

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 покращеної конструкції охолоджувача генераторного газу для
стаціонарного газового двигуна потужністю 150 кВт. Прототип – 6ГЧ13/14

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

_____ **Мамонтов С.С.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **ст. викладач**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

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 Мамонтову Сергію Сергійовичу

1. Тема роботи: «Розробка конструкції охолоджувача генераторного газу для стаціонарного газового двигуна потужністю 150 кВт. Прототип – 6ГЧ13/14»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

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 6ГЧ13/14, номінальною потужністю 120 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції газового двигуна 6ГЧ13/14.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Проектування охолоджувача генераторного газу

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧ13/14 (СК), 2. Система охолодження газового двигуна.

(СП), 3. Охолоджувач генераторного газу (СК), 4. Дошка трубна нерухома (РК),

5. Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ.

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 складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2022	
4.	Проектування охолоджувача генераторного газу (ОГГ)	05.04.2022	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Розробка креслення газового двигуна	18.04.2022	
7.	Розробка системи охолодження газового двигуна	26.04.2022	
8.	Розробка складального креслення ОГГ	10.05.2022	
9.	Розробка робочого креслення трубної дошки	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Мамонтов С.С.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Annotation

Explanatory note to the qualification work on the topic "Development of the design of the generator gas cooler for a stationary gas engine 6GCh13 / 14 with a capacity of 150 kW. Prototype - 6GCh13 / 14 "consists of Introduction, 4 sections and 5 Appendices 5 sheets of drawings in A1 format.

The text of the explanatory note describes the design of the gas engine prototype 6GCh13 / 14, calculated the working process with the definition of its main parameters, substantiation of the design of the generator gas cooler and calculation of its main parameters, performed the necessary calculations for the strength of heat exchanger parts. Also the necessary calculations on durability of details of the designed engine are executed. At the end of the qualification work developed measures for labor protection and environmental protection, made general conclusions about the work done.

The appendices to the explanatory note include drawings of the 6GCh13 / 14 engine (cross-section), drawings of the generator gas cooler assembly and working drawings of the tube board, indicator diagrams and forces acting on the CSM parts.

Key words: gas engine, duty cycle, indicator diagram, generator gas cooler, pipe board, labor protection.

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка конструкції охолоджувача генераторного газу для стаціонарного газового двигуна 6ГЧ13/14 потужністю 150кВт. Прототип - 6ГЧ13/14» складається із Вступу, 4 розділів та 5 Додатків 5 листів креслень формату А1.

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

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ГЧ13/14 (поперечний переріз), креслення складальне охолоджувача генераторного газу та робоче креслення дошки трубної, діаграми індикаторної та сил, що діють на деталі КШМ.

Ключові слова: газовий двигун, робочий цикл, індикаторна діаграма, охолоджувач генераторного газу, трубна дошка, охорона праці.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ГЧ13/14	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	15
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	18
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	32
2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ГЧН25/34.....	38
2.4 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН25/34.....	40
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ОХОЛОДЖУВАЧА ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ	
3.1 Застосування генераторного газу в двигуні 6ГЧ13/14.....	42
3.2 Розрахунок параметрів охолоджувача генераторного газу.....	47
3.3 Технічний опис конструкції охолоджувача генераторного газу	52
3.4 Обґрунтування конструкції теплообмінної трубки з кільцевим турбулізатором.....	55
3.5 Розрахунок на міцність деталей охолоджувача генераторного газу	59
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1 Коротка характеристика обладнання і умов праці на підприємстві.....	61
4.2 Аналіз умов праці на робочому місці.....	65
4.3 Розробка заходів з охорони праці.....	68
ВИСНОВКИ	69
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	70

					ПФ НУК 142.44.22.13 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Мамонтов				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірів	Грабовенко					н	3	75
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-20		

ДОДАТКИ

Додаток 1	Двигун газовий 6ГЧ 13/14 (Поперечний розріз), СК, А1.....	71
Додаток 2	Система охолодження газового двигуна, СК, А1.....	72
Додаток 3	Охолоджувач генераторного газу, СП, А1.....	73
Додаток 4	Дошка трубна, РК, А1.....	74
Додаток 5	Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ.....	75

					ПННІ НУК 142.44.22.13 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 сояшника, лушпиння сояшникового 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

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

виробництвом електричної енергії можливо виробляти і теплову енергію.

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 охолодження генераторного газу, яка є складовою частиною системи охолодження когенераційної газової установки.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧ13/14

Двигун Ярославського моторного заводу (рис.1.1) 6ГЧ13/14 виконаний по конструктивній схемі з V-образним розташуванням циліндрів що обумовлено прагненням зменшити довжину двигуна і його масу.

Даний двигун 6 Ч 13/14 має високі техніко-економічні показники: значну потужність, підвищений термін служби, експлуатаційну надійність і хорошу паливну економічність.

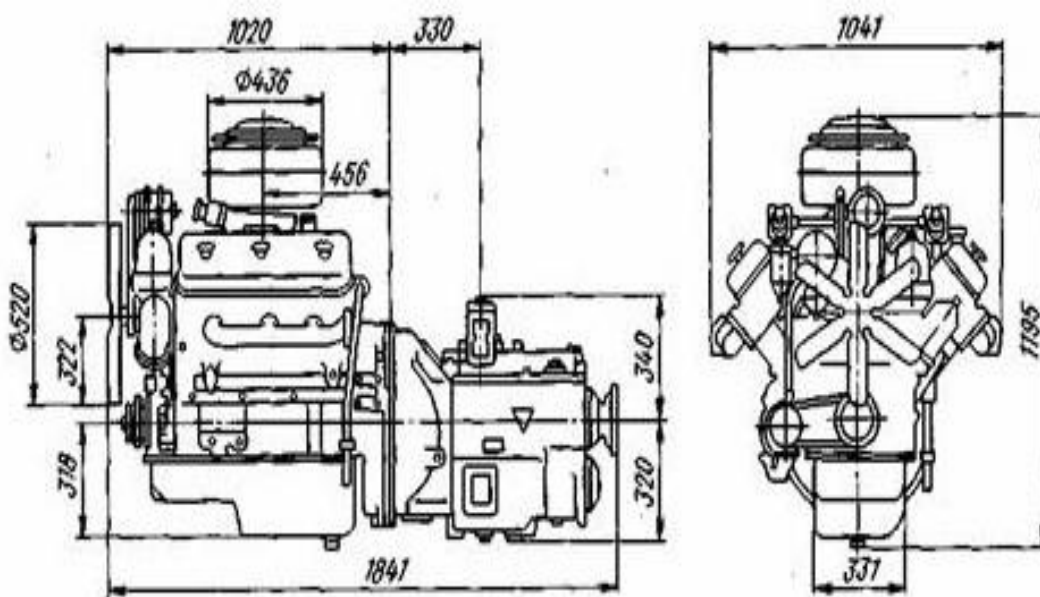


Рисунок 1.1
Габаритні
розміри двигуна
6 ГЧ 13/14

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

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

центрально розташований розподільний вал системи газорозподілу і роликові штовхачі приводу клапанів, що коливаються;

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 ремнем безпосередньо від шківа 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 ремнем від шківа, встановленого 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 кріпиться 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 газорозподіли, що знаходяться в зачепленні з шестернею колінчастого валу. Від шестерні колінчастого валу приводиться в дію також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

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 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 головкою 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.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

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.

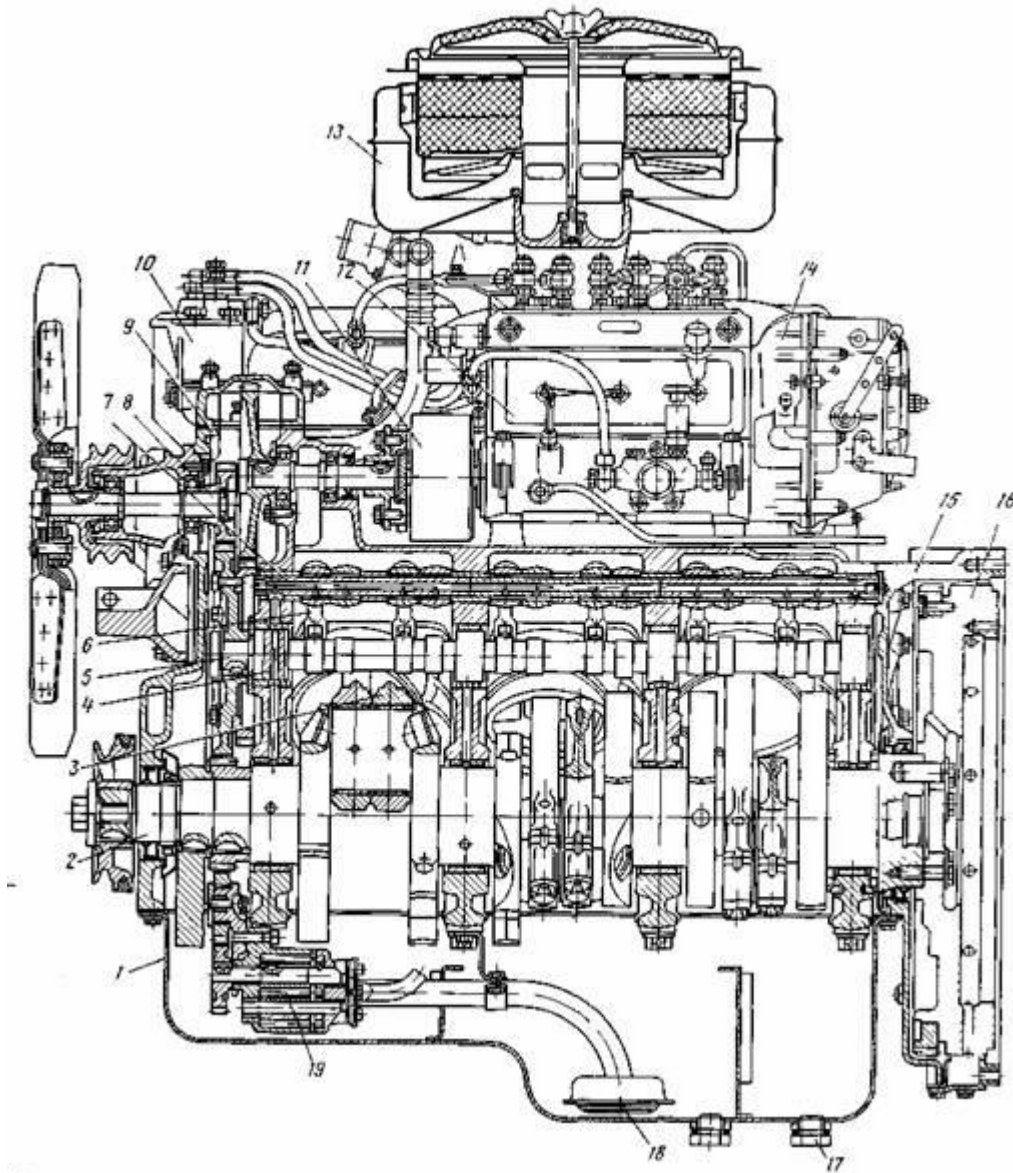


Рисунок 1.2 Поздовжній розріз двигуна 6ГЧ 13/14

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.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

