

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

(повна назва факультету)

Кафедра електричної інженерії

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему:

**РОЗРОБКА БІОГАЗОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ
ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ**

Виконав студент IV курсу, групи ЕТЗс-42
спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка

(шифр і назва спеціальності)

Юкало Д.М.
(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник

(підпис)

Козак К.М.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Вакуленко О.О.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Тарасенко М.Г.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2021

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

(повна назва факультету)

Кафедра електричної інженерії

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тарасенко М.Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

2021 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня бакалавр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

(шифр і назва спеціальності)

студенту Юкалу Дмитру Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка біогазової енергетичної газотурбінної установки

Керівник роботи к.т.н., доц. Козак К.М.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «23» лютого 2021 року № 4/7-132

2. Термін подання студентом завершеної роботи до 14.06.2021

3. Вихідні дані до роботи Мікрогазотурбінна установка використовує турбокомпресор двигуна внутрішнього згорання для автономного енергопостачання невеликих сільськогосподарських об'єктів

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Переваги та недоліки газотурбінних генераторів

2. Методика підбору турбокомпресора ДВЗ, для використання в МГТУ в якості головного робочого органу двигуна

3. Розрахунок параметрів камери згорання при використанні різних видів палива

4. Розрахунок камери згорання для багатопаливної МГТУ

5. Розробка системи управління

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Схема когенераційної установки на базі мікро-турбіни

2. Розріз автомобільного радіального турбокомпресора ТКР 8,5

3. Схема повітряних потоків в камері згорання

4. Схема руху газових потоків в камері згорання

5. Видяк камери згорання з регульованими отворами жарової труби

6. Електрична схема управління МГТУ 5-3

7. Система запуску і охолодження мікро- газотурбінного двигуна

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Безпека життєдіяльності та основи охорони праці</i>	<i>Гурик О.Я. к.т.н., доцент кафедри МТ</i>		
<i>Нормоконтроль</i>	<i>Вакуленко О.О., ст. викладач кафедри ЕІ</i>		

7. Дата видачі завдання _____ 22.01.2021 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний огляд за напрямком кваліфікаційної роботи	з 22.01.2021 по 20.02.2021	
2	Підготовка основної частини пояснювальної записки кваліфікаційної роботи	з 21.02.2021 по 21.04.2021	
3	Підготовка розділу «Безпека життєдіяльності та основи охорони праці»	з 21.05.2021 по 28.05.2021	
4	Складання переліку використаних літературних джерел	з 29.05.2021 по 05.06.2021	
5	Підготовка вступу, висновків, змісту, реферату	з 06.06.2021 по 10.06.2021	
6	Підготовка, оформлення та друк графічного матеріалу кваліфікаційної роботи	з 11.06.2021 по 13.06.2021	
7	Отримання відгуку та рецензії на кваліфікаційну роботу, підготовка доповіді на захист	з 13.06.2021 по 14.06.2021	

Студент _____
(підпис)

Юкало Д.М.
_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Козак К.М.
_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра. Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії. Кафедра електричної інженерії, група ЕТзс–42. - Т. : ТНТУ, 2021.

Стор. 84; рис. 27; табл. 4; креслень (презентацій) ; джерел 17.

Кваліфікаційна робота бакалавра виконана на підставі завдання на тему: «Розробка біогазової енергетичної газотурбінної установки».

Метою роботи є розробка газотурбінної установки для автономного енергопостачання невеликих сільськогосподарських об'єктів.

У роботі проведено огляд і аналіз існуючих систем енергопостачання на основі газотурбінних технологій. Проаналізовано та вибрано методики розрахунку для створення мікро- газотурбінної електростанції, що використовує турбокомпресор двигуна внутрішнього згорання з можливістю роботи на різних видах газоподібного палива. Запропоновано систему автоматичного управління, що дозволяє здійснювати регулювання всіх необхідних параметрів в потрібній заданій послідовності з дотриманням заданого режиму горіння.

