

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного
для газового двигуна потужністю 530 кВт, що працює на генераторному газу.
Двигун-прототип 6ГЧН25/34.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23р



(підпис)

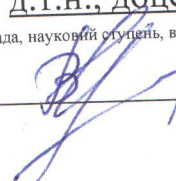
Кучма М.В.

Керівник роботи:

Д.Т.Н., доцент НУК

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

 **Ткач М.Р.**

м. Первомайськ, 2024 рік

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

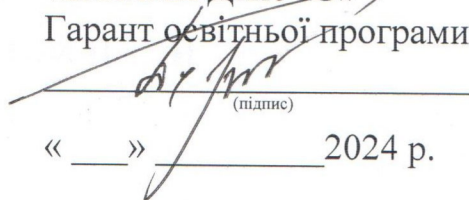
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

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

Студенту Кучмі Михайлу Валерійовичу

1. Тема роботи: «Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для газового двигуна потужністю 530 кВт, що працює на генераторному газу. Двигун-прототип 6ГЧН25/34»

Керівник роботи Ткач М.Р.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 за № 52.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 6ЧН25/34 потужністю 500 кВт.

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

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ 3. Проектування теплообмінника утилізаційного водогрійного. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигуна (СК); 2. Схема системи охолодження (СП); 3. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (СК); 4. Дошка трубна (РК); 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

I. Консультанти розділів роботи

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

2. Дата видачі завдання «09» вересня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент

Кучма М.В.
(підпис)



Керівник роботи

Ткач М.Р.
(підпис)



Анотація

сторінок 65, рисунків 5, таблиць 6, бібліографія 12

В кваліфікаційній роботі «Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для газового двигуна потужністю 530 кВт, що працює на генераторному газу. Двигун-прототип 6ГЧН25/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій теплообмінників утилізаційних водогрійних. Обґрунтована покращена конструкція теплообмінника утилізаційного, в якому передбачено застосування теплообмінної поверхні із труб з кільцевими турбулізаторами. Це дозволить періодично проводити ефективну очистку поверхні теплообмінника від відкладень продуктів згоряння генераторного газу. В графічній частині роботи виконані складальні креслення двигуна, теплообмінника утилізаційного водогрійного, схема системи охолодження та робоче креслення дошки трубної і індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Газовий двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, теплообмінник, кільцеві турбулізатори.*

Annotation

65 pages, 5 figures, 6 tables, 12 bibliography

The qualification work "Development of the design of a heat exchanger for a 530 kW gas engine running on generator gas. Prototype engine 6GCHN25/34" describes the design of the engine - prototype 6GCHN25/34, calculations of the working process, heat balance and engine dynamics are performed, and an analysis of the designs of heat exchangers for recycling water heaters is carried out. An improved design of the recycling heat exchanger is substantiated, which provides for the use of a heat exchange surface made of pipes with ring turbulators. This will allow for periodic effective cleaning of the heat exchanger surface from deposits of combustion products of generator gas.

The graphic part of the work includes assembly drawings of the engine, the recycling heat exchanger, a cooling system diagram and a working drawing of the tube sheet, and an indicator diagram and diagrams of forces acting in the KSHM.

Keywords: *Gas engine, working process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, heat exchanger, ring turbulizers.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА - ПРОТОТИПУ 6ГЧН25/34.....	7
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна .	10
2.2 Властивості паливного піролізного (генераторного) газу.....	12
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	17
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	31
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	36
2.6 Динамічний розрахунок двигуна.....	39
3. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ	
3.1 Призначення системи охолодження двигуна.....	41
3.2 Огляд та аналіз конструкцій теплообмінників систем охолодження ДВЗ.....	42
3.3 Проектування теплообмінника утилізаційного водогрійного.....	46
3.4 Обґрунтування конструкції теплообмінної трубки з кільцевими турбулізаторами.....	51
3.5 Розрахунок параметрів ТУВ.....	58
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці	62
4.2 Захист навколишнього середовища.....	67
ВИСНОВКИ.....	70
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	72

					ПІННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Кучма				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Ткач					н	3	77
						61-ТЕМмаг-23з		
Н. контр	Ткач							
Затвердив	Нестеренко							

Додатки:

ДОДАТОК А	Газовий двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК.....	73
ДОДАТОК Б	Система охолодження газового двигуна 6ГЧН25/34, СП.....	74
ДОДАТОК В	Теплообмінник утилізаційний водогрійний, СК.....	75
ДОДАТОК Г	Дошка трубна, РК.....	76
ДОДАТОК Д	Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ.....	77

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

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

Зважаючи на те, що випускні гази у газового двигуна при роботі на природному газу більш чисті, для утилізації тепла випускних газів можна використовувати утилізаційні котли із високоефективними ребристими теплообмінними елементами. Наявність у випускних газах газових двигунів, що працюють на генераторному газу, смоли призводить до того, що утворюються відкладення на тепло передавальній поверхні теплообмінника утилізаційного водогрійного, особливо якщо ця поверхня ребриста. Тому в кваліфікаційній роботі розроблена конструкція теплообмінника утилізаційного водогрійного із застосуванням труб з кільцевими турбулізаторами, яка забезпечить ефективну передачу тепла від випускних газів до води і в експлуатації його легко можна чистити від забруднюючих відкладень продуктів згоряння генераторного газу.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА – ПРОТОТИПУ 6ГЧН25/34

Газовий двигун 6ГЧН25/34 є привідним двигуном в двигун - генераторі ДвГА-500, який складається із газового двигуна 6ГЧН25/34 і генератора СГС-400М, що змонтовані на загальній рамі, шафи управління і контролю ШКУ-400 і допоміжного обладнання, яке встановлене в приміщенні електростанції: бачка води розширювального, бачка масла із центрифугою, пускових балонів, компресора для підкачування балонів, глушника - іскрогасника і теплообмінника утилізаційного водогрійного.

З'єднання колінчастого валу двигуна із ротором – жорстке за допомогою призонних болтів.

Двигун 6ГЧН25/34 (рис.1.1) – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням.

Двигун складається із блок – картера 1 і фундаментної рами 2, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер 1 з фундаментною рамою 2 скріплені анкерними шпильками 3, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу 4 двигуна розміщені: турбокомпресор 5, система вентиляції картера 6, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні 7 і масляний 8 насоси, фільтр-глушник 9 і змішувач 10.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном 12, щит приладів 12, маховик 24, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового 13.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів 14, до яких кріпляться впускний колектор 15, випускний колектор 16 і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