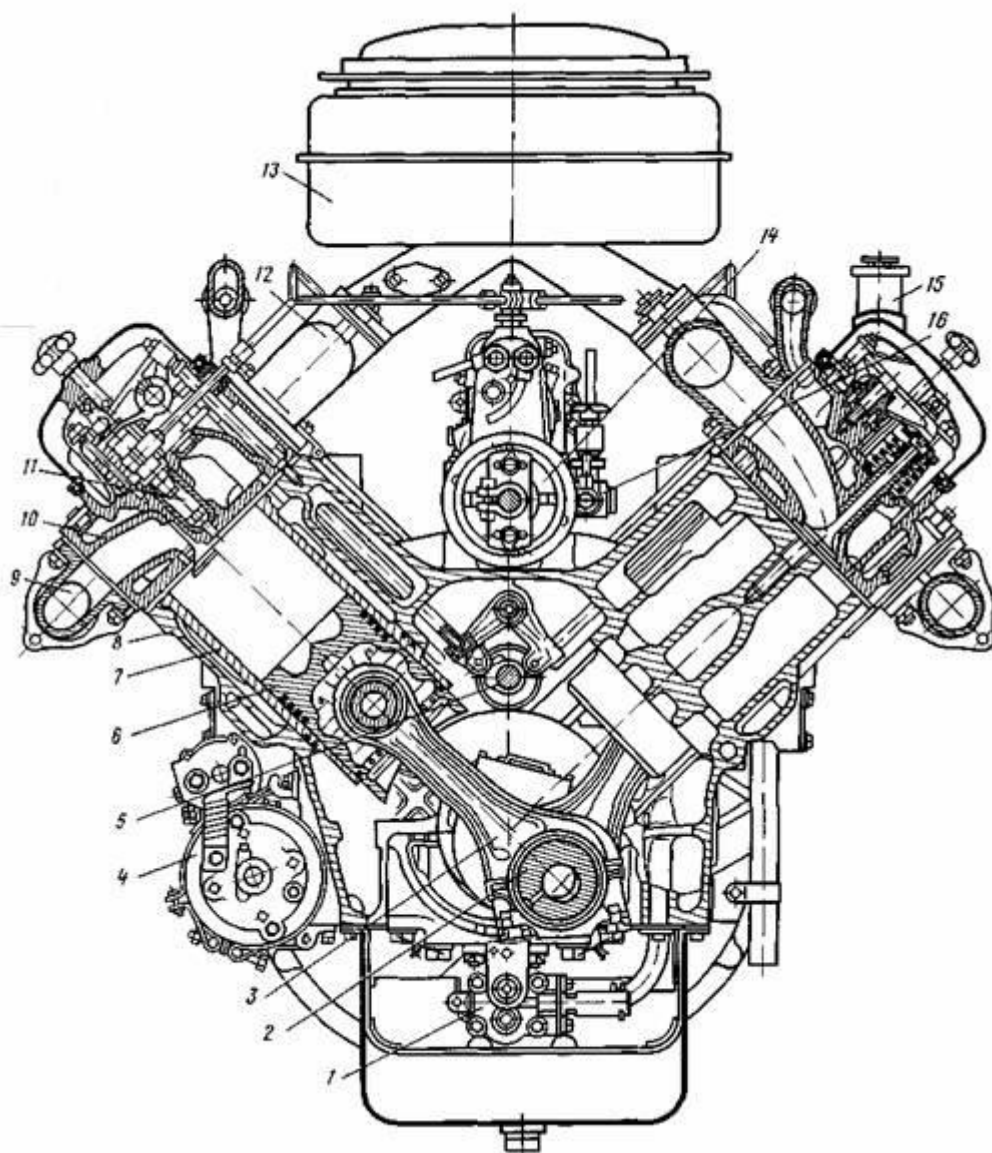


Рисунок 1.3 Поперечний розріз двигуна 6ГЧ 13/14

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 повертання клапана під час роботи двигуна, що підвищує надійність клапана і сідла.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

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

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 сталеної 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 вала.

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 маслосборне розташовані у верхній частині поршня. Поверхня тертя верхнього кільця покрита шаром пористого хрому. Виїмка в поршні створює камеру згоряння. Паливні форсунки закритого типу зміщені відносно вісі циліндра для підвищення термічної міцності перемичок головки між клапанами.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 захаращений 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна для приводу електричного генератора обумовлює вимоги до таких параметрів, як частота обертання колінчастого валу і 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 газового двигуна 6ГЧ13/14, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри двигуна - прототипу 6ГЧ13/14

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчастого валу, n	хв.^{-1}	2200
Середній ефективний тиск, $p_{\text{ме}}$	кПа	670
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	160
Ресурс до першої переборки, $t_{\text{пер}}$	год	3000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{\text{кр}}$	год	10000
Питома витрата природного газу, g_e	$\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$	0,32
Питома витрата мастила, g_m	$\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	2,0

2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

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

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

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

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 13$ і 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 самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [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.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

г) 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 самозапалювання.

д) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

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

е) 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 $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

ж) 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] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

з) 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].

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД запроектованого двигуна $\eta_m = 0,82$.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

л) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 800 \text{ K}$. [3].

м) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\varphi = 0,93 \dots 0,97$. [3] стор.107

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна 6ГЧ13/14

1. Проектні параметри двигуна:

Ефективна потужність	$P_e = 150 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 3000 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра	$D = 130 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 140 \text{ мм}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,7$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$

1.2 Вихідні дані 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	$P_r = 103 \text{ кПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 800 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,7$
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	$\xi = 0,96$
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	$R_{CH_4} = 0,02$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

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	$CO=$	19	$R_{CO} = 0,19$
вуглецю			
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)

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.

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,7 \cdot 0,64 = 2,09 \text{ кмоль / кмоль}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

окремих компонентів продуктів згоряння.

Кількість CO_2 :

$$M_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \sum (n \cdot C_n H_m + \text{CO}_2) = 19 + (1 \cdot 0,944 + 0,12) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,12) + (4 \cdot 0,007 + 0,12) + (5 \cdot 0,01 + 0,12) = 0,81 \text{ кмоль}$$

Кількість H_2O :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + \sum (0,5mC_n H_m + \text{CO}_2) = 18 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,12) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,12) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,12) + (0,5 \cdot 0,12) = 0,04 \text{ кмоль}$$

Кількість O_2 :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,7 - 1) \cdot 0,64 = 0,0945 \text{ кмоль}$$

Кількість N_2 :

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,7 \cdot 0,64 + 49 = 1,353 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0,81 + 0,04 + 0,0945 + 1,353 = 2,298 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 2,298 - 2,093 = 0,205 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{2,298}{2,093} = 1,0980$$

Параметри процесу наповнення.

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{327,0 + 1,7 \cdot 0,64 \cdot 800}{1 + 1,7 \cdot 0,64} = 307,1 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{307,1 + 10}{800} \cdot \frac{103}{10,5 \cdot 95,0 - 103} = 0,046$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{де } P_d = 0.95 \times P_g = 0.95 \cdot 100 = 95,0 \text{ кПа}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{95,0}{100} \cdot \frac{307,1}{307,1 + 10 + 0,046 \cdot 800} = 0,91$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{307,1 + 10 + 0,046 \cdot 800}{1 + 0,046} = 338,2 \text{ K}$$

Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 95,0 \cdot 10,5^{1,36} = 2325,6 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 338,2 \cdot 10,5^{1,36 - 1} = 788,4 \text{ K} \quad t_c = 515,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0980 + 0,046}{1 + 0,046} = 1,0937$$

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:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2} = \frac{0,81}{2,298} = 0,3525$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2} = \frac{0,04}{2,298} = 0,0174$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2} = \frac{1,0945}{2,298} = 0,0411$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2} = \frac{1,353}{2,298} = 0,5890$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.6.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

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

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

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

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

$$mCv_{me} = 0,0411 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,5890 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot T_z) + \\ + 0,0174 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,3525 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv_{me} = a + b 10^{-5} T_z = 13,40 + 303,10 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 13,40$$

$$b = 303,10$$

Теплоємність газового палива.

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

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.

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

$$\text{де: } a = 13,56$$

$$b = 456,37$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі..

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

$$mCv_{cm} = \frac{44,302 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,7 \cdot 0,64 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z)}{(1 + 1,7 \cdot 0,64)} \cdot \frac{0,045 \cdot (1 + 1,7 + 0,64)}{(1 + 0,046)}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 16,96 + 163,20 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 16,96$$

$$b = 326,40$$

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

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T = 20,8 + \frac{326,40}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 16,96 + 163,20 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 16,96$$

$$b = 163,20$$

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.

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 29,162 + 535,827 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

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

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,162 + \frac{267,914}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: $a = 29,162$

$b = 267,914$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - c = 293,011 \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + 31,894 \times t_z - 63485,04 = 0$$

де : $A = 293,011$

$B = 31,894$

$C = 63485,04$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-31,894 + \sqrt{31,894^2 + 4 \cdot 293,011 \cdot 10^{-5} \cdot 63485,04}}{2 \cdot 293,011 \cdot 10^{-5}} = 1992$$

$T_z = 1992,0 \text{ K}$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0937 \cdot 2325,6 \cdot 1992 / 788,4 = 6426,2 \text{ кПа}$$

$P_{\max} = 6426,2 \text{ кПа}$

Ступінь підвищення тиску.