Ключові слова: ГАЗОТУРБІННА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЯ, БІОМАСА, ЕНЕРГОУСТАНОВКА, ТУРБОКОМПРЕСОР

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	РЕФЕРАТ	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		Юкало Д. М.					3	
<i>Перевірів</i>		Козак К.М.						
<i>Консульт.</i>		Козак К.М.						
<i>Н. Контр.</i>		Вакуленко О.О.						
<i>Зав каф.</i>		Тарасенко М.Г.				гр.ЕТзс-42, ФПТ, ТНТУ		

ЗМІСТ

ВСТУП

1	АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....	8
1.1	Області застосування й існуючі системи автономного енергопостачання	8
1.2	Переваги та недоліки газотурбінних генераторів.....	10
1.3	Висновки до розділу	15
2	ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	16
2.1	Принцип роботи газотурбінних установок	16
2.2	Методика підбору турбокомпресора ДВЗ, для використання в МГТУ в якості головного робочого органу двигуна	20
2.3	Методика розрахунку термодинамічних параметрів газового потоку в жарову трубу МГТУ	30
2.4	Висновки до розділу	42
3	РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ	43
3.1	Розрахунок параметрів камери згоряння при використанні різних видів палива на газотурбінній установці	43
3.2	Методика розрахунку камери згоряння для багатопаливної МГТУ	46
3.2.1	Розрахунок паливної форсунки і тиску подачі пропан-бутану або біогазу в камеру згоряння.....	46
3.2.2	Розрахунок геометричних параметрів жарової труби камери згоряння	58
3.2.3	Розрахунок геометричних параметрів камери згоряння.....	64

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ЗМІСТ		
Розробив		Юкало Д. М.					
Перевірів		Козак К.М.					
Консульт.		Козак К.М.					
Н. Контр.		Вакуленко О.О.					
Зав каф.		Тарасенко М.Г.			Літ.	Аркуш	Аркушів
						4	
					зр.ЕТзс-42, ФПТ, ТНТУ		

3.3 Розрахунок параметрів силової турбіни	69
3.4 Розробка системи управління	70
3.5 Розрахунок ККД газотурбінної установки	74
3.6 Висновки до розділу	75
4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ТА ОСНОВИ ОХОРОНИ	
ПРАЦІ.....	76
4.1 Основні вимоги безпеки до улаштування та експлуатації технологічного обладнання.....	76
4.2 Особливості електротравматизму, електричний струм як чинник небезпек	80
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	81
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	82

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ВСТУП

Актуальність теми. Економія традиційних видів палива є **актуальною** у наш час. Завдяки використанню біогазових установок отриманий біогаз ми можемо витратити на виробництво теплової і електричної енергії. Забруднення атмосфери – проблема, яка стосується кожного з нас, а при використанні даних установок ми можемо знизити викиди парникових газів в атмосферу, припинити вивіз органічних відходів на полігони їхнього поховання.

В даний час спостерігається збільшення застосування ДВЗ для отримання теплової та електричної енергії. Ці автономні теплоелектростанції (когенераційні установки) відповідають найсучаснішим вимогам і мають високий ККД. Спільне виробництво тепла і електроенергії можливо, як при використанні газопоршневих двигунів, так і газових турбін. Але, за оцінками багатьох експертів, застосування турбін більш доцільно при експлуатації установок великої потужності (10 - 20 МВт), а також в тих випадках, коли цілий рік існує потреба в постійному великому споживанні теплової енергії. Така точка зору заснована на високу вартість розробки і монтажу існуючих установок іноземного виробництва. Сучасні мікро- газотурбінні установки (МГТУ) мають високу вартість, складні в обслуговуванні, експлуатації, а ремонт вимагає спеціально підготовленого персоналу. Використання в мікро- газотурбінних установках заводських вузлів, що серійно випускаються, дозволяє знизити їх вартість і переглянути існуючу думку про недоцільність їх використання.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	ВСТУП	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		Юкало Д. М.					6	
<i>Перевірів</i>		Козак К.М.						
<i>Консульт.</i>		Козак К.М.						
<i>Н. Контр.</i>		Вакуленко О.О.						
<i>Зав каф.</i>		Тарасенко М.Г.			гр.ЕТЗс-42, ФПТ, ТНТУ			

Мета роботи. Розробка газотурбінної установки для автономного енергопостачання невеликих сільськогосподарських об'єктів.