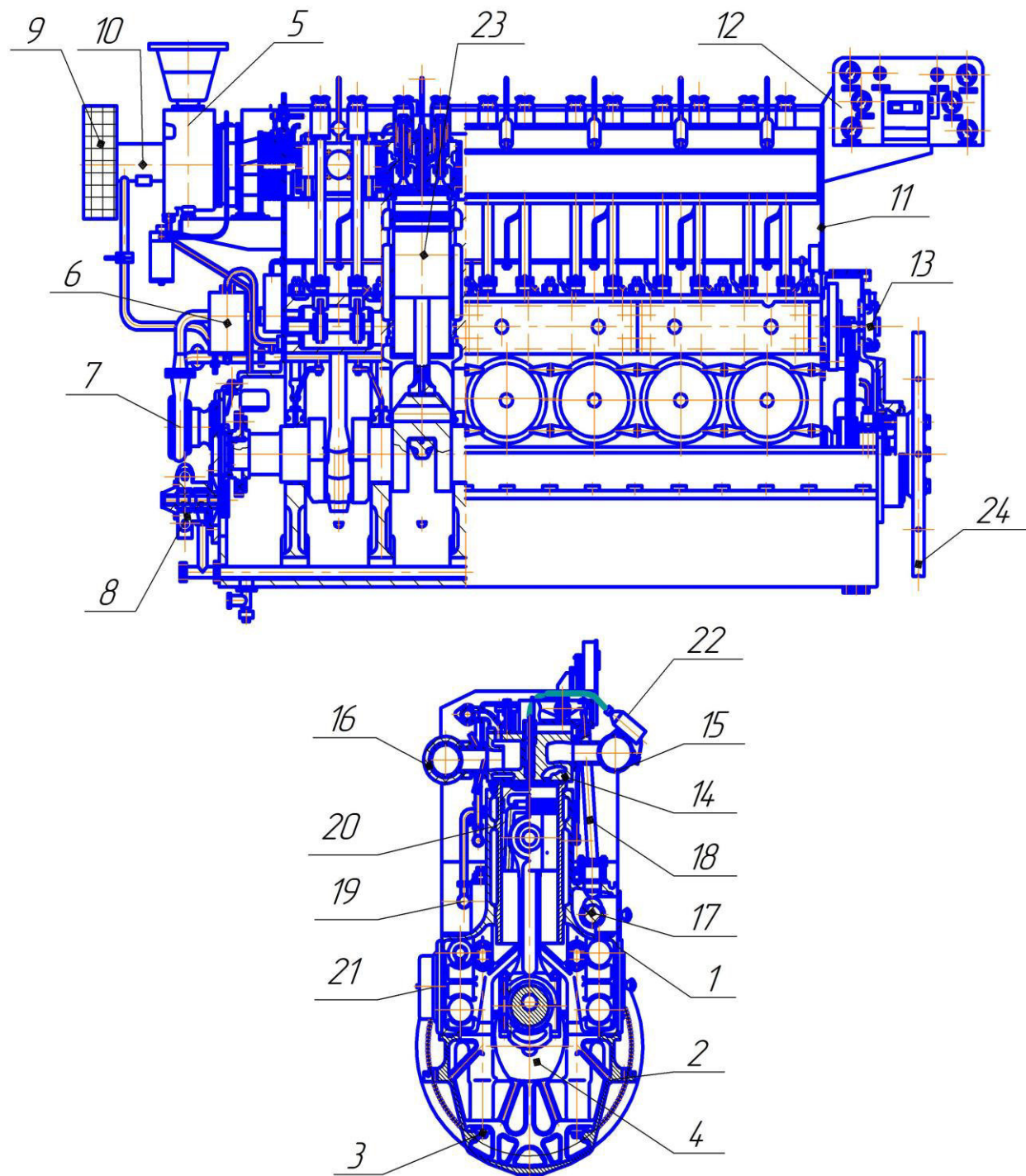


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

1 – блок-картер; 2 – фундаментна рама; 3 – анкерна шпилька; 4 – вал колінчастий; 5 – турбо-компресор; 6 – система вентиляції; 7 – насос водяний; 8 – насос масляний; 9 – фільтр – глушник; 10 – змішувач газу з повітрям; 11 – щит задній; 12 – щит приладів; 13 – розподільувач пускового повітря; 14 – кришка робочого циліндру; 15 – колектор впускний; 16 – колектор випускний; 17 – вал розподільний; 18 – привід клапанів; 19 – колектор подачі води; 20 – втулка циліндру; 21 – люк закриття; 22 – система запалювання; 23 – шатунно-поршнева група

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал 17, привід впускних і випускних клапанів 18, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання 22.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води 19 в сорочку охолодження втулок робочих циліндрів 20 і щити закриття картеру 21 із запобіжними клапанами. В середині двигуна на колінчастому валу встановлені шатунно-поршневі групи 23.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та його конструктивні особливості. Оцінку вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу проводимо з використанням досвіду накопиченого при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, а також наявних експериментальних даних.

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

Аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

При розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . При цьому температура стиску не може перевищувати температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 620 \dots 640^\circ\text{C}$ [1].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива менший ніж для дизельного двигуна і складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [5].

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

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну. 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 $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

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

7. Коефіцієнти використання теплоти

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

8. Механічний ККД

Механічний ККД двигуна розраховується по емпіричній формулі.

9. Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 100^\circ\text{C}$ [3].

10. Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К. [3]

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Властивості паливного піролізного (генераторного) газу

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).

Розрізняють газогенератори з рідким та твердим шлаковидаленням. Бітумінозні палива звичайно газифікуються у газогенераторах з оберненим водяним піддоном, а деревина та торф – у газогенераторах великого внутрішнього об'єму, тому що паливо, яке переробляється, має незначну густину. Дрібне паливо переробляється у газогенераторах високого тиску та у завислому або киплячому шарі.

За призначенням газогенератори поділяються на стаціонарні та транспортні, а в залежності від місця підведення повітря та відбирання газу – на газогенератори прямого та оберненого процесів.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Для забезпечення оберненого потоку середня частина таких газогенераторів забезпечується фурмами, через які подається дуття. 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.

Паливо, розташоване над зоною відновлювання, під впливом гарячих продуктів газифікації піддається сухій перегонці, у процесі якої відбувається

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

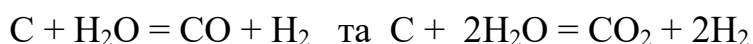
Вид застосованого дуття обумовлює склад та властивості генераторного газу. Як дуття використовується атмосферне повітря, водяну пару, пароповітряну суміш та інші реагенти. Характер дуття визначає вид отриманого генераторного газу: повітряний, водяний змішаний.

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 .

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота згоряння реального повітряного газу становить 3700...4600 кДж/м³. Необхідно відмітити, що при роботі газогенератора лише на повітряному дутті у зоні газифікації розвиваються високі (до 1500 °С) температури, що викликає значне шлакування і нагрівання отриманого газу та великі втрати при газифікації. Температура реального повітряного газу становить близько 1000°С.

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/м³.

У реальних умовах до складу водяного газу, крім водню та оксиду вуглецю входить також вуглекислий газ (3...8%), азот (3...7%), 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 то водяним газами. У залежності від якості палива, що газифікується, теплота згоряння змішаного газу знаходиться у межах 4500...7000 кДж/м³.

Змішаний газ є найбільш поширеним генераторним газом. Він застосовується для опалення промислових печей широкого призначення (мартенівські, скловарні, нагрівальні), а також як паливо для газових двигунів.

Порівняння якості газу, який виробляється у газогенераторі з прямим та зворотним процесами дає такі результати. При прямій схемі, коли паливо

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

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.

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

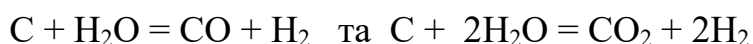
Вид застосованого дуття обумовлює склад та властивості генераторного газу. Як дуття використовується атмосферне повітря, водяну пару, пароповітряну суміш та інші реагенти. Характер дуття визначає вид отриманого генераторного газу: повітряний, водяний змішаний.

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 .

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота згоряння реального повітряного газу становить 3700...4600 кДж/м³. Необхідно відмітити, що при роботі газогенератора лише на повітряному дутті у зоні газифікації розвиваються високі (до 1500 °С) температури, що викликає значне шлакування і нагрівання отриманого газу та великі втрати при газифікації. Температура реального повітряного газу становить близько 1000°С.

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/м³.

У реальних умовах до складу водяного газу, крім водню та оксиду вуглецю входить також вуглекислий газ (3...8%), азот (3...7%), 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 то водяним газами. У залежності від якості палива, що газифікується, теплота згоряння змішаного газу знаходиться у межах 4500...7000 кДж/м³.

Змішаний газ є найбільш поширеним генераторним газом. Він застосовується для опалення промислових печей широкого призначення (мартенівські, скловарні, нагрівальні), а також як паливо для газових двигунів.

Порівняння якості газу, який виробляється у газогенераторі з прямим та зворотним процесами дає такі результати. При прямій схемі, коли паливо

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

подається зверху, а дуття та утворюваний газ рухаються знизу вверху назустріч паливу, леткі речовини, що виділяються у зоні сухої перегонки, цілком переходять до складу генераторного газу. У випадку застосування палив з великим виходом летких речовин до складу газу потрапляє значна кількість смолистих речовин, які викликають ряд утруднень у його використанні (це призводить до осмолених газопроводів, утворення нагару у газових двигунах тощо).

Газогенератори зі зворотним процесом газифікації, при якому паливо, потоки дуття та газу рухаються в одному напрямку зверху вниз, виробляють без смольний газ. У цьому випадку продукти сухої перегонки проходять через розжарену зону газифікації, де вони під дією високих температур піддаються розщепленню та частковому згорянню, внаслідок чого отримують газ, вільний від смолистих речовин.

В кваліфікаційній роботі 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 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна 6ГЧН25/34 при роботі на генераторному газу.

1. Проектні параметри двигуна

Ефективна потужність	$P_e =$	530	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	159	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	150	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	800	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,7	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,34	
розширення	$n_2 =$	1,23	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання піролізного газу	$Q_H =$	5060,1	кДж/м ³
Склад піролізного газу:	В об'ємних долях		
метан	$CH_4 =$	2	$r_{CH_4} = 0,02$
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	$CO_2 =$	11	$r_{CO_2} = 0,11$
оксид вуглецю	$CO =$	19	$r_{CO} = 0,19$
азот	$N_2 =$	47,7	$r_{N_2} = 0,477$
кисень	$O_2 =$	2,3	$r_{O_2} = 0,023$
сірководень	$H_2S =$	0,01	$r_{H_2S} = 0,0001$
водень	$H_2 =$	18	$r_{H_2} = 0,18$

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

3. Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 0,53 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 1,91 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } CO_2: M_{CO_2} = CO + \sum (nC_n H_m + CO_2) \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 0,76 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } H_2O: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 0,04 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } O_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,0784 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{N_2} = 1,193 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_2 = 2,072 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,165 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0865$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_B = 348,7 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (20 - 70^\circ K)$$

$$\text{число з інтервалу} = 25$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 323,7 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{cm}} = 321,9 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_{\epsilon}$$

$$P_d = 151,1 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,043$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_H = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\text{cm}}}{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_H = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 351,4 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \epsilon^{n_1}, \text{кПа}$$

$$p_c = 3527,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 781,5 \text{ K}$$

$$t_c = 508,5^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0829$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C_p m_z \cdot t_z - (m C_v m_m + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,3669$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,0193$$

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

$$R_{O_2} = 0,0378$$

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

$$R_{N_2} = 0,5760$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

$$mC_{V_{me}} = R_{O_2} \cdot mC_{V_{O_2}} + R_{N_2} \cdot mC_{V_{N_2}} + R_{H_2O} \cdot mC_{V_{H_2O}} + R_{CO_2} \cdot mC_{V_{CO_2}}$$

$$\text{для } O_2: mC_{V_{O_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} Z t_z$$

$$\text{для } N_2: mC_{V_{N_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} x t_z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{V_{CO_2}} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} Z t_z$$

$$\text{для } H_2O: mC_{V_{H_2O}} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} x t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{me}} = a + b \cdot 10^{-5} x t_z$$

де:

$$a = 13,18$$

$$b = 300,60$$

теплоємність газового палива.