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{6426,2}{2325,6} = 2,76$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,76 - 2,15|}{2,76} 100\% = 2,34\%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0937 \cdot 1992,0}{2,76 \cdot 788,4} = 1$$

Параметри процесу розширення.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10,5}{1} = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\varepsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{6426,2}{10,5^{1,24}} = 348,1 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1992,0}{10,5^{1,24-1}} = 1132,9 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{ср.з.} = \frac{T_{\varepsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\varepsilon}} \right] = \frac{1132,9}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{103}{348,1} \right] = 893,1 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\varepsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\varepsilon}}{P_r}}} = \frac{1132,9}{\sqrt{\frac{348,1}{103}}} = 755,0 \text{ К}$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|755,0 - 800|}{755,0} \times 100\% = 5,63\%$$

Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,96 \cdot 2325,6}{10,5 - 1} \cdot \left[2,7 \cdot (1 - 1) + \frac{2,7 \cdot 1}{1,24 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,24-1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,36-1}} \right) \right] = 794,07 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1.985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22.4} 4.186 = 1.985 \frac{(1 + 1.7 \cdot 0.64) 293 \cdot 794.07}{5060 \cdot 100 \cdot 0.91 \cdot 22.4} 4.186 = 0.43$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} = \frac{3600}{5060 \cdot 0.43} = 1.65 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.098 + 0.0128 \cdot V_{п.ср} = 0.098 + 0.0128 \cdot 14 = 253.2 \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30} = \frac{0.14 \times 3000}{30} = 14.0 \text{ м / с}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 794.07 - 253.2 = 540.87 \text{ кПа}$$

Механічний ККД.

$$\eta_M = \frac{540.87}{794.07} = 0.68$$

Ефективний ККД.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.43 \cdot 0.68 = 0.294$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{1.65}{0.68} = 2.418 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e = 2.418 \cdot 150 = 362.8 \text{ м}^3 / \text{год}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{348,1 \cdot 10^3}{540,87 \cdot 3000} = 11,09 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{11,09}{6} = 1,85 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 1,85}{3,14 \times 1,077}} = 129,8 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт пропорційності.

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

Хід поршня.

$$S = m \times D = 1,077 \cdot 129,28 = 139,8 \text{ мм}$$

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.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{540,87 \cdot 11,14 \cdot 3000}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 150,7 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \cdot 100\% = \frac{150,7 - 150}{150,3} \cdot 100\% = 0,46\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{150,7 + 150}{2} = 150,3 \text{ кВт}$$

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

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	0,744
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	2,33
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,36
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	8,69
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

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

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, МПа$	$p_{ст}, мм$	$p_{роз}, МПа$	$p_{роз}, мм$
1	2,33	59,0	6,43	128,6
1,25	1,70	34,0	4,85	97,0
1, 5	1,35	27,0	3,85	77,0
2,0	0,91	18,2	2,69	53,8
2,5	0,68	13,6	2,03	40,6
3,0	0,53	10,6	1,61	32,2
4,0	0,40	8,0	1,12	22,4
5,0	0,2	5,4	0,84	16,8
7,0	0,17	3,4	0,56	11,2
9	0,12	2,4	0,41	8,2
10,5	0,10	2,4	0,31	6,2

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.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

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 $AB = 210$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,103$ МПа
5. Маштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,14$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 2,33$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 6,43$ 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'' $p_r/m_p = 0,103/0,05 = 2,06$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2p_c = 1,2 \cdot 2,33 = 2,80$ МПа;
 $p_{c'}/m_p = 2,80/0,05 = 56,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{\max} = 0,85 \cdot 6,43 = 5,47$ МПа

$p_{zd}/m_p = 5,47/0,05 = 109,4$ мм.

					ПІННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

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 5. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

Ефективна потужність	двигуна:	$P_e = 150,7 \text{ кВт}$
Частота обертання колінвалу:		$n = 3000 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру:		$D = 130 \text{ мм}$
Хід поршня	:	$S = 140 \text{ мм}$
Число циліндрів:		$i = 6$
Коефіцієнт тактності:		$Z = 4$
Нижча теплота згорання газу:		$Q_H = 5060,1 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата газу:		$B_r = 362,8 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний к.к.д.:		$\eta_i = 0,43$
Ефективний к.к.д.:		$\eta_e = 0,29$
Кількість свіжого заряду:		$M_1 = 2,093 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання:		$M_r = 2,298 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів:		$T_{\text{вр.г.}} = 893,1 \text{ К}$
Температура на початку стиску:		$T_d = 338,2 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання		
при постійному об'ємі:		$mC''_v = 25,90 \text{ кДж/кмоль К}$
мольна теплоємність свіжого заряду		
при постійному об'ємі:		$mC'_v = 21,79 \text{ кДж/кмоль К}$
середній індикаторний тиск:		$P_{\text{mi}} = 794,1 \text{ кПа}$

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$Q_{\text{в}}$ - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_{\text{г}}$ - теплота, яка виноситься випускними газами;

$Q_{\text{м}}$ - теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\text{п}} = B^{\circ} \cdot Q_{\text{н}}^{\circ} / 3.6 = 70,7 \cdot 5060,1 / 3,6 = 509,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні $q_{\text{п}}$ приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 150,7 = 150,7 \text{ кВт}.$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 150,7 / 509,9 \cdot 100 \% = 29,6\%$$

Перевірка:

$$Q_e' = Q_{\text{п}} \cdot \eta_e = 509,9 \cdot 0,29 = 150 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_e') / Q_e \cdot 100 \% = 150,7 - 150 / 150,7 \cdot 100 \% = 0,45 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н.}}$$

де Q_{w} - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{\text{т.п.}}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_{\text{w}} = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\text{п}} = (0,11 + 0,03) \cdot 509,9 = 71,4 \text{ кВт}$$

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

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З експериментальних даних:

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

$$W_{\text{ст.}}=0 \quad W_{\text{вип.}}=0,01 - 0,05 \quad 0,03$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 14) \cdot 10^3 = 253,2 \text{ кПа}$$

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

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 140 \cdot 3000 / 30 = 14 \text{ м/с};$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 253,2 = 151,92 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z) = 151,92 \cdot 0,0019 \cdot 3000 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 42,3 \text{ кВт}$$

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:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n = 1000 \cdot 42,3 = 42,3 \text{ кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 71,4 + 42,3 = 113,7 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v} = \frac{113,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0041 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

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

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

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

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_{\text{г}} \cdot \Delta P_{\text{г}} / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0041 \cdot 98 / 0,65 = 0,61 \text{ кВт}.$$

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

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

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 0,61 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{г}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н.}} = 71,4 + 42,3 + 0,61 = 114,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{г}} = Q_{\text{г}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 114,3 / 509,9 \cdot 100 \% = 114,3 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B_{\text{r}}}{3,6 \cdot 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{\text{ср.г}}} \cdot T_{\text{ср.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] = \frac{362,8}{3,6 \cdot 22,4} \\ [12,95 \cdot 32,51 \cdot 911,6 - 2,093 \cdot 30,10 \cdot 338,2] = 204,3 \text{ кВт}$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p''$ ізобарна теплоємність продуктів згоряння.

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

$$mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/кмоль}\cdot\text{К}$$

$$mC_p' = 30,10 \text{ кДж/кмоль}\cdot\text{К}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{Г}} = Q_{\text{Г}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 204,3 / 509,9 \cdot 100 \% = 40,06 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{М1}} = (Q_{\text{w}} + Q_{\text{МД}}) - Q_{\text{г}} = (71,4 + 70,2) - 114,3 = 27,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{МД}} = \Delta_{\text{МД}} \cdot Q_{\text{п}} = 0,1377 \cdot 509,9 = 70,2 \text{ кВт} - \text{теплота, еквівалентна роботі на}$$

подолання опору в механізмах двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i = (253,2 / 794,1) \cdot 0,43 = 0,1377 \quad - \quad \text{доля втрат в механізмах}$$

двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{тм} \cdot \Delta} = \frac{1,5 \cdot 27,3}{90 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,0027 \quad \text{м}^3/\text{с}$$

$\kappa=1,5$ - Коефіцієнт запасу

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

$C_{тм}=2,094 \text{ кДж/кг}$ - 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:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0027 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 1,36 \text{ кВт}$$

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

$P_0= 350000 \quad \text{Па}$

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

тоді

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{MH} = 1000 \cdot 1,36 = 1,4 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 27,3 + 1,4 = 28,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 28,6 / 509,9 \cdot 100 \% = 5,62 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_{\epsilon} + Q_{\Gamma} + Q_M) = 509,9 - (150,7 + 114,3 + 204,3 + 28,6) = 12,0 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 12,0 / 509,9 \cdot 100\% = 2,35 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Тепловий баланс газового двигуна 6ГЧ13/14

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	150,7	29,6
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	114,3	22,4
теплота, яка виноситься випускними газами	204,3	40,1
теплота, яка відводиться маслом	28,6	5,6
невраховані теплові втрати	12,0	2,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	509,9	100

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

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

Таблиця 2.6 Основні параметри газових двигунів, що працюють на різних видах палива

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ГЧ13/14 (двигун-прототип)	6ГЧ13/14
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	160	150
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	2200	3000
Ступінь стиску, ϵ	10,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,6	1,70
Паливо, що споживається для роботи двигуна	Природний газ	Генераторний газ
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	34500	5060
Максимальна температура циклу, T_z , К	2232	1992
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	6,85	5,47
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	0,98	0,744
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,436	0,43
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВтгод)	0,25	1, 65
Механічний ККД двигуна, η_m	0,81	0,68
Ефективний ККД циклу, η_e	0,35	0,294
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	0,789	0,54
Питома витрата палива: b_e , м ³ /(кВтгод)	0,32	2,418
Питома витрата тепла, q_T , кДж/кВт,	9350	12235

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу двигунів 6ГЧ13/14, що працюють на різних паливах, можна зробити висновок, що у запроєктованого двигуна ефективний ККД циклу η_e нижчий, а ефективна питома витрата тепла q_T вища ніж у двигуна – прототипу, що працює на природному газу. Причиною цього є значно нижча теплота згоряння генераторного газу в порівнянні з природним газом.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 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

$$F_{\Gamma} = p_{\Gamma} \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_{Γ} – 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

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

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

$$F_d = F_{\Gamma} + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

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

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

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

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

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,13 \text{ м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 3000 \text{ об/хв}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 128,6 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 6,43 \text{ МПа}$
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 $\omega = \pi n / 30 =$	$= 3,143000 / 30 = 314 \text{ рад/с.}$

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 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						41
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

3. ПРОЕКТУВАННЯ ОХОЛОДЖУВАЧА ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ

3.1 Застосування генераторного газу в двигуні 6ГЧ13/14

Генераторні гази утворюються під час без залишкової газифікації твердого палива. Газифікація твердого палива являє собою хімічний процес, при якому горюча частина палива перетворюється в умовах високих температур в присутності вільного або зв'язаного кисню на горючі гази. Установки, в яких здійснюється газифікація твердого палива, називаються газогенераторами.