Відповідно до даної метою ставляться такі **завдання**:

1. Області застосування і існуючі системи автономного енергопостачання та переваги та недоліки газотурбінних генераторів.
2. Розглянути в роботі принцип роботи газотурбінних установок.
3. Вибрати методики розрахунку МГТУ.
4. Провести розрахунок мікрогазотурбінної установки, що використовує турбокомпресор двигуна внутрішнього згорання з можливістю роботи на різних видах газоподібного палива.
5. Запропонувати систему автоматичного управління, що дозволяє здійснювати регулювання всіх необхідних параметрів в потрібній заданій послідовності з дотриманням заданого режиму горіння.

Структура роботи. Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та графічної частини. Розрахунково-пояснювальна записка складається з вступу, 4 частин, висновків та переліку посилань. Обсяг роботи: розрахунково-пояснювальна записка – 84 арк. формату А4, графічна частина – аркушів презентації.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Облaсті застосування й існуючі системи автономного енергопостачання

Один із напрямків використання систем автономного енергопостачання (САЕ) - міні ТЕЦ. Наявність енергоцентру дозволяє безперебійно отримувати тепло і електроенергію для власних потреб за відносно невисокою вартістю.

Постійне зростання тарифів на електроенергію в Україні змушує все більшу кількість власників встановлювати міні ТЕЦ. В залежності від характеру навантаження і існуючих умов реалізуються різні системи автономного енергопостачання відповідної потужності.

Великі будівлі також є актуальною сферою для застосування САЕ. Будівництво торгово-розважальних і спортивних комплексів, громадських і адміністративних будівель зіткнулося з масою проблем, що призвели до доцільності будівництва автономних енергоцентрів, а саме:

1. Високі витрати на технологічне приєднання до централізованих електричних та теплових мереж.
2. Відсутність вільних потужностей в місцевих централізованих електричних і теплових мережах може значно затягнути терміни будівництва і знизити очікувані фінансові результати.
3. Низька надійність і якість енергопостачання централізованих мереж. Показники планових річних відключень в централізованих мережах завжди вище, ніж в автономних за рахунок більшої кількості споживачів і великої протяжності ліній електропередач.
4. Постійно зростаючі тарифи на електричну і теплову енергію.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		Юкало Д. М.						
<i>Перевірів</i>		Козак К.М.					8	
<i>Консульт.</i>		Козак К.М.				гр.ЕТзс-42, ФПТ, ТНТУ		
<i>Н. Контр.</i>		Вакуленко О.О.						
<i>Зав каф.</i>		Тарасенко М.Г.						

Тому реалізація проектів автономних міні ТЕЦ у віддалених містах знаходить все більшого поширення.

У сільській місцевості міні ТЕЦ, як правило, застосовуються для енергозабезпечення великих об'єктів інженерної інфраструктури. Створюються системи автономного енергопостачання, що використовують існуючі джерела альтернативної енергії [1].

У світі на водоочисних станціях все більшого поширення набувають мікротурбіни, що працюють на біогазі. У Європі проекти будівництва біогазових мікрогазотурбінних електростанцій реалізуються за рахунок фінансової підтримки Євросоюзу, в рамках програми «Водна ініціатива ЄС», водоочисної інфраструктури. У Маріямполі на південному заході Литви побудована теплова електростанція, утилізують біогаз міських водоочисних споруд. В основі енергоцентру застосовуються МГТУ Capstone Turbine Corporation C200 електричною потужністю 200 кВт і теплоутилізатором тепловою потужністю 245 кВт. В якості палива для мікро турбіни використовується анаеробний газ, що отримується з осаду міських стічних вод і містить 60 % метану і 0,3 % сірководню.