$$\begin{aligned}
mCv_{\text{гп}} &= R_{\text{CH}_4} \cdot mCv_{\text{CH}_4} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot \\
&\cdot mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2} \\
mCv_{\text{ch4}} &= 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c \\
mCv_{\text{c2h6}} &= 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c \\
mCv_{\text{c3h8}} &= 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c \\
mCv_{\text{c4h10}} &= 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c \\
mCv_{\text{c5h12}} &= 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c \\
mCv_{\text{N}_2} &= 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c \\
mCv_{\text{CO}_2} &= 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c
\end{aligned}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 13,00$$

$$b = 438,3702$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{\text{см}} = \frac{mCv_{\text{гп}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{мс}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 16,37$$

$$b = 328,33$$

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

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{\text{см}} = a_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 16,37$$

$$b = 164,17$$

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.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} t_z$$

де:

$$a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 290,135$$

$$B = 31,581$$

$$C = 65501,84 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1782,3 \text{ C} \quad T_z = 2055,3 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 10046,9 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,85$$

$$\Delta\lambda = 5,48 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$p_{\epsilon} = 557,1 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1196,7 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 935,4 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{г}}}}}$$

$$T_{\text{г}} = 772,7 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_{\text{г}}^3 - T_{\text{г}}|}{T_{\text{г}}^3} \times 100 \% = 3,41 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1266,79 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,41$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$b_i = 1,74 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,098 + 0,0128 \times V_{\text{п.ср}}, \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, M/C$$

$$S_{ПР} = 0,34 \quad - \quad \text{хід поршня, м}$$

$$V_{П.СР.} = 6,80 \quad \text{м/с}$$

$$p_m = 208,6 \quad \text{кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1058,15 \quad \text{кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,84$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,342$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, M^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

$$b_e = 2,081 \quad \text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, M^3 / \text{год}$$

$$B = 1103,0 \quad \text{м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

$z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 100,17 \quad \text{Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 16,70 \quad \text{Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{мм} \quad m = \frac{S_{ПР}}{d_{ПР}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 250,1 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340,1 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,09 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 529,5 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 529,8 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,09 \%$$

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

Розрахунок параметрів турбокомпресора

1. Тиск газоповітряної суміші після турбокомпресора знаходимо по формулі

$$p_k = 164 \text{ кПа}$$

$$p_k = p_b + \Delta p_{ОНВ}, \text{ де}$$

$\Delta p_{ОНВ}$ – втрата тиску в охолоджувачі газоповітряної суміші

$$\Delta p_{ОНВ} = 5 \text{ кПа}$$

2. Втрата тиску повітря у фільтру - глушнику

$$\Delta p_{ec} = 1,5 \text{ кПа}$$

3. Тиск повітря перед компресором

$$p_{bc} = 98,5 \text{ кПа}$$

$$p_{ec} = p_a - \Delta p_{ec}$$

4. Ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі

$$\pi_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{p_{6c}}$$

$$\pi_{\kappa} = 1,66$$

5. Масова витрата газоповітряної суміші через компресор

$$G_{ГПС} = (1 + \alpha \cdot L_0) \cdot B \cdot \frac{p_0}{T_{\Gamma}} \cdot \left(\frac{r_{o2}}{R_{o2}} + \frac{r_{CH4}}{R_{CH4}} + \frac{r_{N2}}{R_{N2}} + \frac{r_{H2}}{R_{H2}} + \frac{r_{CO2}}{R_{CO2}} \right)$$

$$G_{ГПС} = 1539,9 \quad \text{кг/год}$$

6. Густина газоповітряної суміші

$$\rho = \frac{G_{ГПС}}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot B}$$

$$\rho = 0,732 \quad \text{кг/м}^3$$

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграм

Розрахунок теоретичної та дійсної індикаторної діаграм робочого циклу газового двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,267
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	3,53
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,34
4. Ступінь стиску	ε	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,05
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,23
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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	3,53	70,6	10,05	200,1
1,25	2,33	46,6	6,92	138,4
1,5	1,82	36,4	5,49	109,8
2,0	1,24	24,8	3,83	76,6
2,5	0,91	18,2	2,88	57,6
3,0	0,72	14,4	2,30	46,0
4,0	0,48	9,6	1,60	32,0
5	0,36	7,2	1,21	24,2
7,0	0,25	4,6	0,78	15,6
9	0,20	3,2	0,58	11,6
10,5	0,16	2,6	0,47	9,4

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 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно - шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,150$ МПа
5. Маштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 3,53$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 10,05$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

$\varphi, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2, \text{мм}$
с, 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'' $p_r/m_p = 0,150/0,05 = 3$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 3,53 = 4,25$ МПа;

$p_{c'}/m_p = 4,25/0,05 = 85$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 10,05 = 8,55$ МПа

$p_{zd}/m_p = 8,55/0,05 = 171$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,91$ мм

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована в Додатку Г графічної частини роботи. Там же побудована розгорнута індикаторна діаграма, згідно якої виконані розрахунки сил, що діють в КШМ.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна	$P_e =$	529,5 кВт
Частота обертання колінвалу	$n =$	600 хв-1
Діаметр циліндру	$D =$	250 мм
Хід поршня:	$S =$	340 мм
Число циліндрів:	$i =$	6
Коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
Нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	5060,1 кДж/кг
Годинна витрата газу:	$B_r =$	1103,0 $m^3 / год$
Індикаторний ККД	$\eta_i =$	0,41
Ефективний ККД	$\eta_e =$	0,34
Кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,907 кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	2,072 кмоль/кг
Температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	935,4 К
Температура на початку стиску	$T_d =$	351,4 К
Иольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	26,14 кДж/(кмоль*К)
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,86 кДж/(кмоль*К)
Середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1266,8 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 1550,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 529,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 34,2 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 530 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -0,09 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,14$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,04$$

$$Q_w = 279,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50,5 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 329,6 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{me} \cdot \Delta T_e}$$

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

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0118 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_e \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.}$$

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,78 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 1,78 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 331,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_e = 21,37 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$m\bar{C}_p'' = 32,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,17 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 585,2 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 37,74 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насоса

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MD} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0544$$

тоді

$$Q_{MD} = 84,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 32,0 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,5$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ - механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 1,59 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$
 $Q_{M2} = 1,6 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 33,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,16 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{IT} - (Q_e + Q_g + Q_{\text{в}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 70,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 4,56 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	529,5	34,2
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	331,4	21,4
теплота, яка виноситься випускними газами	585,2	37,7
теплота, яка відводиться маслом	33,6	2,2
невраховані теплові втрати	70,7	4,6
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1550,4	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

Динамічний розрахунок двигуна виконується для знаходження сил, що діють на деталі КШМ.

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

- Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_c – 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

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

- 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

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

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

а) Діаметр поршня	$D = 0,25\text{м}$
б) Частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ об/хв}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 182,6 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 9,13\text{МПа}$
д) Кривошипно - шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
э) Масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) Маса деталей, що рухаються зворотно – поступально	$m_s = 78,6 \text{ кг}$
з) Радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
л) Кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
к) Кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$ $= 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$	

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця №2.5

Результати динамічного розрахунку.