На відміну від будь-якої топки, горіння твердого палива в газогенераторах здійснюється у шарі великої товщини і характеризується підведенням повітря у кількості, недостатній для повного спалювання палива (від 30 до 50% від теоретично необхідної кількості). Гази, які утворюються у газогенераторі, містять продукти повного горіння палива (вуглекислий газ, вода) та продукти їх відновлення, неповного горіння та пірогенетичного розкладання (угарний газ, водень, метан, вуглець). До складу генераторних газів переходить також азот повітря.

У залежності від первинної сировини розрізняють такі типи газогенераторів: для пісного палива з незначним виходом летких речовин (кокс, антрацит, пісні вуглі); для бітумінозного палива зі значним виходом летких речовин (газові вугрі, бурі вуглі, бітумінозні пісковики); для деревного та торф'яного палива і для відходів мінерального палива (коксовий та вугільний дрібняк, залишки збагачувального виробництва).

За призначенням газогенератори поділяються на стаціонарні та транспортні, а в залежності від місця підведення повітря та відбирання газу – на газогенератори прямого та оберненого процесів. У газогенераторах прямого процесу рух носія кисню та утворення газів проходить знизу доверху. Для газогенераторів оберненого процесу характерним є те, що носій кисню та утворений газ рухаються зверху донизу.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення оберненого потоку середня частина таких газогенераторів забезпечується фурмами, через які подається дуття. На рис. наведена схема газогенератора з оберненим процесом газифікації палива. Схема газогенератора з прямим процесом газифікації наведена на рис. . Завантаження такого газогенератора паливом проводиться через розташований у його верхній частині завантажувальний пристрій, обладнаний конусним затвором. Паливо, що подається у шахту газогенератора, розподіляється шаром висотою 50...70см на колосниковій решітці. Дуття надходить знизу під колосникову решітку. Утворюваний генераторний газ відводиться через газовідвід, розташований у верхній частині шахти над шаром палива. Зола у даному газогенераторі видаляється через водяний затвор, розташований у нижній частині конструкції.

У газогенераторі одночасно проходить декілька складних процесів, таких, як підсушування та суха перегонка палива, коксоутворення, відновлювальні та окислювальні процеси, шлакоутворення.

Згідно з характером розглянутих процесів виділяються окремі зони, послідовно розташовані по висоті шару палива, що газифікується. Такими зонами є: зона шлаку та золи; окислювальна або киснева; відновлювання; сухої перегонки і підсушування палива.

Дуття, яке подається під колосникову решітку, проходить через шар шлаку і при цьому підігрівається, а потім подається під шар палива, що газифікується. Нижня частина шару палива, у якому ще існує вільний кисень дуття, називається окислювальною або кисневою зоною.

Та частина шару палива, у якій відсутній вільний кисень та проходять відновлювальні реакції, є зоною відновлення.

Окислювальна та відновлювальна зони, у яких проходять основні процеси, разом називають зоною газифікації.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливо, розташоване над зоною відновлювання, під впливом гарячих продуктів газифікації піддається сухій перегонці, у процесі якої відбувається виділення летких речовин та коксоутворення, а продукти газифікації змішуються з леткими речовинами. Та частина шару палива, в якій проходять ці процеси, називається зоною сухої перегонки.

Верхня частина шару палива являє собою зону підсушування, тому що в ній відбувається випаровування вологи палива за рахунок теплоти газів, які піднімаються у верхню частину газогенератора. Разом зони сухої перегонки та підсушування складають зону підготовки палива.

Ступінь ефективності теплового використання палива під час газифікації характеризується коефіцієнтом корисної дії процесу газифікації, який є відношення кількості теплоти, що міститься в отриману газі, до наявної кількості теплоти твердого палива, витраченого на виробництво цього газу, тобто

$$\eta_T = \frac{Q_T \cdot V_T}{Q_{\Pi}} \cdot 100\%,$$

де Q_T - теплота згоряння газу, кДж/м³; V_T – вихід газу, м³; Q_{Π} –кількість теплоти, що міститься у паливі, витраченому на газифікацію, кДж.

У залежності від якості палива, яке газифікується, та виду застосованого дуття коефіцієнт корисної дії становить 55...75%.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

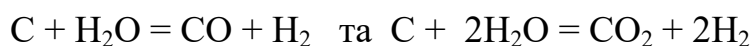
відходах (гілки, солома, стовбур соняшника, лушпиння соняшникового насіння тощо). Ці газогенератори можуть призначатись для використання як на громадських об'єктах, так і для індивідуального застосування.

Вид застосованого дуття обумовлює склад та властивості генераторного газу. Як дуття використовується атмосферне повітря, водяну пару, пароповітряну суміш та інші реагенти. Характер дуття визначає вид отриманого генераторного газу: повітряний, водяний змішаний.

Повітряний генераторний газ виробляється із застосуванням повітряного дуття. При ідеальному процесі газифікації чистого вуглецю сухим повітрям розрахунковий склад повітряного газу характеризується вмістом $\text{CO} = 34,7\%$, $\text{N}_2 = 65,3\%$, а теплота його згоряння дорівнює 4400 кДж/м^3 . У реальних умовах до складу повітряного газу крім основного вуглецю та азоту входять також вуглекислий газ (близько 5%) та компоненти летких речовин (H_2 , CH_4 та ін.). Відповідно, у цьому випадку дещо зменшується вміст CO .

Теплота згоряння реального повітряного газу становить $3700 \dots 4600 \text{ кДж/м}^3$. Необхідно відмітити, що при роботі газогенератора лише на повітряному дутті у зоні газифікації розвиваються високі (до 1500°C) температури, що викликає значне шлакування і нагрівання отриманого газу та великі втрати при газифікації. Температура реального повітряного газу становить близько 1000°C .

Водяний генераторний газ отримують продуванням попередньо розжареного шару коксу водяною парою. Водяна пара взаємодіє з вуглецем за ендотермічними реакціями, які потребують безперервного підведення теплоти:



Розрахунковий склад водяного газу при ідеальному процесі газифікації характеризується вмістом $\text{H}_2 = 50\%$ та $\text{CO} = \text{H}_2 = 50\%$, теплота згоряння перевищує 10000 кДж/м^3 .

У реальних умовах до складу водяного газу, крім водню та оксиду вуглецю входить також вуглекислий газ ($3 \dots 8\%$), азот ($3 \dots 7\%$),

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

метан (0,5...1,0%). Теплота згоряння його становить 10000...10500 кДж/м³.

Водяний газ застосовується як побутове та технологічне паливо. Крім цього, він використовується в хімічній промисловості, де з нього отримують водень, необхідний для синтезу вуглеводневих газів, деструктивної гідрогенізації вугілля тощо.

Змішаний генераторний газ утворюється під час газифікації твердого палива на пароповітряному дутті. За своїми властивостями та складом він займає проміжне положення між повітряним та водяним газами. У залежності від якості палива, що газифікується, теплота згоряння змішаного газу знаходиться у межах 4500...7000 кДж/м³.

В дипломному проекті передбачена робота газового двигуна на генераторному газі, що виробляється із відходів деревинного виробництва та побутових і сільськогосподарських відходів (гілки, солома, стовбур соняшника, лушпиння соняшникового насіння тощо). На кількість генераторного газу в значній мірі впливає вологість деревинних відходів. Так, суха щепка дає 1,5 нм³/кг газу, а волога 1,8 нм³/кг. Для ефективної роботи газогенератора вологість відходів має бути в межах 15...20%. Склад піролізного газу, як правило, такий: CO – 18,1...19,5%; CO₂ – 11,8...12,8%; CH₄ – 1,4...2,4%; H₂ – 16,2...18,5%; N₂ – 47,1...51,3%.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						46
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Технічний опис конструкції охолоджувача генераторного газу.

Для теплообміну між генераторними газами, що мають високу температуру (500°C) та рідиною використовується охолоджувач генераторного газу (ОГГ), який виконаний однією ступенню (вогнетрубною). При передачі тепла від газів до рідини і навпаки спостерігається суттєва різниця у величинах коефіцієнтів тепловіддачі. Для газів він не перевищує, як правило, $40 - 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{K})$, для води це $5000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{K})$, в цьому випадку необхідно використовувати оребрену поверхню трубки із сторони газів. Тому друга ступінь ТУВ для газових двигунів виготовляється із біметалевої сталевалюмінієвої оребреної трубки, що допустимо при низьких температурах вихлопних газів (300°C). Застосувати оребрені трубки в ТУВ, що працює на вихлопних газах газових двигунів, паливом для якого використовуються паливні гази низької якості, проблематично, так як їх поверхня із сторони випускних газів швидко забивається продуктами неповного згоряння пального. Тому в дипломному проекті для забезпечення працездатності охолоджувача генераторного газу пропонується застосувати гладенькі теплообмінні трубки з кільцевими турбулізаторами, внутрішню поверхню яких легко можна чистити від відкладень продуктів згоряння.

3.3.1 Призначення ОГГ

1. ОГГ встановлюється на трубопроводі подачі генераторного газу від газогенератора до двигуна – генератора (ДвГ) з метою його ефективного охолодження.
2. Одночасно ОГГ призначений для отримання гарячої води, яка використовується для побутових і господарських потреб, а також для опалення приміщень.
3. ОГГ розрахований на роботу при максимальній температурі генераторного газу до 550°C .

