992
2. Дизели. Справочник под ред. В.А. Ваншейдта „Машиностроение“, Л., 1977
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
6. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л., 1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М., 1973
10. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991

					ПННІ НУК 142.44.22.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63