Окремий напрямок представляють мобільні тепло - електроустановки потужністю від 30 до 200 кВт. Такі електростанції застосовуються в якості основних, резервних або аварійних джерел електроенергії в малій енергетиці для електроживлення різної техніки на вахтових селищах, бурових установках метеостанціях, прикордонних заставах і т. д.

Особливий напрямок - енергопостачання віддалених населених пунктів, де міні ТЕЦ служить практично безальтернативним джерелом електроенергії.

До потенційних споживачів енергії САЕ відноситься велика кількість об'єктів сільського господарства від житлових будинків і надвірних будівель до адміністративних будівель, теплиць, фабрик, ферм та інших виробничих будівель, а також багато інших об'єктів в різних галузях промисловості.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1.2 Переваги та недоліки газотурбінних генераторів

Газотурбінний двигун (ГТД) - двигун, який представляє сукупність газової турбіни, компресора і камери згорання, конструктивно об'єднаних в єдине ціле. У складі ГТД може використовуватися кілька турбін і компресорів. Вперше проект газотурбінного двигуна був здійснений П.Д.Кузьмінським в 1886 - 1892 р р. Засновником сучасної школи газотурбобудування є професор В. М. Маковський.

У другій половині 20 століття ГТУ стали основою сучасної авіації. Також почалося освоєння стаціонарного застосування установок.

У стаціонарному застосуванні газотурбінних установок основними стали два напрямки: використання на магістральних газопроводах і для вироблення електроенергії на електростанціях.

На газопроводах газотурбінні агрегати застосовуються для приводу компресорів, що перекачують газ.

На рис. 1.1 зображення когенераційна газотурбінна установка [2].