φ°	РЦ	ГГ	Гн	Fd	F _N	Fr	Fk	ГГ	Гн	Fd	F _N	Fr	Fk
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,8	9,32	-66,41	-57,09	0,00	-57,09	0,00	3,8	-27,1	-23,3	0,0	-23,3	0,0
15	3,8	9,32	-62,84	-53,52	-3,41	-50,81	-17,15	3,8	-25,6	-21,8	-1,4	-20,7	-7,0
30	3,8	9,32	-52,72	-43,39	-5,38	-34,89	-26,35	3,8	-21,5	-17,7	-2,2	-14,2	-10,7
45	3,8	9,32	-37,69	-28,37	-5,01	-16,52	-23,60	3,8	-15,4	-11,6	-2,0	-6,7	-9,6
60	3,8	9,32	-20,09	-10,77	-2,35	-3,35	-10,50	3,8	-8,2	-4,4	-1,0	-1,4	-4,3
75	3,8	9,32	-2,44	6,88	1,68	0,16	7,08	3,8	-1,0	2,8	0,7	0,1	2,9
90	3,8	9,32	13,11	22,43	5,69	-5,69	22,43	3,8	5,3	9,1	2,3	-2,3	9,1
105	3,8	9,32	25,15	34,47	8,43	-17,07	31,12	3,8	10,3	14,1	3,4	-7,0	12,7
120	3,8	9,32	33,21	42,53	9,27	-29,30	32,19	3,8	13,5	17,3	3,8	-11,9	13,1
135	3,8	9,32	37,69	47,01	8,30	-39,11	27,37	3,8	15,4	19,2	3,4	-15,9	11,2
150	3,8	9,32	39,60	48,93	6,06	-45,40	19,21	3,8	16,1	19,9	2,5	-18,5	7,8
165	3,8	9,32	40,13	49,45	3,15	-48,58	9,75	3,8	16,4	20,2	1,3	-19,8	4,0
180	3,8	9,32	40,19	49,51	0,00	-49,51	0,00	3,8	16,4	20,2	0,0	-20,2	0,0
195	3,8	9,32	40,13	49,45	-3,15	-48,58	-9,75	3,8	16,4	20,2	-1,3	-19,8	-4,0
210	3,9	9,57	39,60	49,17	-6,09	-45,63	-19,31	3,9	16,1	20,0	-2,5	-18,6	-7,9
225	4,1	10,06	37,69	47,75	-8,43	-39,73	-27,80	4,1	15,4	19,5	-3,4	-16,2	-11,3
240	4,6	11,28	33,21	44,49	-9,70	-30,65	-33,68	4,6	13,5	18,1	-4,0	-12,5	-13,7
255	5,5	13,49	25,15	38,64	-9,45	-19,13	-34,88	5,5	10,3	15,8	-3,9	-7,8	-14,2
270	7,0	17,17	13,11	30,28	-7,69	-7,69	-30,28	7,0	5,3	12,3	-3,1	-3,1	-12,3
285	9,4	23,06	-2,44	20,62	-5,04	0,46	-21,22	9,4	-1,0	8,4	-2,1	0,2	-8,7
300	13,8	33,85	-20,09	13,76	-3,00	4,28	-13,42	13,8	-8,2	5,6	-1,2	1,7	-5,5
315	22,2	54,46	-37,69	16,77	-2,96	9,76	-13,95	22,2	-15,4	6,8	-1,2	4,0	-5,7
330	38,2	93,71	-52,72	40,99	-5,08	32,96	-24,90	38,2	-21,5	16,7	-2,1	13,4	-10,1
345	73,9	181,29	-62,84	118,45	-7,56	112,45	-37,96	73,9	-25,6	48,3	-3,1	45,8	-15,5
360	112,0	274,75	-66,41	208,34	0,00	208,34	0,00	112,0	-27,1	84,9	0,0	84,9	0,0
375	155,7	381,95	-62,84	319,11	20,36	302,97	102,26	155,7	-25,6	130,1	8,3	123,5	41,7
390	94,1	230,84	-52,72	178,12	22,08	143,22	108,18	94,1	-21,5	72,6	9,0	58,4	44,1
405	55,6	136,39	-37,69	98,70	17,44	57,47	82,12	55,6	-15,4	40,2	7,1	23,4	33,5
420	35,8	87,82	-20,09	67,73	14,77	21,07	66,04	35,8	-8,2	27,6	6,0	8,6	26,9
435	25,0	61,33	-2,44	58,89	14,41	1,33	60,61	25,0	-1,0	24,0	5,9	0,5	24,7
450	18,6	45,63	13,11	58,74	14,91	-14,91	58,74	18,6	5,3	23,9	6,1	-6,1	23,9

Продовження таблиці 2.5													
465	15,3	37,53	25,15	62,68	15,33	-31,04	56,58	15,3	10,3	25,6	6,3	-12,7	23,1
480	14,0	34,34	33,21	67,55	14,73	-46,53	51,14	14,0	13,5	27,5	6,0	-19,0	20,8
495	12,4	30,42	37,69	68,11	12,03	-56,67	39,65	12,4	15,4	27,8	4,9	-23,1	16,2
510	10,5	25,76	39,60	65,36	8,10	-60,66	25,67	10,5	16,1	26,6	3,3	-24,7	10,5
525	8,4	20,61	40,13	60,74	3,87	-59,67	11,98	8,4	16,4	24,8	1,6	-24,3	4,9
540	6,9	16,93	40,19	57,12	0,00	-57,12	0,00	6,9	16,4	23,3	0,0	-23,3	0,0
555	4,7	11,53	40,13	51,66	-3,30	-50,75	-10,19	4,7	16,4	21,1	-1,3	-20,7	-4,2
570	3,7	8,95	39,60	48,56	-6,02	-45,06	-19,07	3,7	16,1	19,8	-2,5	-18,4	-7,8
585	3,6	8,83	37,69	46,52	-8,22	-38,71	-27,08	3,6	15,4	19,0	-3,3	-15,8	-11,0
600	3,6	8,83	33,21	42,04	-9,17	-28,96	-31,82	3,6	13,5	17,1	-3,7	-11,8	-13,0
615	3,6	8,83	25,15	33,98	-8,31	-16,82	-30,67	3,6	10,3	13,9	-3,4	-6,9	-12,5
630	3,6	8,83	13,11	21,94	-5,57	-5,57	-21,94	3,6	5,3	8,9	-2,3	-2,3	-8,9
645	3,6	8,83	-2,44	6,39	-1,56	0,14	-6,58	3,6	-1,0	2,6	-0,6	0,1	-2,7
660	3,6	8,59	-20,09	-11,50	2,51	-3,58	11,22	3,5	-8,2	-4,7	1,0	-1,5	4,6
675	3,6	8,83	-37,69	-28,86	5,10	-16,80	24,01	3,6	-15,4	-11,8	2,1	-6,8	9,8
690	3,6	8,83	-52,72	-43,88	5,44	-35,29	26,65	3,6	-21,5	-17,9	2,2	-14,4	10,9
705	3,6	8,83	-62,84	-54,01	3,45	-51,28	17,31	3,6	-25,6	-22,0	1,4	-20,9	7,1
720	3,6	8,83	-66,41	-57,58	0,00	-57,58	0,00	3,6	-27,1	-23,5	0,0	-23,5	0,0

3. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

3.1 Призначення системи охолодження двигуна

Система охолодження двигуна служить для примусового відведення тепла від гарячих деталей двигуна і передачі цього тепла навколишньому середовищу.

Тепло, що відводиться, складається із частини тепла, яке виділяється в циліндрах двигуна і не перетворюється в індикаторну роботу і не виноситься з вихлопними газами, та із теплоти тертя, що виникає при взаємному русі деталей двигуна.

Кількість відведеного за 1 годину тепла від стінок циліндру і стінок камери згоряння може бути знайдено із рівняння теплового балансу двигуна.

Більша частина тепла відводиться в навколишнє середовище системою охолодження, менша частина – системою мащення і безпосередньо навколишньому середовищу від зовнішніх поверхней двигуна.

Примусове відведення тепла необхідне через те, що при високих температурах газів в циліндрах двигуна (під час згоряння палива $1800...2400^{\circ}\text{C}$, середня температура за робочий цикл при повній навантаженні $600...1000^{\circ}\text{C}$) природне відведення тепла в навколишнє середовище стає недостатнім.

Порушення правильного відведення тепла приводить до погіршення змащування поверхней, що труться, вигорянню мастила та перегріву двигуна. Останнє приводить до різкого падіння міцності матеріала деталей і навіть до їх вигорання (наприклад, випускних клапанів). При сильному перегріванні двигуна нормальні зазори поміж його деталями порушуються, що звичайно приводить до підвищеному зношуванню, заїданню і навіть до поломки цих деталей. Перегрівання двигуна шкідливе ще і тому, що визиває погіршення його наповнення, а в карбюраторних і вгазових двигунах - детонаційне згоряння та samozаймання робочої суміші.

Надмірне охолодження двигуна також небажане, так як воно тягне за собою конденсацію частин палива на стінках циліндрів (в карбюраторних двигунах), погіршення сумішоутворення та загоряння робочої суміші,

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зменшення швидкості її горіння і як наслідок зменшення потужності та економічності двигуна, а також зменшення механічного ККД та прискорене зношування двигуна.

В автомобільних та тракторних двигунах застосовують системи рідинного та повітряного охолодження. Для середньооборотних двигунів найбільш поширена система рідинного охолодження.

3.2 Огляд та аналіз конструкцій теплообмінників систем охолодження ДВЗ

3.2.1 Теплотехнічні основи комбінованого вироблення теплової та електричної енергії.

Комбіноване виробництво теплової і електричної енергії (далі когенерація) не є новим, цей принцип відомий від початку двадцятого століття. Тоді основна маса електричної енергії вироблялась на автономних теплоелектроцентралях (ТЕЦ). Але з розвитком національних електричних мереж, збільшенням у них інвестицій, надійність і потужність їх значно збільшилася, зменшилися ціни на електроенергію, і, як наслідок, кількість автономних ТЕЦ зменшилась.

Принцип системи когенерації полягає у виробленні електричної і теплової енергії від одного первісного джерела енергії – органічного або ядерного палива. Він базується на використанні споживача як холодного джерела, яке є необхідним згідно з другим законом термодинаміки. В такому циклі коефіцієнт корисної дії (ККД) використання палива може перевищувати ККД циклу Карно, який обмежує ККД перетворення теплової енергії в механічну (а тому і в електричну).

Залежно від потреб споживача та теплової машини, яка використовується, можливі декілька варіантів теплової схеми когенерації. Основою схеми є теплова машина, яка за тим чи іншим термодинамічним циклом перетворює теплову енергію в механічну, але параметри робочого тіла змінюються не до параметрів навколишнього середовища, а до рівня, який ще дає можливість використати тепловий потенціал теплоносія для потреб, які не вимагають великих температур.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Це, наприклад, потреби опалення, горячого водопостачання, різноманітні технологічні процеси і таке інше.

Найбільш розповсюдженими тепловими машинами, на яких базується когенерація, є:

- парові турбіни з протитиском, виробництво яких добре відпрацьоване;
- двигун внутрішнього згоряння з котлом - утилізатором;
- газові турбіни з котлом – утилізатором.

Для потреб когенерації малої теплової і електричної потужності доцільно використовувати двигуни внутрішнього згоряння, які краще забезпечують маневреність, мають достатньо високий ККД. Електрична енергія виробляється генераторами, які приводяться тепловими машинами, вторинне тепло передається споживачу або безпосередньо, або за допомогою теплоносіїв.