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

3.2 Розрахунок параметрів охолоджувача генераторного газу (ОГГ)

Вихідні дані

1. Витрата генераторного газу на двигун за годину	$V_{\Gamma\Gamma} =$	362,8	м ³ /год
2. Температура генераторного газу на вході в ОГГ	$t_{r1} =$	500	°C
	$T_{r1} =$	773	K
3. Температура генераторного газу на виході із ОГГ	$t_{r2} =$	40	°C
	$T_{r2} =$	313	K
4. Теплоємність генераторних газів	$c_r =$	1,05	кДж/кг·град
5. Температура води зовнішнього контуру на вході в ОГГ	$t_{B1} =$	20	°C
6. Витрата води через ОГГ	$G_B =$	5000	кг/год
7. Теплоємність води	$c_B =$	4,19	кДж/кг·град
8. Склад генераторного газу в об'ємних долях			
метан CH ₄	$r_{CH4} =$	0,02	
водень H ₂	$r_{H2} =$	0,18	
вуглекислота CO ₂	$r_{CO2} =$	0,12	
азот N ₂	$r_{N2} =$	0,49	
оксид вуглецю CO	$r_{CO} =$	0,19	
9. Газова постійна для			
метану CH ₄	$R_{CH4} =$	519,7	кДж/кг·град
водню H ₂	$R_{H2} =$	4157	кДж/кг·град
вуглекислоти CO ₂	$R_{CO2} =$	189	кДж/кг·град
азоту N ₂	$R_{N2} =$	297	кДж/кг·град

оксиду вуглецю	$R_{CO} =$	297	кДж/кг·град
10. Коефіцієнт опору при раптовому звуженні потоку газу (вхід гарячого генераторного газу з камери в трубки ТУВ)	$\xi_1 =$	0,6	
11. Коефіцієнт опору при раптовому розширенні потоку газу (вихід охолодженого генераторного газу із трубок в камеру)	$\xi_2 =$	1,2	
12. Коефіцієнт опору при повороті потоку газу на 180°	$\xi_3 =$	0,8	
13. Тиск генераторних газів на вході в ОГГ	$p_1 =$	0,103	МПа
14. Тиск генераторних газів на виході із ОГГ	$p_2 =$	0,101	МПа
15. Прискорення вільного падіння	$g =$	9,8	м/с ²

Розрахунок

1. Масова витрата генераторного газу на двигун

$$G_{ГГ} = V_{ГГ} \cdot \frac{p_0}{T_{Г}} \cdot \left(\frac{r_{O_2}}{R_{O_2}} + \frac{r_{CH_4}}{R_{CH_4}} + \frac{r_{N_2}}{R_{N_2}} + \frac{r_{H_2}}{R_{H_2}} + \frac{r_{CO_2}}{R_{CO_2}} \right)$$

$$G_{ГГ.} = 352 \quad \text{кг/год}$$

2. Густина генераторних газів на виході із ОГГ

$$\rho_2 = G_{ГГ} / V_{ГГ}$$

$$\rho_2 = 0,97 \quad \text{кг/м}^3$$

3. Густина генераторних газів на вході в ОГГ ρ_1

$$= \rho_2 \cdot T_{Г2} / T_{Г1}$$

$$\rho_1 = 0,393 \quad \text{кг/м}^3$$

4. Об'ємна витрата генераторних газів на вході в ОГГ $V_1 = G_{ГГ} / \rho_1$

$$V_1 = 896,0 \quad \text{м}^3/\text{год}$$

5. Швидкість генераторного газу на вході в теплопередавальні трубки теплообмінника, приймається

$$V_{\text{вип.г.}} = 40 \quad \text{м/с}$$

15. Фактична довжина теплопередавальних трубок в двох секціях, приймається конструктивно

$$l_{\phi} = 1,45 \quad \text{м}$$

16. Фактичне число теплопередавальних трубок однієї секції

$$i_{\phi} = 14 \quad \text{шт.}$$

17. Фактична площа поверхні теплопередавальних трубок однієї секції

$$F_{\phi} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\phi} \cdot i_{\phi}$$

$$F_{\phi} = 1,53 \quad \text{м}^2$$

4. Об'ємна витрата генераторного газу на виході із ОГГ $V_2 = G_{\text{ГГ}}/\rho_2$

$$V_2 = 362,8 \quad \text{м}^3/\text{ГОД}$$

20. Швидкість випускних газів на виході з ОГГ

$$v_{\text{вип.2}} = \frac{4 \cdot V_2}{3600 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i}$$

$$v_{\text{вип.2}} = 15,9 \quad \text{м/с}$$

21. Середня густина випускних газів

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$\rho_{\text{ср}} = 0,681 \quad \text{кг/м}^3$$

22. Середня швидкість генераторного газу в ОГГ

$$v_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot G_{\text{ГГ}}}{3600 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i}$$

$$v_{\text{ср}} = 22,7 \quad \text{м/с}$$

23. Втрата напору із-за місцевих опорів (звуження, розширення, повороту)

$$h_{\text{м.с.}} = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3) \cdot \frac{\rho_{\text{ср}} \cdot v_{\text{ср}}^2}{2 \cdot g}$$

$$h_{\text{м.с.}} = 46,4 \quad \text{мм.вод.ст}$$

24. Середня температура генераторного газу в ОГГ

$$t_{\text{ср.г.}} = \frac{t_{\text{с.г.1}} + t_{\text{с.г.2}}}{2}$$

$$t_{\text{ср.г.}} = 270 \quad ^\circ\text{C}$$

25. Динамічний коефіцієнт в'язкості генераторного газу при середній температурі $t_{\text{в.г.ср}}$

$$\mu = 5\text{E-}06 \quad \text{кгсек/м}^2$$

26. Кінематичний коефіцієнт в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{\text{ср}}}$$

$$\nu = 7\text{E-}06 \quad \text{м}^2/\text{сек}$$

15. Фактична довжина теплопередавальних трубок в двох секціях, приймається конструктивно

$$l_{\phi} = 1,45 \quad \text{м}$$

16. Фактичне число теплопередавальних трубок однієї секції

$$i_{\phi} = 14 \quad \text{шт.}$$

17. Фактична площа поверхні теплопередавальних трубок однієї секції

$$F_{\phi} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\phi} \cdot i_{\phi}$$

$$F_{\phi} = 1,53 \quad \text{м}^2$$

4. Об'ємна витрата генераторного газу на виході із ОГГ $V_2 = G_{\text{ГГ}}/\rho_2$

$$V_2 = 362,8 \quad \text{м}^3/\text{ГОД}$$

20. Швидкість випускних газів на виході з ОГГ

$$v_{\text{вип.2}} = \frac{4 \cdot V_2}{3600 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i}$$

$$v_{\text{вип.2}} = 15,9 \quad \text{м/с}$$

21. Середня густина випускних газів

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$\rho_{\text{ср}} = 0,681 \quad \text{кг/м}^3$$

22. Середня швидкість генераторного газу в ОГГ

$$v_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot G_{\text{ГГ}}}{3600 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i}$$

$$v_{\text{ср}} = 22,7 \quad \text{м/с}$$

23. Втрата напору із-за місцевих опорів (звуження, розширення, повороту)

$$h_{\text{м.с.}} = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3) \cdot \frac{\rho_{\text{ср}} \cdot v_{\text{ср}}^2}{2 \cdot g}$$

$$h_{\text{м.с.}} = 46,4 \quad \text{мм.вод.ст}$$

24. Середня температура генераторного газу в ОГГ

$$t_{\text{ср.г.}} = \frac{t_{\text{с.г.1}} + t_{\text{с.г.2}}}{2}$$

$$t_{\text{ср.г.}} = 270 \quad ^\circ\text{C}$$

25. Динамічний коефіцієнт в'язкості генераторного газу при середній температурі $t_{\text{в.г.ср}}$

$$\mu = 5\text{E-}06 \quad \text{кгсек/м}^2$$

26. Кінематичний коефіцієнт в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{\text{ср}}}$$

$$\nu = 7\text{E-}06 \quad \text{м}^2/\text{сек}$$

27. Число Рейнольдса

$$R_e = \frac{\nu_{cp} \cdot d_{вн.}}{\nu}$$

$$R_e = 75618$$

28. Коефіцієнт тертя поміж генераторним газом та стінками трубок теплопередавальних

$$\lambda = 0,019$$

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{R_e^{0,237}}$$

29. Втрати напору на тертя в трубках

$$h_{m.} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{вн.}} \cdot \frac{\rho_{cp} \cdot \nu_{cp}^2}{2 \cdot g}$$

$$h_T = 20,1 \text{ мм.вод.ст}$$

30. Повний аеродинамічний опір ОГГ

$$h = h_{м.с.} + h_m$$

$$h = 66,4 \text{ мм.вод.ст}$$

3.3.2 Технічні характеристики ОГГ

1. Встановлена поверхня нагріву -	2,87 м ²
2. Теплова потужність утилізації тепла генераторних газів	47 кВт
3. Тиск води на вході в ОГГ, не більше	0,5 МПа
4. Витрата генераторних газів через ОГГ при номінальній потужності ДвГА:	352 кг/год
5. Температура генераторного газу на вході в ОГГ, не більше	550°C
6. Температура генераторних газів на виході з ОГГ, не більше	40°C
7. Гідравлічний опір газового тракту ОГГ	1,1 Па (50мм вод. ст.)
8. Витрата води через ОГГ	5...7 м ³ /год
9. Ступінь підігріву води в ОГГ	8...10°C
10. Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення генераторного газу	52мм
12. Довжина ОГГ	410 мм
13. Висота	1765мм
14. Ширина	370 мм
15. Маса ОГГ, суха	125 кг

Температури води на виході із ОГГ визначається навантаженням двигуна - генератора, температурою води на вході та витратою її через ОГГ.

Для теплообмінника необхідно застосовувати тільки м'яку і відфільтровану воду, жорсткістю не більше 4 мг екв/л.

3.3.3 Опис конструкції та порядок роботи ОГГ.