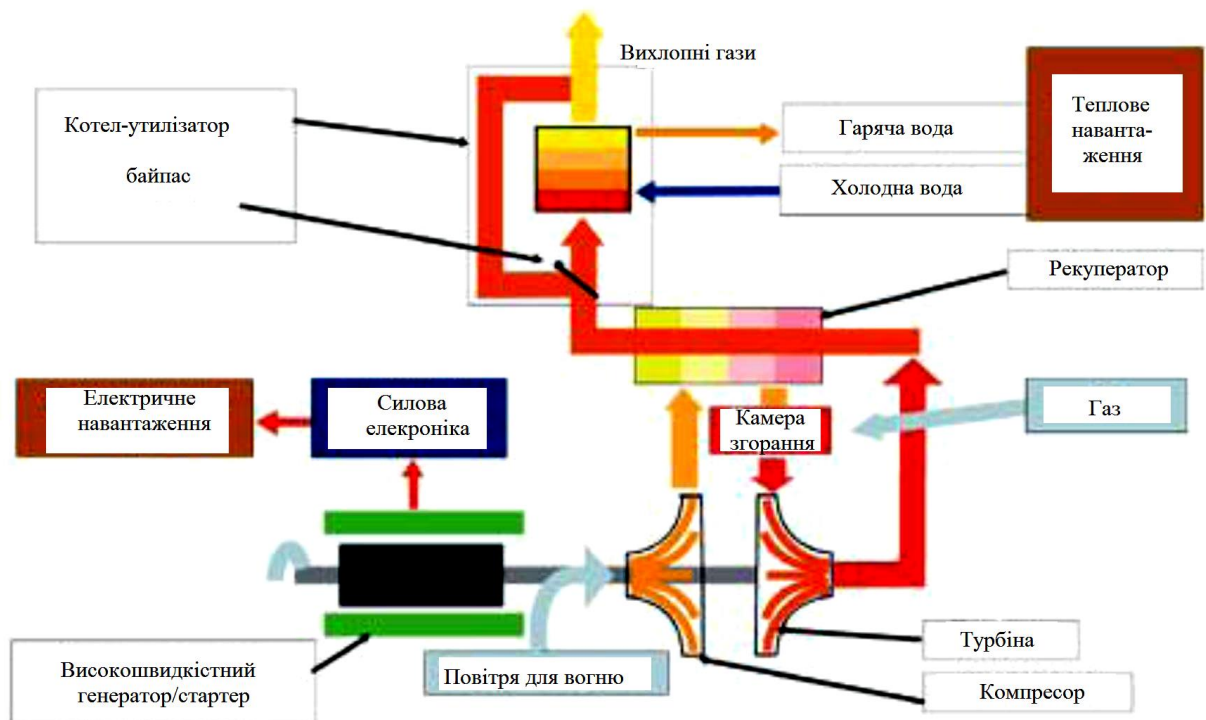


Рисунок 1.1 - Схема когенераційної установки на базі мікро-турбіни

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

На початку 90-х років на світовому ринку енергообладнання з'явилися мікротурбіни. Мікротурбінні установки (МГТУ) працюють за тим же принципом, що і ГТУ, але мають менші розміри і, відповідно, потужність (до 400кВт). Також важливою рисою когенераційних установок на базі мікро турбін є компактність конструкції [2].

ГТУ і МГТУ мають наступні переваги:

1. Нижня межа мінімального електричного навантаження, офіційно заявляється заводами-виробниками для індустріальних турбін, становить 3-5%. Максимальне навантаження на газотурбінну установку, в обмежених часових інтервалах, встановлених інструкцією по експлуатації, може досягати 110-120 %. Різке зростання або скидання навантаження в межах 100 % номінальної потужності не чинить на працездатність установки негативного впливу.

2. Рівень шкідливих викидів від більшості сучасних газотурбінних установок не перевищує значення 20-30 ppm, що має особливе значення в зв'язку з постійно зростаючими екологічними вимогами. На рис. 1.2 представлена порівняльна діаграма рівня шкідливих викидів різних паливних установок [3].

4. Електричний ККД газових турбін становить ~ 23-36 %. Висока температура газу на виході дозволяє використовувати у складі електростанції додаткову парову турбіну низького тиску. Це обладнання затребуване при необхідності отримати максимальну кількість електричної енергії і таким чином досягти високого електричного ККД - до 59 %. Такий енергокомплекс надійний в експлуатації і коштує на 30-40 % дорожче.

5. Ресурс до першого капітального ремонту становить 40000-60000 робочих годин. Повний ресурс, після кількох капітальних ремонтів, доходять до 200000 годин.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