Проблеми транспортування і передачі тепла споживачу розв'язуються за допомогою традиційних теплообмінних апаратів різного типу: поверхневих, регенеративних, змішуючих і барботажних та звичайних теплових мереж.

Обмеженнями використання когенерації можуть бути:

- принципіві можливості систем трансформації та передачі тепла, наприклад, застосування котла - утилізатора збільшує теплові втрати з відхідними газами в зв'язку із збільшенням вихідної температури нагріваного продукту, а практично неможливо утилізувати тепло з температурою менше 50°C, тому особливу увагу при розробці систем треба приділяти проблемам термодинамічним та тепломасообміну:

- максимальний фінансовий прибуток при використанні невеликих автономних систем когенерації буде тоді, коли вони постійно працюють в режимі номінальної потужності, а це означає, що повинні бути або постійний споживач теплової енергії, або можливість продавати тепло.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

3.2.2 Енергетичний потенціал систем когенерації з двигунами внутрішнього згоряння.

Принципова схема системи когенерації з ДВЗ показана на листі Додатку Б графічної частини роботи.

Потужність систем когенерації з ДВЗ буває від 10 кВт до 15 МВт (потужність на валу двигуна). ДВЗ можуть працювати на рідкому або газоподібному паливі, не створюючи проблем утилізації тепла, крім роботи на газах, отриманих при розкладі відходів. В останньому випадку необхідно враховувати, що такий газ може мати великий вміст води та сульфідів водню, що може викликати корозію двигуна і теплообмінного обладнання для регенерації теплоти.

Тепло, яке виділяється в двигуні, відводиться:

- з вихлипними газами,
- у вигляді тепла рідини від охолоджуючих систем двигуна, мастила та повітря наддуву, якщо двигун оснащений турбонаддувом,
- теплові втрати з поверхні випромінюванням та конвекцією.

Кількість теплоти, яка може бути регенована, залежить від потреб споживача. При роботі на систему опалення коефіцієнт використання тепла буде більшим, ніж при роботі на споживача пари. Це пояснюється тим, що при роботі на систему опалення температура теплоносія є нижчою, ніж при виробленні пари, а тому і температура відхідних газів буде нижчою. Тому коефіцієнт використання тепла збільшиться.

Гарячий відпрацьований газ може бути використаний безпосередньо для технологічного підігріву, наприклад, для сушіння (в тому випадку, якщо система використовує як паливо природний газ, який дає “чистий” вихлипний газ).

3.2.3 Функції та характеристики теплообмінних апаратів.

Виконання умов проведення циклу теплових двигунів вимагає організації передачі тепла від одного теплоносія до другого. Для ДВЗ це передача тепла від стінок робочих циліндрів до охолоджуючої рідини, передача тепла в радіаторах

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

від охолоджуючої рідини до повітря або іншого теплоносія. У випадку використання ДВЗ в системі когенерації – передача тепла вихлипних газів до іншого теплоносія. Всі ці процеси відбуваються в межах пристрою, який має назву теплообмінний апарат (ТА), і загальним завданням якого є передача тепла від одного теплоносія до другого.

За принципом дії ТА бувають поверхневими (рекуперативні та регенеративні) і контактними. В рекуперативних ТА середовища, які обмінюються теплом, одночасно рухаються по різні боки стінки, яка їх розділяє. Це найбільш розповсюджений клас ТА.

За типами теплоносіїв розрізняють ТА:

рідина - рідина; пара – рідина; газ – рідина; газ – газ; пара – газ; пара – пара.

За характером руху теплоносіїв ТА можуть бути:

- з природньою циркуляцією (випарники, парогенератори, водогрійні і парові котли);
- з примусовою циркуляцією (рекуперативні).

3.2.4 Теплообмінні апарати для використання низькопотенційної теплоти викидів ДВЗ

Природа теплових викидів ДВЗ така, що носіями вторинного тепла є або рідина (вода, масло), або газ – вихлип двигуна. Тому вживаються такі типи теплообмінного обладнання:

- для передачі від газу до рідини, або навпаки:
- рекуперативні економайзери;
- контактні теплообмінні апарати змішувального типу;
- для передачі тепла від рідини до рідини:
- кожухотрубні;
- пластинчаті та кожухо – пластинчаті;
- оребрені.

Теплообмінники типу “газ – рідина”.

- Для теплообміну між вихлипними газами та рідиною використовується

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), який виконаний одною ступінню (водотрубною). При передачі тепла від газів до рідини і навпаки спостерігається суттєва різниця у величинах коефіцієнтів тепловіддачі. Для газів він не перевищує, як правило, $30 - 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для води це $5000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в цьому випадку необхідно використовувати оребрені трубки.

Тому ТУВ для газового двигуна, що працює на природному газу виготовляється із біметалевої сталевалюмінієвої оребреної трубки, що допустимо при низьких температурах вихлопних газів (550°C). Застосувати оребрені трубки в ТУВ, що працює на вихлопних газах газового двигуна, що працює на генераторному газу, проблематично, так як їх зовнішня поверхня швидко забивається продуктами згоряння генераторного газу. Тому в кваліфікаційній роботі проекті запропонована конструкція ТУВ, в якому в якості теплообмінного елемента застосовується трубка з турбулізатором.

3.3 Проектування теплообмінника утилізаційного водогрійного

3.3.1 Технічний опис теплообмінника

Для теплообміну між вихлопними газами та рідиною використовується теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), 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, $40 - 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для води це $5000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, 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 газового двигуна, паливом для якого є генераторний газ, проблематично, так як їх поверхня із сторони випускних газів швидко забивається продуктами згоряння. Тому в дипломному проекті для забезпечення працездатності ТУВ при роботі двигуна на генераторному газу

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

пропонується застосувати гладенькі теплообмінні трубки з кільцевими турбулізаторами, внутрішню поверхню яких легко можна чистити від відкладень продуктів згоряння.

3.3.2 Призначення ТУВ

1. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) встановлюється на випускному трубопроводі двигуна – генератора (ДвГА) для утилізації тепла випускних газів.
2. ТУВ призначений для отримання гарячої води, яка використовується для побутових и господарських потреб, а також для опалення приміщень.
3. ТУВ розрахований на роботу при максимальній температурі випускних газів до 570 °С.

3.3.2 Технічні характеристики ТУВ

- | | |
|---|-----------------------------|
| 1. Встановлена поверхня нагріву - | 17,2 м ² |
| 2. Теплова потужність утилізації тепла випускних газів | 294 кВт |
| 3. Тиск води на вході в ТУВ, не більше | 1 МПа |
| 4. Витрата випускних газів через ТУВ при номінальній потужності ДГА: | 2516 кг/год |
| 5. Температура випускних газів на вході в ТУВ, не більше | 570°С |
| 6. Температура випускних газів на виході з ТУВ, не менше | 150°С |
| 7. Гідравлічний опір газового тракту ТУВ | 1,1 Па (110мм вод. ст.) |
| 8. Витрата води через ТУВ | 20...5 0м ³ /год |
| 9.Ступінь підігріву води в ТУВ | 8...15°С |
| 10.Максимально допустима температура води на виході із ТУВ | 85°С |
| 11.Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення випускних газів | 210мм |
| 12.Довжина ТУВ | 675 мм |
| 13. Висота | 1875мм |
| 14. Ширина | 675 мм |
| 15.Маса ТУВ, суха | 850 кг |

Температури води на виході із ТУВ визначається загрузкою дизель - генератора, температурою води на вході та витратою її через ТУВ.

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

3.3.3 Опис конструкції та порядок роботи ТУВ.

1. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (рис.3.1) складається із корпусу 1, двох камер - нижньої 2 та верхньої 3, призначених для підведення та відведення випускних газів та видалення відкладень з робочої поверхні трубок при чистці ТУВ, які з'єднані за допомогою шпильок 18 та гайок 19 корпусом. З'єднання поміж камерами та корпусом ущільнюється прокладками 13. Нижня камера 2 є одночасно опорою ТУВ. На камері верхній 3 встановлена кришка 6, яка призначена для огляду стану верхньої трубної дошки і тепло передавальних трубок та для їх очищення в раз потреби. На патрубку нижньої камери 2 встановлена кришка 14, яка дозволяє видаляти бруд при чистці ТУВ. На патрубку корпусу 1 встановлена кришка оглядового люка, яка призначена для огляду стану зовнішніх поверхонь тепло передавальних трубок та встановлення потреби їх очищення від накипу.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