1. Охолоджувач генераторного газу (рис.3.1) складається із корпусу 1, двох камер - нижньої 2 та верхньої 3, призначених для підведення та відведення генераторного газу та видалення відкладень з робочої поверхні трубок при чистці ОГГ, які з'єднані за допомогою болтів 8,9 та гайок 11 з корпусом. З'єднання між камерами та корпусом ущільнюється прокладками 7. Нижня камера 2 є одночасно опорою ТУВ. На камері верхній 3 розташовані патрубки із фланцями 5, які призначені для підведення та відведення генераторних газів.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

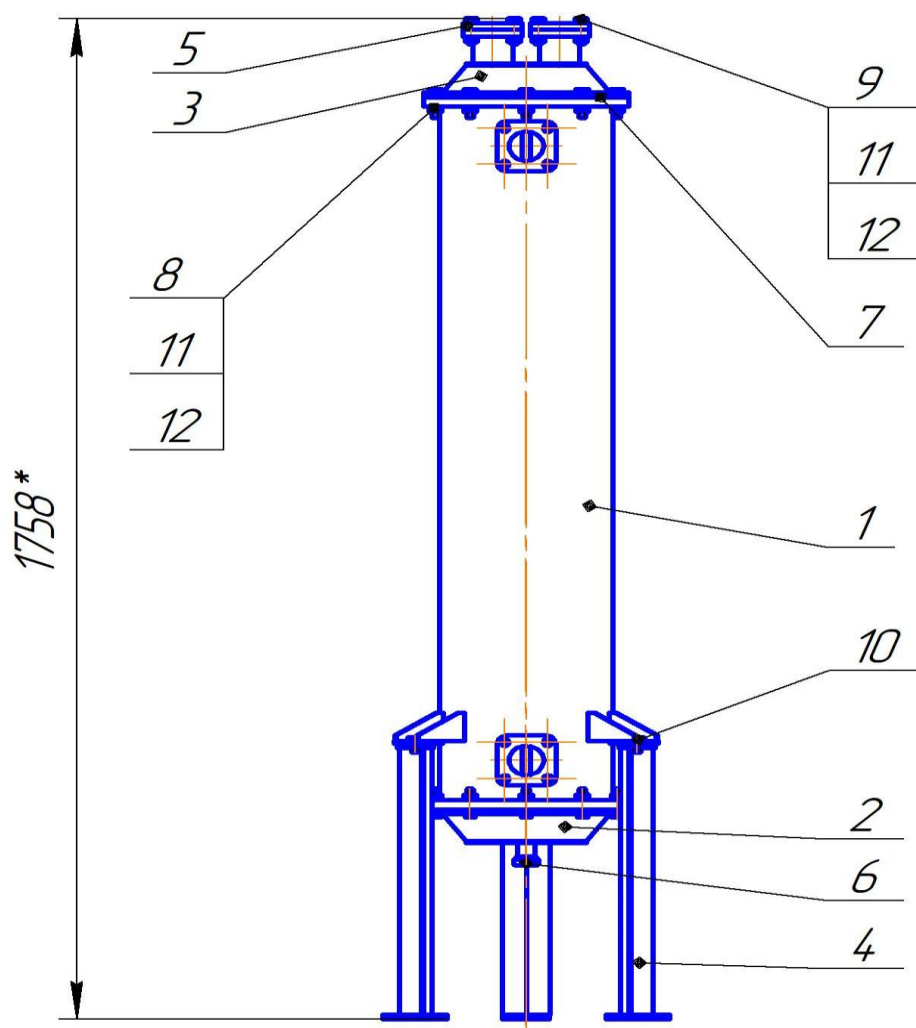


Рисунок 3.1 Охолоджувач генераторного газу

1 – корпус, 2– камера нижня, 3– камера верхня, 4–опора, 5– фланець, 6–ніпель, 7– прокладка, 8,9,10 – болт, 11– гайка, 12– шайба

На патрубку нижньої камери 2 встановлений ніпель, яка дозволяє видаляти конденсат із корпусу охолоджувача.

3.Корпус ОГГ 1 складається із обичайки, трубних дощок та трубок, які з'єднані поміж собою за допомогою зварювання, тобто нижня і верхня трубні дошки корпусу нерухомі.

4. Ізоляція ОГГ виконується у Замовника після установки трубопроводів генераторного газу від газогенератора до ОГГ і від ОГГ до газового двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

5. Вода до ОГГ подається автономним водяним насосом зовнішнього контуру. Вода, підігріта в ОГГ, по трубопроводу через верхній патрубок подається до охолоджувача масла.

3.4 Обґрунтування конструкції теплообмінної трубки з кільцевими турбулізаторами

Теплообмінні апарати - пристрої, які призначені для передачі теплоти від одного теплоносія до іншого - одні із найбільш поширених пристрої у всіх видах та типах енергетичних установок і двигунів. Теплообмінні апарати широко застосовуються в енергетиці, хімічній, нафтопереробній, харчовій промисловості, в холодильній і кріогенній техніці, в системах опалення і гарячого водопостачання кондиціювання, в різних теплових двигунах, авіаційній та космічній техніці. З ростом енергетичних потужностей і об'єму виробництва все більше збільшуються маса та габарити застосованих теплообмінних апаратів. На їх виробництво витрачається велика кількість легованих та кольорових металів.

В конструкціях переважної більшості теплообмінних апаратів, що застосовуються у всіх цих галузях, теплота від гарячого теплоносія до холодного передається через проміжне тверде тіло (стінку). При цьому гріючий теплоносій передає теплоту до однієї поверхні, а нагріваючий сприймає її від другої поверхні стінки, тобто у всіх випадках проходить теплообмін поміж теплоносієм і поверхнею теплообміну. Тому техніко-економічні показники рекуперативних теплообмінних апаратів визначається рівнем обґрунтованості рішень при проектуванні поверхні теплообміну.

При конструюванні більшості теплообмінних апаратів стоїть задача: добитися мінімальних габаритів і маси апарату при заданих сумарному тепловому потоці, гідравлічних втратах, температурах та витратах теплоносіїв.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо поверхня теплообміну і конструкція апарату вибрані, то задані умови однозначно визначають габарити і масу теплообмінного пристрою, а також і температуру стінки.

Природнім наслідком цього є намагання вибрати таку форму тепло передаючої поверхні, щоб в одиниці об'єму поверхня теплообміну була максимальною. В кожному конкретному випадку це намагання обмежено міркуваннями надійності, технологічності и зручності експлуатації конструкції теплообмінного апарата. В результаті врахування всіх міркувань і вимог отримаємо деяке компромісне рішення.

Отже, вибір теплообмінної поверхні - один із важливих моментів створення любого теплообмінного пристрою. Кращою буде та поверхня, яка при інших рівних умовах забезпечить найбільший тепловий потік з одиниці поверхні теплообмінного апарату, тобто найбільший коефіцієнт тепловіддачі. Тому інтенсифікація теплообміну в каналах - реальний шлях до зменшення габаритів і маси теплообмінного пристрою і до зниження температури стінок.

При створенні ефективного теплообмінного апарата необхідно витримати задані значення по кількості переданої теплоти, гідравлічному опору, і, при цьому, зробити його як можна більш компактним і легким. Виконати ці протилежні вимоги, можливо тільки використовуючи інтенсифікацію теплообміну. Слід відмітити, що збільшення швидкості течії теплоносія не являється оптимальним рішенням, так як разом із збільшенням коефіцієнта тепловіддачі збільшується і гідравлічний опір апарата, причому якщо тепловіддача росте пропорційно швидкості в ступені 0,8, то гідравлічний опір - в ступені 2,8, тому приходится витратити суттєво більше потужності на прокачку теплоносія, ніж при оптимально підбраному способі інтенсифікації, який дає ріст тепловіддачі, при тій же швидкості течії теплоносія и помірному рості гідравлічного опору.

На сьогодні більшість рекуперативних теплообмінників складають кожухотрубні апарати.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Це значить, що один із теплоносіїв рухається всередині труб, а другий в помірному трубному просторі обтікаючи ці труби. Дана конструкція дозволяє експлуатувати ці апарати при високому абсолютному тиску і великих перепадах тиску поміж теплоносіями (зберігаючи при цьому герметичність), забезпечує роботу в широкому діапазоні температур, володіє високими технологічними та експлуатаційними характеристиками.

Відомо багато методів інтенсифікації теплообміну в трубчастих теплообмінних апаратах. Серед них можна відмітити (для однофазних теплоносіїв):

- застосування турбулізаторів;
- закрутку потоку в трубах і поміж трубному просторі за допомогою різного виду гвинтових вставок (шнеків, закручених стрічок та дроту);
- криволінійні канали (спіральні, змієвикові);
- тангенціальний підвід теплоносія в трубу;
- лопаточні завихрювачі (розташовані на вході або періодично по довжині труби);
- підмішування до потоку газу капель рідини або твердих часток, а до потоку рідини - газових бульбашок;
- дія на потік електростатичних полів;
- вібрація поверхні теплообміну;
- використання в каналі акустичного резонансу;
- накладку на вимушену течію коливання тиску або витрати;
- відсмоктування потоку із пограничного шару;
- нанесення на поверхню теплообміну сферичних лунок.

Можливі і комбінації методів. Наприклад, можна об'єднати закрутку потоку із застосуванням турбулізаторів, застосувати спіральні ребра, які одночасно закручують потік або комбінування турбулізаторів з оребренням поверхні.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

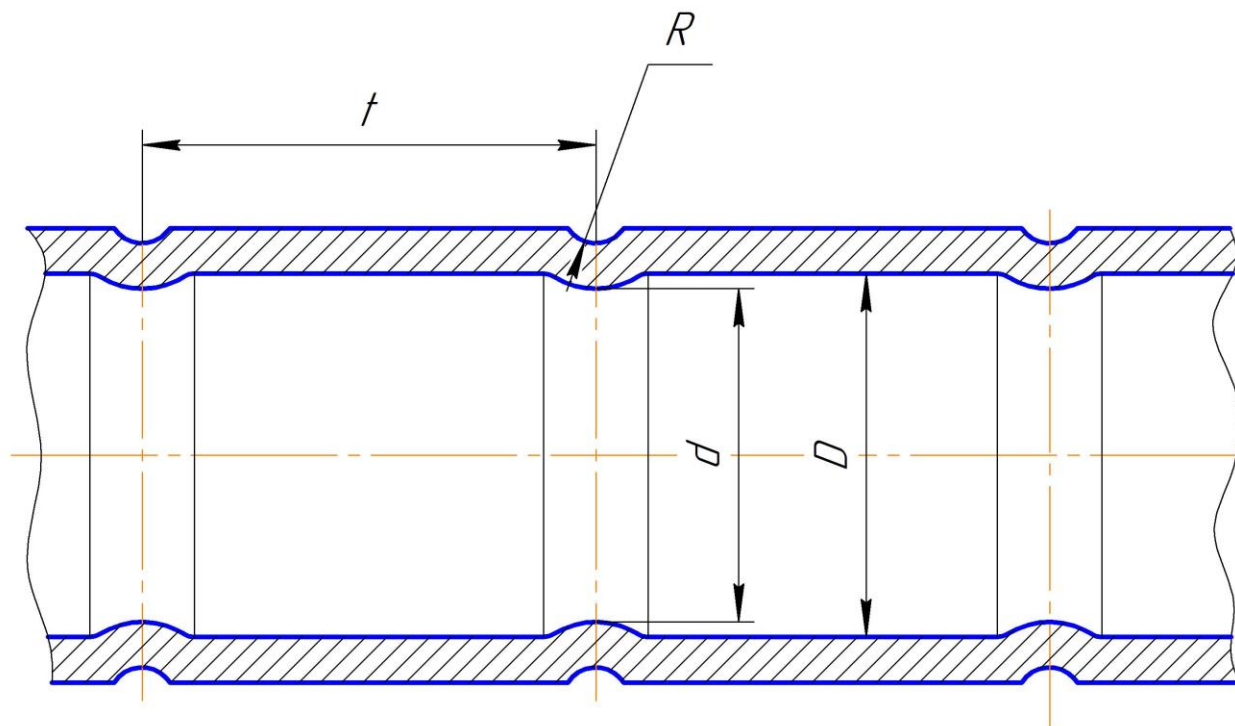
Необхідно відмітити, що при виборі для практичного застосування того чи іншого методу інтенсифікації теплообміну приходиться враховувати не тільки ефективність самої поверхні, але і її універсальності для одно і двофазних теплоносіїв, технологічність її виготовлення, технологічність складання теплообмінного апарату, вимоги по міцності, забруднення поверхні, особливості експлуатації і таке інше. Всі ці обставини суттєво знижують можливості вибору ефективних поверхонь.