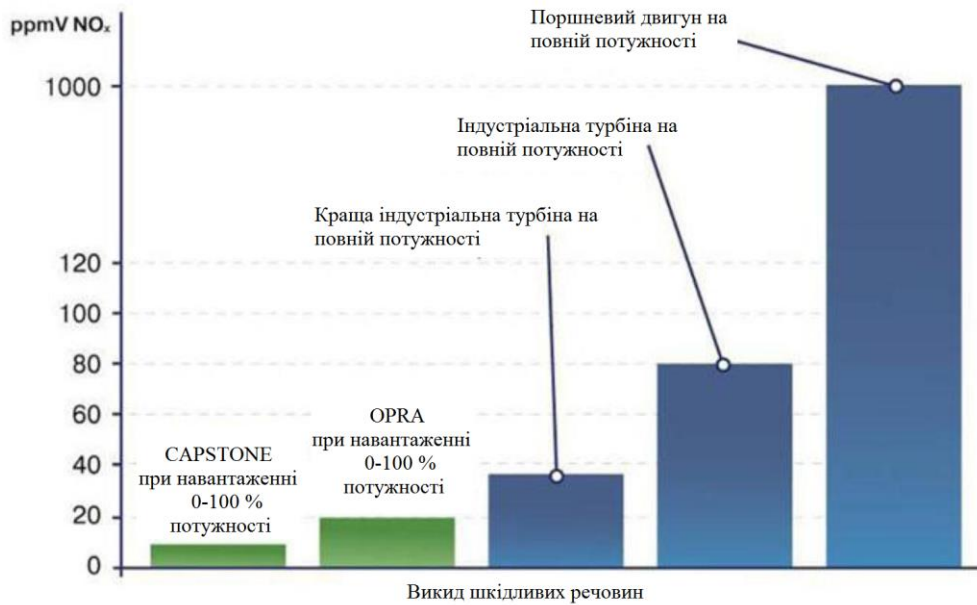


Рисунок 1.2 - Діаграма рівня викидів шкідливих речовин для різних видів паливних установок

6. В сучасних газотурбінних установках масло використовується в основному тільки в редукторі і його обсяг незначний. Заміна редукторного масла в ГТУ здійснюється в середньому 1 раз в 3-5 років, а доливати не потрібно. Для системи охолодження не потрібно сервісних робіт. Таким чином, забезпечуються низькі експлуатаційні витрати.

7. ГТУ може використовувати будь-яке газоподібне паливо:

- природний газ високого або низького тиску;
- біогаз;
- попутний нафтовий газ, факельний газ;
- шахтний метан, метан вугільних пластів;
- сінгаз (синтез-газ);
- низькокалорійні гази;
- гази з нестабільними характеристиками складу;
- зріджений газ газ: природний газ (метан), пропан-бутан;
- коксові гази.

У тому числі з нестабільними характеристиками складу, вмістом сірководню до 7 % і мінімальною концентрацією метану (до 30 %): рідкі види палива (гас, дизельне паливо, біодизельне паливо) можуть використовуватися на тих же установках після установки форсунок і паливних насосів[3].

8. При виробництві електроенергії, велика частина палива використовується для вироблення теплової енергії. Тепловий ККД установок досягає 60 %, а загальний ККД когенераційних і тригенераційних ГТУ піднімається до 80% і вище.

9. Компактність, простота транспортування і легкість монтажу є одними з основних достоїнств газотурбінних установок. ГТУ і МГТУ мають найкращі показники питомої матеріаломісткості до 6 кВт на 1 кг ваги установки.

10. При роботі установки практично відсутні вібрація і низькочастотний шум. Для відповідності дотримуваним вимогам, потрібна порівняно менший акустичний захист.

Недоліки ГТУ і МГТУ [4]:

1. При зниженні навантаження до 50 % електричний ККД газової турбіни знижується в 1.5 рази. На рис 1.3 представлені графіки залежності ККД основних типів МГТУ від навантаження, температури навколишнього повітря і потужності.

2. При значному підвищенні температури навколишнього середовища потужність газотурбінної установки падає. При температурі вище 40 ° С зниження потужності газової турбіни від номінального значення досягає 20 %. Тому параметри електричної потужності, за існуючими стандартами ISO, вимірюються при $t + 15^{\circ} \text{C}$.

3. На світовому ринку питома вартість ГТУ встановленої потужності 300 МВт не перевищує 200 \$ за 1кВт. Для установок потужністю 20-30 МВт

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

цей показник може доходити до 2000 \$ / кВт, що в два рази дорожче газопоршневих установок (ГПУ) тієї ж потужності .