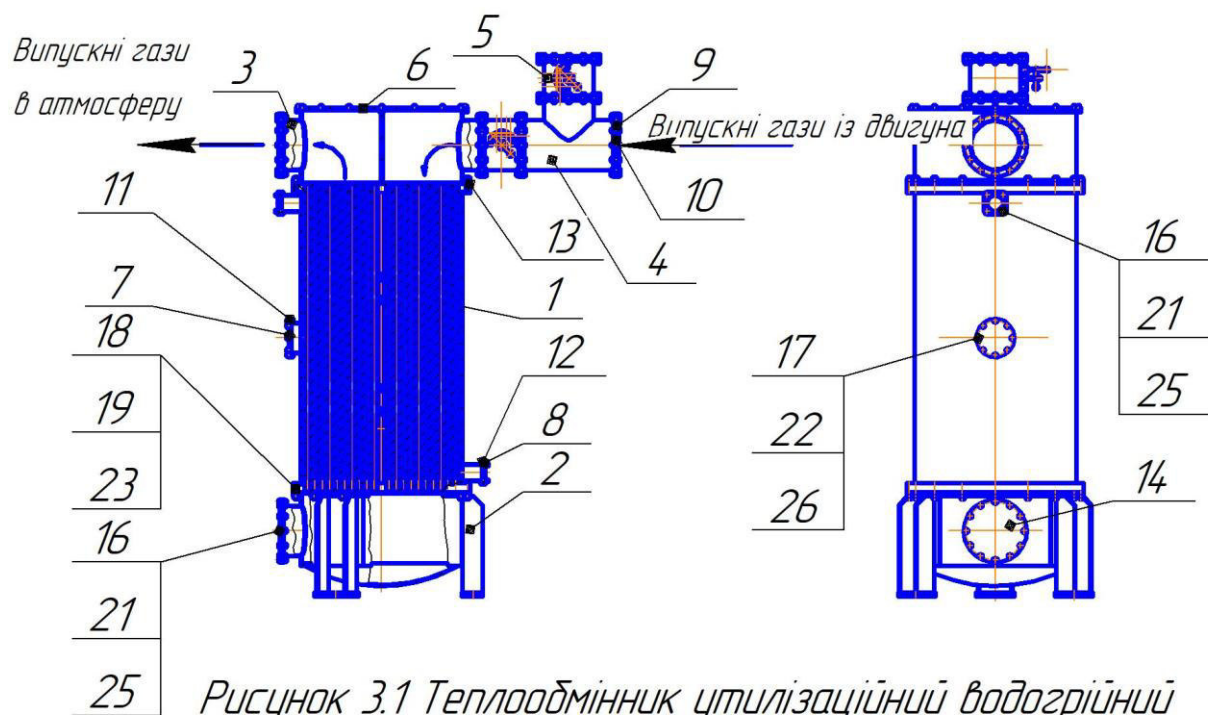


Рисунок 3.1 Теплообмінник утилізаційний водогрійний

1 – корпус; 2 – камера нижня; 3 – камера верхня; 4 – трійник; 5 – заслінка;
6 – кришка камери верхньої; 7 – кришка люка оглядового; 8,9 – фланець;
10,11,12,13 – прокладка; 14 – кришка; 15,16,17 – болти; 18 – шпилька;
19,20,21,22 – гайки; 23,24,25,26 – шайба

2. Підводяться випускні газы в ТУВ через трійник 4 у верхній його частині в місці розташування горизонтальної заслінки 5, яка встановлена поміж трійником 4 та камерою верхньою 3. При цьому вертикальна заслінка 5 закрита. Із камери верхньої 3 випускні газы по тепло передавальним трубкам корпусу 1 надходять в камеру нижню 2, повертають на 180° і поступають знову в камеру верхню, звідки викидаються в атмосферу через випускний трубопровід. Для направлення руху випускних газів в камері верхній 3 зроблена перегородка, яка ділить її на дві частини – вхідну та вихідну.. Вода для підігріву підводиться внизу корпусу 1 через відповідний патрубок, що забезпечує максимальний температурний перепад поміж теплоносіями. Для управління роботою ТУВ на випускному

трубопроводі передбачені дві заслінки 5, які дають можливість регулювати теплове навантаження ТУВ та повністю відключати його в разі потреби.

3. Корпус ТУВ 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 ТУВ виконується у Замовника після установки випускних трубопроводів від двигуна до ТУВ і від ТУВ до глушника-іскрогасника.

5. Вода до ТУВ подається навішаним водяним насосом 6 зовнішнього контуру (рис.3.2) Вода, підігріта в ТУВ, по трубопроводу через верхній патрубок подається до споживача.

3.3.4 Робота ТУВ в комплексі із системою охолодження дизель-генератора.

Для повної утилізації тепла газового двигуна ТУВ включається в систему, як показано на принципові схемі (рис.3.2). При цьому охолоджена вода від споживачів подається в охолоджувач масла 4, охолоджувач води 5, а потім в ТУВ 9, в яких відбирається тепло від масла, води дизеля та випускних газів.

При температурі води, що надходить від споживача («обратка») не більше ніж 60°C утилізується тепло вихлопних газів, охолоджуючої води двигуна, масла. Наддувочне повітря охолоджується водою в охолоджувачі наддувочного

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принципова схема охолодження двигуна-генератора ДвГА-500

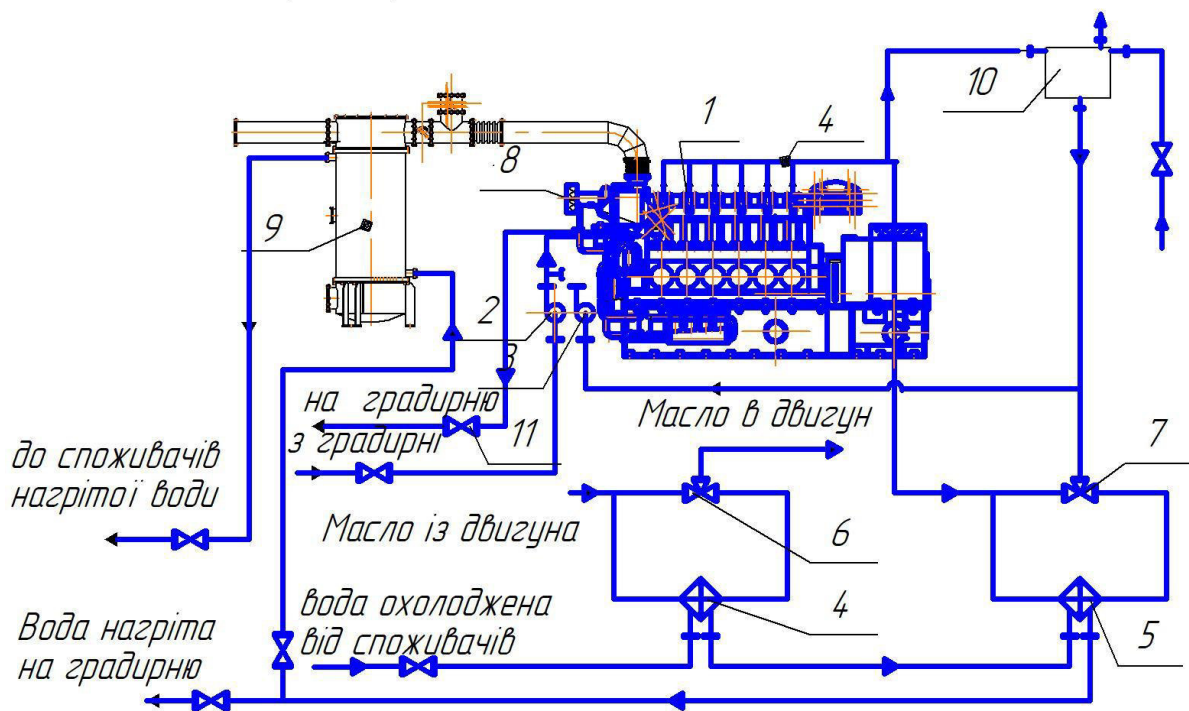


Рисунок 3.2 1- двигун 6ГЧН25/34; 2 - насос зовнішнього контуру; 3 - насос внутрішнього контуру; 4 - охолоджувач масла; 5 - охолоджувач води; 6 - РТП ОМ; 7 - РТП ОВ; 8 - охолоджувач наддувочного повітря; 9 - теплообмінник утилізаційний водогрійний; 10 - бак розширювальний; 11- вентиль запорний

повітря 8, що подається насосом зовнішнього контуру 2 по окремому трубопроводу із градирні. При цьому система охолодження двигуна виконується двоконтурною. В першому контурі, який складається із водяного насоса внутрішнього контуру 3, двигуна 1, охолоджувача води 4 циркулює вода охолодження двигуна, а в другому контурі підігрівається вода для подачі її споживачам. Другий контур складається із охолоджувача масла 4, охолоджувача води 5, теплообмінника утилізаційного водогрійного 9 та з'єднувальних трубопроводів. Подається вода у другий контур насосом споживача. При відключенні споживачів гарячої води двигун охолоджується водою із градирні.

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 пристроїв 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 кондиціонування, 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.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

теплообмінного апарату. 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 підібраному 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. Це значить, що один із теплоносіїв рухається всередині труб, а другий в поміж 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.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

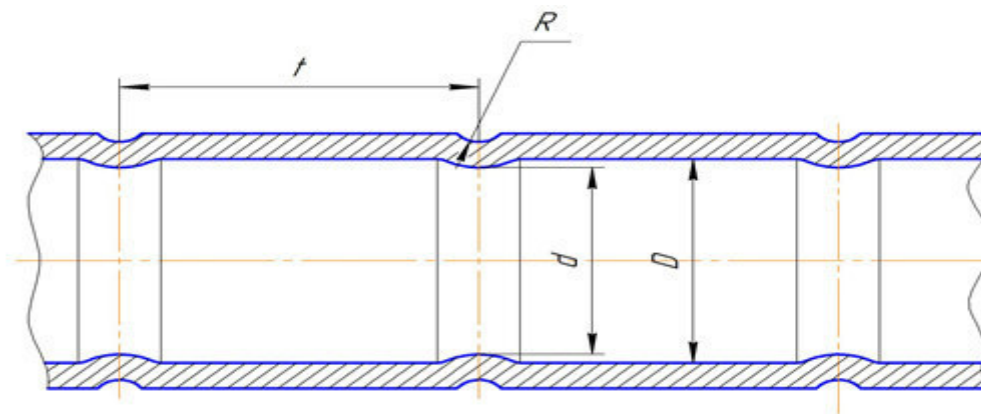
- застосування турбулізаторів;
- закрутку потоку в трубах і поміж трубному просторі за допомогою різного виду гвинтових вставок (шнеків, закручених стрічок та дроту);
- криволінійні канали (спіральні, змієвикові);
- тангенціальний підвід теплоносія в трубу;
- лопаточні завихрювачі (розташовані на вході 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;
- накладка 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.