При створенні любых теплообмінних апаратів за допомогою оптимального для конкретних цілей методу інтенсифікації теплообміну можна добитися суттєвого покращення характеристик цих пристроїв: зменшення металоємності, габаритних розмірів, температури поверхонь, збільшення надійності, збільшення ресурсу роботи і таке інше.

В останні роки вченими розроблений високоефективний метод інтенсифікації теплообміну в трубчастих теплообмінних апаратах. Суть запропонованого методу заключається в наступному. На зовнішню поверхню труби накаткою наносяться періодично розташовані кільцеві канавки. При цьому на внутрішній стороні труби утворюються кільцеві діафрагми з плавною конфігурацією. Кільцеві діафрагми і канавки турбулізують потік в пристінному шарі і забезпечують інтенсифікацію теплообміну зовні і всередині труб. При цьому не збільшується зовнішній діаметр труб, що дозволяє використати дані труби в тісних пучках и не змінювати діючої технології складання теплообмінних апаратів.

Розроблені труби з кільцевими турбулізаторами застосовуються для апаратів, які працюють на газах та рідинах, при кипінні і конденсації теплоносіїв, тобто мають необхідну для практичного застосування універсальність. Крім того, ці труби мають знижену забрудненість. Таким чином, труби з кільцевими турбулізаторами відповідають всім вимогам, необхідних для їх широкого практичного застосування.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$$\frac{R}{d} = 0,05...0,1; \quad \frac{d}{D} = 0,91...0,935; \quad \frac{t}{D} = 0,5...1;$$

Рисунок 3.2 Теплообмінна трубка з кільцевими турбулізаторами

Застосування даного методу інтенсифікації теплообміну дозволяє в 1,5...2 рази зменшити об'єм теплообмінного апарату при незмінних значеннях теплової потужності і потужності на прокачку теплоносіїв. В перехідній області течії теплоносіїв ефект інтенсифікації ще більше і дозволяє досягнути зменшення об'єму апарату до 2,5 разів.

3.5 Розрахунок на міцність деталей охолоджувача генераторних газів

Розрахунок на міцність деталей ОГГ виконується з метою перевірки правильності конструктивного вибіру розмірів трубної дошки і корпусу.

3.5.1 Розрахунок на міцність корпусу теплообмінника

Згідно із Правилами Морського Регістру товщина циліндричної стінки корпусу має бути не менше, знайденої по формулі

$$s = \frac{D_a \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} + c = \frac{260 \cdot 0,6}{2 \cdot 147 \cdot 0,9 + 0,6} + 1 = 1,7 \text{ мм}$$

де $p = 0,6$ МПа – розрахунковий тиск води в теплообміннику,

$D_a = 260$ мм – зовнішній діаметр корпусу,

$\varphi = 0,9$ – коефіцієнт міцності зварного з'єднання для теплообмінного апарату,

$\sigma = \sigma_T / K_\sigma = 250 / 1,7 = 147$ МПа – допустима напруга для матеріалу корпусу,

де $\sigma_T = 250$ МПа – межа текучості для матеріалу корпусу – Сталь 10 ГОСТ 1050-74,

$K_\sigma = 1,7$ – коефіцієнт запасу міцності для циліндричних стінок,

$C = 1$ мм – добавка до розрахункової товщини стінки.

Конструктивно прийнята товщина циліндричної стінки корпусу охолоджувача $s = 3$ мм.

3.5.2 Розрахунок на міцність трубної дошки

Згідно із Правилами Морського Регістру товщина трубних дощок теплообмінних апаратів повинна бути не менше розрахункової по формулі

$$s = 0,9 \cdot k \cdot D_\delta \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma \cdot \varphi}} + c = 0,9 \cdot 0,48 \cdot 254 \cdot \sqrt{\frac{0,6}{176,5 \cdot 0,515}} + 1 = 8,2 \text{ мм}$$

де $p = 0,6$ МПа – розрахунковий тиск води в теплообміннику,

$\sigma = \sigma_T / K_\sigma = 300 / 1,7 = 176,5$ МПа – допустима напруга для матеріалу трубної дошки,

де $\sigma_T = 300$ МПа – межа текучості для матеріалу трубної дошки – Сталь 20 ГОСТ 1050-74,

$K = 0,48$ – коефіцієнт, який залежить від відношення товщини корпусу $\delta = 2$ мм до товщини трубної дошки, яка попередньо прийнята $S = 15$ мм.

$$\delta / S = 2 / 15 = 0,133.$$

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

$D_b = 254$ мм –внутрішній діаметр корпусу,

Коефіцієнт міцності трубної дошки при $0,75 > d/a > 0,4$ і $D_b/s \geq 40$

знаходиться при розташуванні отворів по рівносторонньому трикутнику згідно формули

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{d}{a} = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{31}{39} = 0,418,$$

де $d = 31$ мм – діаметр отворів в трубній дошці;

$a = 39$ мм - крок між центрами отворів при розташуванні їх по рівносторонньому трикутнику.

Конструктивно приймаємо товщину трубної дошки $s = 16$ мм

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Коротка характеристика обладнання і умов праці на підприємстві

Основні цехи підприємств машинобудівної промисловості - ливарні, ковальські, термічні (підготовчі) та металообробні (механічні, механоскладальні, зварювальні та ін.).

Технологічний процес ливарного виробництва заснований на отриманні виробів допомогою заливки розплавленого металу в різні форми. Основними несприятливими факторами виробничого середовища, що визначають умови праці в ливарних цехах, є метеорологічні умови, пил, токсичні гази, шум і значне фізичне напруження при виконанні немеханізованих операцій. Несприятливі метеорологічні умови у вигляді високої температури і впливу променистого тепла відзначаються при плавці і заливці металу, а також нагріванні металевих виробів у печах. Основними джерелами пилу в ливарних цехах служать піскоструминне очищення лиття, обрубка лиття пневматичними інструментами, вибивка лиття,

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

приготування форм та ін. Несприятливий вплив пилу визначається вмістом в її складі вільної двоокису кремнію (20-30%) високої дисперсності.

В повітрі сучасних ливарних цехів внаслідок провітрювання і наявності механічної загальнообмінної вентиляції міститься лише невелика кількість окису вуглецю, сірчистого газу, окису цинку і ін. У деяких відділеннях ливарних цехів мають місце шум і вібрація. З метою оздоровлення умов праці в ливарних цехах проводиться комплекс заходів, спрямованих на вдосконалення технологічного обладнання, раціональне розміщення його в прольотах, механізацію і автоматизацію окремих виробничих процесів, вдосконалення технологічного процесу лиття. Так, перехід на лиття у постійні форми зменшив обсяг найбільш трудомістких і пильних робіт.

Технологічний процес в ковальських цехах полягає в отриманні виробів і напівфабрикатів із злитків металу, що надходять з ливарних і прокатних цехів.

Процеси нагрівання металу та подальшої обробки його в ковальських цехах супроводжуються виділенням тепла і впливом променистого тепла від поверхонь печей та нагрітого металу. Крім того, в повітря приміщень виділяються продукти неповного згоряння палива і пригорання мастильних масел (окис вуглецю, сірчистий газ, кіптява та ін.). У ковальсько-пресових цехах умови праці характеризуються також несприятливим впливом шуму, створюваного роботою кувальних машин і штампувальних пресів.

Для оздоровлення праці в ковальських цехах проводять такі заходи: охолодження гарячих поковок поза цеху або в спеціальних галереях з відсмоктуванням гарячого повітря з них; використання для нагрівання печей

природного газу і повне спалювання його; поліпшення мікрокліматичних умов шляхом пристрою місцевої витяжної вентиляції від нагрітих печей, аерації, повітряного душення та ін.; для зменшення опромінення робітників застосовується термоізоляція нагрітих поверхонь печей, водяне охолодження на

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

кришках і рамках печей, пристрій водяних завіс перед завантажувальним отвором печі. Важливе значення має механізація трудомістких процесів, пристрій в цехах місць для відпочинку з нормальним мікрокліматом (альтанки з водяними завісами), забезпечення можливості прийняття душі або полудуша, організація раціонального питного режиму. Для зниження шуму доцільно замість молотів більш широко використовувати преси.

Основним технологічним процесом у так званих холодних механічних і механоскладальних цехах є холодна обробка металу різанням на різних верстатах (токарних, фрезерних, свердлильних). При роботі на таких верстатах можливо вплив на організм охолоджуючих рідин (веретенне, солярове масло, фрезол, 1,5-2% розчин кальцинованої соди, 0,03-0,07% розчин хромпіка та ін.), при роботі на точильно-шліфувальних верстатах - утворюється пилю. Робота на верстатах підвищеної точності супроводжується значним напруженням зору. Є небезпека травматичних пошкоджень, особливо при обслуговуванні штампувальних, пресувальних верстатів та ін. Оздоровчі заходи зводяться до наступного. Для попередження розбризкування охолоджуючих масел застосовуються пристрої, що не допускають надходження рідини при зупинці верстата, обладнання верстатів щитками, екранами, що обмежують поширення бризок. Для зменшення розпилення охолоджуючої рідини і виділення пароподібні речовин у повітря цехів автоматичні верстати обладнуються витяжною вентиляцією, зблокованій з пусковим механізмом верстата. При відсутності місцевої вентиляції повинна бути передбачена загально-обмінна механічна вентиляція. Станини верстатів влаштовують таким чином, щоб охолоджуючі рідини легко стікали у відповідні приймачі.