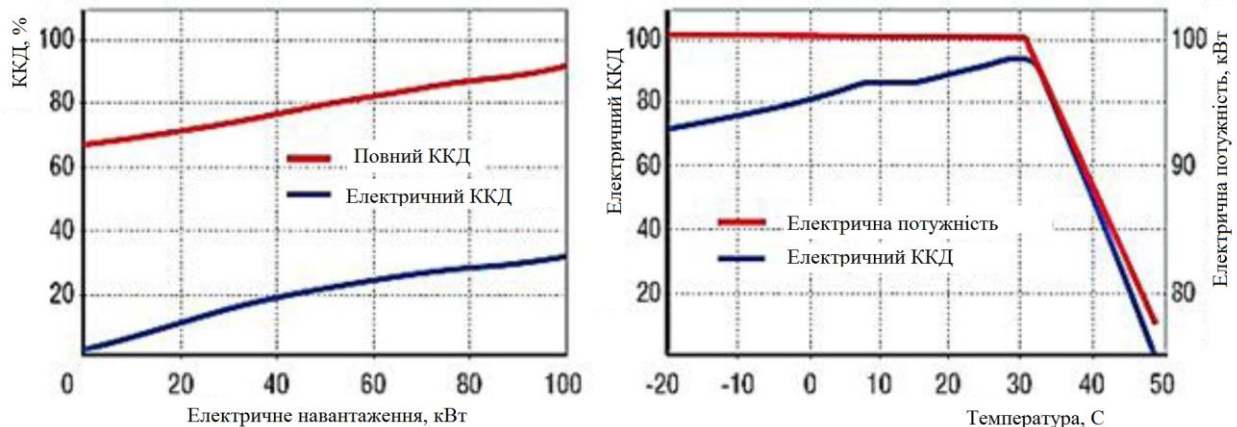


Рисунок 1.3 - Графіки залежності ККД основних типів ГТУ від навантаження, температури навколишнього повітря і потужності

4. На потужних установках необхідний високий тиск палива (використання дожимні компресори). Тиск газу при подачі в газову турбіну має бути 20-25 бар. Необхідність попереднього стиснення газового палива здорожує виробництво енергії особливо для малих ГТУ.

5. Відсутня можливість проведення капітального ремонту без транспортування на завод виробник. Це пов'язано з технологічною складністю проведеного ремонту, а саме балансуванням ротора.

6. Найкращий режим роботи газотурбінних установок - це робота з мінімальною кількістю зупинок. Пов'язано це з тим, що при скиданні навантаження рівень подачі палива якийсь час зберігається, камера згоряння заповнюється паливом, згоряння відбувається не штатно, що в підсумку призводить до прогорання камери згоряння і лопаток турбіни.

У сучасних установках вдосконаленого варіанту схеми STIL (парогазовий цикл в одній турбіні) типу «Водолій» з конденсацією водяної пари з парогазової суміші в контактному конденсаторі при безпосередньому контакті парогазової суміші і охолоджуючої води електричний ККД ГТУ може бути підвищений на 20-30 %. Це технічне рішення в попередні роки

було перевірено на повномасштабних натурних випробуваннях енергетичної установки "Водолій" в м. Миколаєві (Україна) НПП "Машпроект" і ПО "Зоря", що дозволило збільшити потужність турбоагрегату з 16 до 25 МВт, а ККД був збільшений з 32,8 % до 41,8 % [5].

Цей досвід може бути перенесений на установки меншої потужності.

Інший шлях розвитку газотурбінних технологій це створення понад малих ВМД. Ще в 1990-х в Масачусетському технологічному інституті група дослідників почала працювати над проектом по мікро ВМД. Мікро ВМД складається з тих же частин що і великі установки, але розрахунки його параметрів вимагають принципово інших рішень. Питання компоновання, механічних і термічних навантажень, корозії вирішуються по-іншому.

Однак в деяких питаннях розробка спрощується, наприклад, розробляються вали жорсткі на вигин, що виключає звичайну проблему вигину вала. Теплові перепади при таких розмірах не такі значні. ОТП адаєт також необхідність ремонту турбокомпресора, т.к. його дешевше замінити.