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.

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 (рис.3.3).

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54



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

Рисунок 3.3 Теплообмінна трубка з кільцевими турбулізаторами

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.

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.

Теоретичні основи застосування теплообмінної трубки з кільцевими турбулізаторами

Із теорії гідро - і газодинаміки відомо, що при малій швидкості потоку в гладкій трубі (число Рейнольдса $Re < 2300$) режим руху рідини ламінарний, а при високій швидкості ($Re > 10000$) – турбулентний.

В діапазоні від $Re > 2300$ до $Re < 10000$ режим перехідний від ламінарного до турбулентного. У всіх випадках, навіть коли потік в трубі турбулентний, у вузькому пристінному шарі течія ламінарна.

Поблизу стінки труби проходить в основному тільки молекулярний переніс тепла, тому теплопередача затруднена. Швидкість потоку біля стінки близька до нуля, тому труба із середини поступово покривається накипом. Це додатково погіршує теплопередачу.

Гладкі труби дешеві і технологічні; гідравлічний опір при роботі з ламінарним або слабо турбулізованим потоком порівняно невеликий. Проте в пристінному шарі при цьому слабкий переніс тепла, крім того, на стінках труби утворюється накип.

Сильна турбулізація потоку руйнує пристінний ламінарний шар. За рахунок цього збільшується коефіцієнт теплопередачі і попереджається відкладення накипу на стінці.

Відомі багато чисельні способи турбулізації потоку. Наприклад, використовують виті труби, вставляють в труби різноманітні змішувачі, видавлюють на поверхні ребра, покривають стінки різьбою, роблять їх шорсткими і таке інше. Всі ці варіанти можна умовно розглядати як один – додатковий пристрій для сильної турбулізації потоку в трубі.

Застосування любого пристрою для сильної турбулізації потоку потребує розплати. Так при збільшенні теплопередачі через стінку труби в 2 – 3 рази гідравлічний опір системи зростає в 10 – 12 разів. Крім того, вартість теплообмінників з модернізованими трубами різко збільшується.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Якщо труба гладенька, а потік в ній ламінарний або слабо турбулізований, то гідравлічний опір малий, але при цьому сильно погіршений коефіцієнт теплопередачі, і на стінках відкладається накип. Якщо яким-небудь способом потік сильно турбулізований, то коефіцієнт теплопередачі збільшується в 2 – 3 рази, накип на стінках не відкладається, але в 10 – 12 разів зростає гідравлічний опір системи; крім того, сильно зростає вартість обладнання..

Для забезпечення високого коефіцієнта теплопередачі та запобігання утворення накипу на стінці труба повинна мати спеціальні пристрої для сильної турбулізації потоку.

Труба повинна бути гладкою, а потік в ній ламінарним або слабо турбулізованим, щоб забезпечити низьку вартість обладнання, малий гідравлічний опір і малі енергозатрати на прокачку рідини. Труба повинна мати спеціальні пристрої для сильної турбулізації потоку, щоб забезпечити високий коефіцієнт теплопередачі і запобігти утворенню накипу на стінці.

Потік повинен бути ламінарним (або слабо турбулізованим), і потік повинний бути сильно турбулізованим.

Розрішити приведені вище протиріччя слід в просторі: сильно турбулізованим потік повинен бути тільки в тонкому пристінному шару. Саме це покращить перенесення тепла і не допустить утворення накипу. В остальному об'ємі труби потік може бутилюбим – хоч ламінарним, хоч турбулентним..

В якості базової системи вибираємо гладку трубу з ламінарним (або слабо турбулізованим) основним потоком. Перенесення тепла в тонкому пристінному ламінарному шару рідини малоефективне, так як воно здійснюється в основному тільки за рахунок дифузії.

Накип осідає на стінку по причині практично нульової швидкості потоку у стінки. Тому необхідно забезпечити, щоб труба оставалась гладкою, а основний потік в ній ламінарним, або слабо турбулізованим. В пристінному шару ламінарний потік рідини повинен зникнути.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Його можуть зруйнувати потужні вихорі, які утворюються при закручуванні потоку у витих трубках при зриві потоку з виступів, впадин, ребер. Ці ж вихорі запобігають утворенню відкладень.

Для зменшення гідравлічного опору труби сильно турбулізованим потік слід перенести тільки в пристінний шар рідини. Організувати вихорі в цьому шару слід за допомогою пристінних турбулізаторів потоку.

Турбулізатори потоку в пристінному шару можуть бути накатані прямо на гладкій трубі у вигляді кільцевих канавок (на внутрішній поверхні труби утворюються плавні виступи).

Висота кільцевих турбулізаторів повинна бути рівною товщині пристінного ламінарного шару (приблизно 3 – 5% від внутрішнього діаметра труби).

Для більшості випадків рекомендуються такі розміри турбулізаторів (рис.3.3):
$$d / D = (0.91 - 0.935), t / D = 0.5 \dots 1.$$

Накатувати кільцеві канавки можна на простому обладнанні, вартість труб при цьому збільшується всього на 2 – 3%.

Накатка на трубах дає можливість турбулізувати тільки пристінний ламінарний шар, тому затрати енергії збільшуються незначно. Так при зростанні коефіцієнта теплопередачі в 2 рази гідравлічний опір збільшується тільки в 2.5 рази (при турбулізації всього потоку він виростає більше ніж в 10 раз).

Для великих труб перевага зростає, так як при збільшенні діаметра труби витрати на турбулізацію всього потоку ростуть пропорційно площі поперечного перерізу, а витрати на пристінну турбулізацію – пропорційно тільки її периметру.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5 Розрахунок параметрів теплообмінника утилізаційного водогрійного (ТУВ) для газового двигуна 6ГЧН25/34 потужністю 530 кВт

Вихідні дані

1. Витрата генераторного газу при нижчій теплоті згоряння $Q_H = 5060 \text{ кДж/м}^3$	$V_{г.г.} =$	1103	$\text{нм}^3/\text{год}$
2. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha =$	1,7	
3. Теоретична кількість повітря, необхідного для згоряння 1 м^3 генераторного газу	$L_0 =$	0,53	$\text{м}^3/\text{м}^3$
4. Температура випускних газів на вході в ТУВ	$t_{г1} =$	550	$^{\circ}\text{C}$
5. Температура випускних газів на виході із ТУВ	$t_{г2} =$	150	$^{\circ}\text{C}$
6. Теплоємність випускних газів	$c_{г} =$	1,05	$\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$
7. Витрата води через ТУВ	$G_B =$	30000	кг/год
8. Теплоємність води	$c_{в} =$	4,19	$\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$
9. Газова постійна для випускних газів	$R =$	283	$\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$
10. Коефіцієнт опору при раптовому звуженні (вхід газів з камери в трубки ТУВ)	$\xi_1 =$	0,3	
11. Коефіцієнт опору при раптовому розширенні (вихід випускних газів із трубок в камеру)	$\xi_2 =$	1	
11. Коефіцієнт опору при повороті потоку газу на 180°	$\xi_3 =$	0,5	
12. Тиск випускних газів на вході в ТУВ	$p_1 =$	0,103	МПа
13. Тиск випускних газів на виході із ТУВ	$p_2 =$	0,101	МПа
14. Густина газоповітряної суміші	$\rho_{гпс} =$	1,2	кг/м^3

15. Прискорення вільного падіння $g = 9,8 \text{ м/с}^2$

Розрахунок

1. Масова витрата випускних газів через ТУВ

$$G_{\text{вип.г.}} = V_T \cdot (L_0 \cdot \alpha + 1) \cdot \rho_{\text{ГПС}} \quad G_{\text{вип.г.}} = 2516 \text{ кг/год}$$

2. Густина випускних газів на вході в ТУВ

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot (t_{e1} + 273)} \quad \rho_1 = 0,442 \text{ кг/м}^3$$

3. Об'ємна витрата випускних газів на вході в ТУВ

$$V_{\text{вип.г.}} = \frac{G_{\text{вип.г.}}}{\rho_1} \quad V_{\text{вип.г.}} = 5690 \text{ м}^3/\text{год}$$

4. Швидкість випускних газів на вході в теплопередавальні трубки теплообмінника, приймається

$$v_{\text{вип.г.}} = 43 \text{ м/с}$$

5. Необхідна площа прохідних перетинів теплопередавальних трубок

$$F_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{вип.г.}}}{3600 \cdot v_{\text{вип.г.}}} \quad F_{\text{тр.}} = 0,037 \text{ м}^2$$

6. Внутрішній діаметр теплопередавальної трубки $\varnothing 20 \times 2$

$$d_{\text{вн.}} = 0,016 \text{ м}$$

7. Необхідна кількість теплопередавальних трубок в одній секції двоходового вогнетрубного теплообмінника

$$i = \frac{F_{\text{тр}}}{0,785 \cdot d_{\text{вн.}}^2} \quad i = 183 \text{ шт.}$$