Мастильно-охолоджуючі рідини рекомендується не рідше одного разу на місяць дезінфікувати.

В цілях попередження виникнення шкірних захворювань рекомендується заміна мінеральних масел їх водними емульсіями, не допускається вміст нафтових кислот, вільного лугу, кальцинованої соди вище допустимих норм.

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Обтиральний матеріал для верстатів повинен бути промитим і продезінфікованим.

В механоскладальних цехах для з'єднання металевих частин застосовують різні способи електрозварювання (точкова, дугова). При дуговому електрозварюванні відбувається інтенсивний вплив полум'я вольтової дуги, в спектрі випромінювання якої є ультрафіолетові промені. Ці промені можуть викликати професійне захворювання очей -електроофтальмію. Висока яскравість вольтової дуги може бути причиною пошкодження сітківки. Іншою професійною шкідливістю при дуговому електрозварюванні є зварювальний аерозоль високій дисперсності і складного складу (частинки заліза, оксидів марганцю, хрому та інших елементів, що входять до складу зварювальних матеріалів, електродів і обмазок електродів). Крім того, при зварюванні виділяються деякі газоподібні продукти (окисли азоту, фтористий водень). Радикальне оздоровлення умов праці при зварюванні досягається застосуванням автоматичного, напівавтоматичного зварювання під флюсом, а також зварювання в атмосфері інертних газів. Для захисту органів зору застосовують щитки і маски зі світлофільтрами, які поглинають ультрафіолетові й інфрачервоні промені і зменшують яскравість дуги. Важливим заходом для оздоровлення умов праці зварників є захист їх від виділяються газів і пилу. При стаціонарній зварюванні в кабінах це досягається пристроєм місцевої витяжної вентиляції у вигляді бічних відсмоктувачів над столами зварювання. При неможливості застосувати місцеву витяжну вентиляцію (зварювання, що проводиться на великій площі цехів) видалення газів здійснюється шляхом

загально-обмінної механічної вентиляції з подачею повітря в робочу зону (на деякій відстані від постів) та природної або механічної витяжки з верхньої зони приміщення. При проведенні зварювання в замкнутих просторах (цистерни, відсіки суден та ін) вентилявання проводять за допомогою рухомих відсмоктувачів з максимальним наближенням всмоктувального отвору до електрозварювальної дузі. У тих випадках, коли не можна забезпечити обмін

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повітря в замкнутому просторі, повітря подають під шолом електрозварника. Для покращання умов праці велике значення має застосування електродів з мінімальним вмістом марганцю і кварцу. Для захисту оточуючих від дії випромінювання дуги влаштовують кабінети для зварювальників, захищають їх робочі місця ширмами, щитками.

4.2 Аналіз умов праці на робочому місці

Доступність енергії і надійність енергопостачання у сучасному світі є основою розвитку економіки, покращення якості життя людей. Найважливішими проблемами перспективного розвитку теплової енергетики стали подальше технічне удосконалення, перехід на принципово нові технології, що забезпечують підвищення економічної та енергетичної ефективності, надійності й екологічної чистоти виробництва електричної енергії з мінімізацією викидів у навколишнє середовище до екологічного безпечного рівня. Впровадження гібридних установок, що розробляються і являють собою поєднання паливних елементів та ПГУ, може дозволити у перспективі досягти к.к.д. 75%, а при використанні когенераційних технологій з виробництвом також теплоти – до 85% та більше.

Стаціонарні дизель-генераторні установки, які працюють на рідкому паливі, випускаються численними підприємствами Росії та України. Вони представляють широку номенклатуру дизельних електростанцій, придатних для використання в якості автономного джерела електричної та теплової енергії в умовах відсутності централізованого електропостачання та газопостачання.

В останні роки багато дизельних заводів СНД перейшли на випуск газових когенераційних електростанцій.

У зв'язку з широким розповсюдженням комп'ютерної техніки, електронних систем охоронної сигналізації, робототехніки, що висувають підвищені вимоги до надійності електропостачання, затребуваність малих стаціонарних електростанцій як аварійно-резервних джерел електропостачання

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

істотно зросла.

Сьогодні малі електростанції широко застосовують у складі джерел безперебійного електроживлення банків, торговельних підприємств, офісів, адміністративних та цивільних будинків.

Такі електростанції автоматично включаються в роботу при втраті напруги зовнішньої мережі, здійснюють автономне електропостачання об'єктів протягом певного розрахункового періоду часу, автоматично відключаються при поновленні зовнішнього електропостачання.

Улаштування малої електростанції вимагає дотримання певних правил безпеки.

При використанні стаціонарного варіанту двигуни потрібно монтувати у спеціальних приміщеннях міцно закріпивши на цегляному чи бетонному фундаменті. Об'єм приміщення повинен бути не менше 20-кратного об'єму станції. У приміщенні повинно бути два виходи з дверима, які оббиваються негорючим матеріалом (листовим металом) з виходами назовні. Вихлопні труби повинні проходити не ближче 0,5 м від трубопроводів з горючими чи мастильними матеріалами, виводитися з приміщення для викидів відпрацьованих газів в атмосферу і бути обладнаними глушниками та іскрогасниками. Приміщення потрібно постійно провітрювати, забезпечити надійною вентиляцією й засобами пожежогасіння. Якщо в одному приміщенні змонтовано декілька двигунів, то вільний прохід між ними повинен бути не менше 1,5 м. В машинному відділенні на видних місцях розміщуються інструкції по догляду за ДВЗ і правила їх експлуатації.

Знаходячись в приміщенні стаціонарної електростанції людина відчуває негативні впливи виробничих факторів, що створюються працюючим двигуном:

Шум, вібрація, відпрацьовані гази, підвищена температура, сухість повітря, електричний струм високої напруги, наявність хімічних речовин в повітрі робочої зони, ймовірність виникнення пожежі. Робота стаціонарного двигуна супроводжується шумом і вібрацією. Рівень шуму зазвичай складає 85-95 дБ,

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що перевищує нормовані значення (80дБ). Вплив шуму полягає у погіршенні функцій слуху і появі професійної приглухуватості. Крім цього страждають нервова і серцево-судинна системи.

Вібрація проявляється у меншій мірі, оскільки коливання гасяться в масивному фундаменті двигуна.

В приміщенні електростанції реєструється підвищена температура і низька відносна вологість повітря. Це може призвести до пересихання слизових оболонок органів дихання і очей, що викликає часті інфекційні захворювання і хвороби очей. Крім цього підвищена температура повітря – це причина перегрівання тіла і можливих теплових ударів. В таких температурних режимах особливу небезпеку створюють можливі протяги в приміщенні.

Для промивання фільтрів та інших деталей двигуна використовується дизельне паливо. Воно негативно впливає слизові оболонки і шкіру людини. Але такі наслідки рідко виникають, оскільки дизельне паливо малотоксичне, а концентрація в повітрі незначна внаслідок низької випаровуваності речовини.

Серед негативних сторін роботи моториста – робота у 2-3 зміни. Тривалість зміни 8-12 годин.

Під час ремонтних робіт виникають фізичні перенапруження окремих груп м'язів і органів при переміщенні чи підніманні деталей двигуна та інших вантажів.

Безпечна робота ДВЗ забезпечується також загородженням небезпечних місць, відповідними процедурами підготовки двигунів до роботи, своєчасним технічними оглядами і обслуговуванням, а також чітким дотриманням правил техніки безпеки при їх експлуатації.

3.Розробка заходів з охорони праці

За допомогою досліджень встановлено, що умови праці моториста (машиніста) дизельної електростанції не можна назвати не тільки комфортними,

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

але й допустимими. Найчастіше їх відносять до шкідливих через наявність підвищених рівнів факторів виробничого середовища і трудового процесу.

Гігієнічна оцінка умов праці на робочому місці моториста (машиніста) стаціонарної електроустановки визначила, що найгірші значення мають такі виробничі фактори, як шум, температура повітря робочої зони, освітлення робочого місця, змінність. Крім цього протягом зміни швидко втрачається працездатність і настає втома. Відповідно, саме для покращення умов праці, а також для зменшення втоми працівника можна використовувати такі заходи:

- встановлення раціональних режимів праці і відпочинку;
- додаткові перерви в роботі;
- використання навушників для зменшення впливу шуму;
- акустична обробка приміщення за рахунок укривання стелі і стін звукопоглинальними матеріалами;
- заміна ламп загального освітлення на більш потужні;
- регулярне миття вікон і плафонів світильників;
- встановлення раціональної системи вентиляції приміщення;
- регулярне провітрювання виробничого приміщення;
- регулярне проведення медичних оглядів працівників;
- виплата компенсації за роботу в шкідливих умовах праці (12-16% до зарплати);

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка конструкції охолоджувача генераторного газу суміші для стаціонарного газового двигуна потужністю 150 кВт. Прототип - 6ГЧ13/14" містить в собі необхідні креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧ13/14 і детальну розробку конструкції охолоджувача генераторного газу та оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини загальною кількістю 5 листів формату А1.

Загальна конструкція газового двигуна 6ГЧ13/14 показана на Додатку 1 графічної частини роботи, а в розділі 1 приведений її опис.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e=150$ кВт) визначений двигун – прототип 6ГЧ13/14 і виконані розрахунки робочого циклу, теплового балансу та динаміки. В Додатку 5 графічної частини роботи приведена індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють на КШМ двигуна

Значне місце в роботі зайняла розробка конструкції охолоджувача генераторного газу, яка забезпечує підвищення надійності та значне зменшення вартості його виготовлення завдяки застосуванню теплопередаючих трубок з турбулізаторами.

В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованого охолоджувача генераторного газу. Складальне креслення охолоджувача генераторного газу показано в Додатку 3, а в Додатку 4 розроблена конструкція нерухомої дошки.

Так як газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

,

					ПННІ НУК 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						69
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 142.44.22.13 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		