8. Кількість тепла, що відбирається в ТУВ від випускних газів

$$Q_{\text{ТУВ}} = c_{\text{Г}} \cdot G_{\text{вип.г.}} \cdot (t_{\text{Г1}} - t_{\text{Г2}}) / 3600 \quad Q_{\text{ТУВ}} = 294 \text{ кВт}$$

9. Температура води на вході в ТУВ, приймається

$$t_{\text{в1}} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

10. Температура води на виході із ТУВ

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \frac{Q_{\text{ТУВ}}}{c_{\text{В}} \cdot G_{\text{В}}}, \text{ }^{\circ}\text{C} \quad t_{\text{в2}} = 73,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

11.Середній температурний напір у ТУВ

$$\Delta t = \frac{(t_{Г1} - t_{В2}) - (t_{Г2} - t_{В1})}{\ln \frac{t_{Г1} - t_{В2}}{t_{Г2} - t_{В1}}}, ^\circ C \quad \Delta t = 227,1 \quad ^\circ C$$

12.Коефіцієнт теплопередачі від випускних газів до води, що підігрівається, приймаємо по довідковій технічній літературі

$$k = 75 \quad \text{Вт/м}^2\text{К}$$

13.Розрахункова площа поверхні теплообміну ТУВ

$$F_p = \frac{Q_{ТВВ} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t} \quad F_p = 17,23 \quad \text{м}^2$$

14.Розрахункова довжина теплопередавальних трубок

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot i}, \text{ м} \quad l_p = 1,9 \quad \text{м}$$

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

$$l_{\phi} = 1,9 \quad \text{м}$$

16.Фактичне число теплопередавальних трубок

$$i_{\phi} = 184 \quad \text{шт.}$$

17. Фактична площа поверхні теплопередавальних трубок

$$F_{\phi} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\phi} \cdot i_{\phi} \quad F_{\phi} = 17,57 \quad \text{м}^2$$

18.Густина випускних газів на виході із ТУВ

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot (t_{г2} + 273)} \quad \rho_2 = 0,86 \quad \text{кг/м}^3$$

19.Об'ємна витрата випускних газів на виході з ТУВ

$$V_{\text{вип.г2}} = \frac{G_{\text{вип.г}}}{\rho_2} \quad V_{\text{вип.г2}} = 2924 \quad \text{м}^3/\text{ч}$$

20. Швидкість випускних газів на виході з ТУВ

$$v_{\text{вип.2}} = \frac{4 \cdot G_{\text{вип.г}}}{3600 \cdot \rho_2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i} \quad v_{\text{вип.2}} = 22,0 \quad \text{м/с}$$

21. Середня густина випускних газів

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad \rho_{cp} = 0,651 \quad \text{кг/м}^3$$

22. Середня швидкість випускних газів в ТУВ

$$v_{cp} = \frac{4 \cdot G_{\text{вып.г.}}}{3600 \cdot \rho_{cp} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot i} \quad v_{cp} = 29,0 \quad \text{м/с}$$

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

$$h_{\text{м.с.}} = (\zeta_c + \zeta_p) \cdot \frac{\rho_{cp} \cdot v_{cp}^2}{2 \cdot g} \quad h_{\text{м.с.}} = 36,3 \quad \text{мм.вод.ст}$$

24. Середня температура випускних газів в ТУВ

$$t_{\text{г.г.ср}} = \frac{t_{\text{г.г.1}} + t_{\text{г.г.2}}}{2} \quad t_{\text{г.г.ср}} = 350 \quad ^\circ\text{C}$$

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

$$\mu = 3\text{E-}06 \quad \text{кгсек/м}^2$$

26. Кінематичний коефіцієнт в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} \quad \nu = 4\text{E-}06 \quad \text{м}^2/\text{сек}$$

27. Число Рейнольдса

$$R_e = \frac{v_{cp} \cdot d_{\text{вн.}}}{\nu} \quad R_e = 1\text{E+}05$$

28. Коефіцієнт тертя поміж випускними газами та стінками трубок теплопередавальних

$$\lambda = 0,017$$

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

29. Втрати напору на тертя в трубках

$$h_{\text{т.}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{вн.}}} \cdot \frac{\rho_{cp} \cdot v_{cp}^2}{2 \cdot g} \quad h_{\text{т.}} = 58,0 \quad \text{мм.вод.ст}$$

30. Повний аеродинамічний опір ТУВ

$$h = h_{\text{м.с.}} + h_{\text{т.}} \quad h = 94,4 \quad \text{мм.вод.ст}$$

4.ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

Охорона праці в Україні – це єдина система економічних, технічних, санітарно-гігієнічних, організаційних і правових заходів, в здійсненні яких приймають участь різні державні органи та заклади. Ця система включає в себе служби техніки безпеки і промислової санітарії, а також державні органи технічного і санітарного нагляду, діяльність яких направлена на всебічне покращення умов праці на підприємствах і забезпечення виконання правил з техніки безпеки і норм промислової санітарії.

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Поміж небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує запроектований газовий двигун.

При проектуванні двигунів внутрішнього згоряння в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої його дії на людей і навколишнє природне середовище.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Джерелами викидів шкідливих речовин в поршневому двигуні є відпрацьовані випускні гази, картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами (CO, NO_x). Гази та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень.

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

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Крім того небезпеку для людини створюють також деталі, що рухаються та обертаються.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера двигуна;
- теплоізоляція і екранування нагрітих деталей двигуна внутрішнього згорання;
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

Заходи для зниження рівня шуму проектного двигуна

Двигуни внутрішнього згорання є одним із джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум – це комплекс звуків, що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо, звук має хвильову природу в будь-якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на неї звукових хвиль. Поршнєві двигуни внутрішнього згорання випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між миттєвим тиском хвилі і барометричним тиском. Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці – децибели. Рівнем шуму називають двадцятикратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до його порогового значення. Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільних механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при здійсненні робочого циклу. З іншого боку, це шум газодинамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають в процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливо повітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі складає 100...120 дБ. Він в значній мірі залежить від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання колінчастого вала. Із зменшенням навантаження рівень шуму зменшується на 5...10 дБ. Зменшення частоти обертання зменшує шум на 10...15 дБ.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками. Капотування двигунів спеціальними звукопоглинаючими прокладками значно зменшує негативний вплив шуму двигуна.

До конструктивних засобів, що направлені на зменшення шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях; застосування дезаксіального кривошипно-шатунного механізму; кулачка розподільного валу з безударним профілем; використання шумопоглинаючих накладок; збільшення товщини втулки циліндра в тій частині, де має місце різка зміна тиску газів; застосування конструкції камер згоряння, що забезпечує плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції очищення повітря, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки,

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

резонансні розширювальні камери глушіння, м'які гофровані рукава. Це дозволяє зменшити рівень шуму двигуна на 30...35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Для іншої моделі цей глушник не буде забезпечувати необхідного зниження шуму. На сьогодні найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються для глушіння розширювальні резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

Для зниження рівня шуму в конструкції двигуна використовують наступні рішення: в систему випуску відпрацьованих газів встановлюється глушник-іскрогасник, всі поверхні тертя мають високий клас точності обробки і якісне мащення, при використанні двигуна в стаціонарній електростанції пульт керування виносять за межі приміщення де знаходиться двигун.

Заходи по зниженню вібрації проектного двигуна

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.1

Таблиця.4.1 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	36
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушители різних конструкцій. Використання глушителей дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 дБ.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

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

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір високої якості підшипників).

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

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

4.2 Захист навколишнього середовища.

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

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

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

- а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);
- б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизуватих оболонок (хлор, аміак);
- в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інше);
- г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

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

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

При роботі газового двигуна значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може попасти мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летучих вуглеводневих з'єднань в атмосферу. Величина

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						69
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забруднення від випарів нафти складає майже в два рази більше, ніж забруднення від автомобільного транспорту.

У зв'язку з цим у наш час розробляють двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

а) Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт.

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

б) Застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

в) Захист від джерел теплових випромінювань.

Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників.

г) Встановлення вентиляції та опалення.

д) Застосування засобів індивідуального захисту.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Магістерська кваліфікаційна робота на тему "Розробка конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного для газового двигуна потужністю 530 кВт, що працює на генераторному газу» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 та детальну розробку конструкції теплообмінника утилізаційного водогрійного. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 530 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібна постійно електрична та теплова енергія. В пояснювальній записці виконаний опис газового двигуна 6ГЧН 25/34, а його конструкція показана на листі Додатку А графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P=530\text{кВт}$, $n = 600\text{хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків на листі Додатку Д побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі заняли розрахунок і розробка конструкцій теплообмінника утилізаційного водогрійного (ТУВ). В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованого теплообмінника та виконаний його тепловий розрахунок. В графічній частині роботи розроблене складальне креслення ТУВ та робоче креслення трубної дошки. Суттєвою відмінністю конструкції запроектованого ТУВ є застосування в ньому теплообмінної трубки з кільцевими турбулізаторами, що значно покращує коефіцієнт теплопередачі від випускних газів до води, що нагрівається. Тому масово-габаритні показники запроектованого ТУВ є кращими, ніж у серійного.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

Враховуючи те, що розроблений газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну частину роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна, шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК, глушника – іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотньо – поступально.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						72
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
3. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
4. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
7. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
8. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
9. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса – 296с.: ил.

					ПННІ НУК 131.61.24.12 ПЗ	Лист
						73
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		