1.3 Висновки до розділу

Виходячи з виконаного аналізу існуючих конструкторських рішень газотурбінних установок малої потужності, встановлено наступне:

1. Газотурбінні теплоелектростанції малої потужності в Україні не виробляються, а деякі спроби по їх створенню не увінчалися успіхом.
2. Існуючі на українському ринку імпорتنі когенераційні електростанції мають мінімальну електричну потужність 30 кВт.
3. Після аналізу ситуації на українському ринку виникла необхідність зайняти порожню його нішу (МГТУ електричної потужністю 3-15 кВт) і розробити по новій технології бюджетну установку малої потужності з газотурбінним двигуном на основі турбокомпресора двигуна внутрішнього згоряння українського виробництва.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

2 ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Принцип роботи газотурбінних установок

Принцип роботи найбільш поширених газотурбінних двигунів, в яких згоряння палива відбувається при постійному тиску, наступний: атмосферне повітря надходить в компресор, де стискається і надходить в камеру згоряння, куди подається паливо, змішуючись з повітрям. Газо-повітряна суміш згоряє при постійному тиску. Робоче тіло направляється в газову турбіну високого тиску, яка обертає компресор. Відпрацьоване в турбіні високого тиску робоче тіло надходить в турбіну низького тиску, де кінетична енергія потоку перетворюється в механічну роботу крутного вала. Корисна робота дорівнює різниці робіт турбін і компресора [6].

До числа можливих ідеальних циклів ГТУ відносять:

а) цикл з підведенням теплоти при постійному тиску ($p = \text{const}$) – цикл Брайтона;

б) цикл з підведенням теплоти при постійному об'ємі ($V = \text{const}$);

в) цикл з регенерацією теплоти.

У всіх циклах ГТУ відведення теплоти при наявності повного розширення в турбіні відбувається при постійному тиску.

У традиційних установках, через складну конструкцію камери згоряння, цикл ГТУ з ізохорним підведенням теплоти застосовується вкрай рідко, навіть, не дивлячись на те, що має підвищений ККД, порівняно з циклом Брайтона. З перерахованих циклів найбільшого поширення набув цикл з підведенням теплоти при $p = \text{const}$. Цикл Брайтона з робочою і тепловою діаграмами представлена на рис. 2.1.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	ПРОЕКТНО- КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		Юкало Д. М.					16	
<i>Перевірів</i>		Козак К.М.						
<i>Консульт.</i>		Козак К.М.						
<i>Н. Контр.</i>		Вакуленко О.О.						
<i>Зав каф.</i>		Тарасенко М.Г.				гр.ЕТЗс-42, ФПТ, ТНТУ		

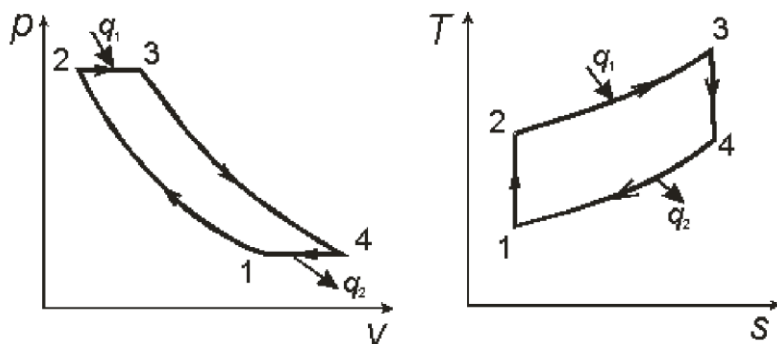


Рисунок 2.1 - Цикл Брайтона. Робоча (p-V) і теплова (T-S) діаграми
 1-2 – адіабатне стиснення в компресорі; 2-3 – ізобарний підведення
 теплоти в камері згорання; 3-4 – адіабатне розширення продуктів згорання на
 лопатках газової турбіни; 4-1 – ізобарний відведення теплоти від продуктів
 згорання в атмосферу.

На рис. 2.2 представлений газотурбінний двигун з осьовим компресором [7].

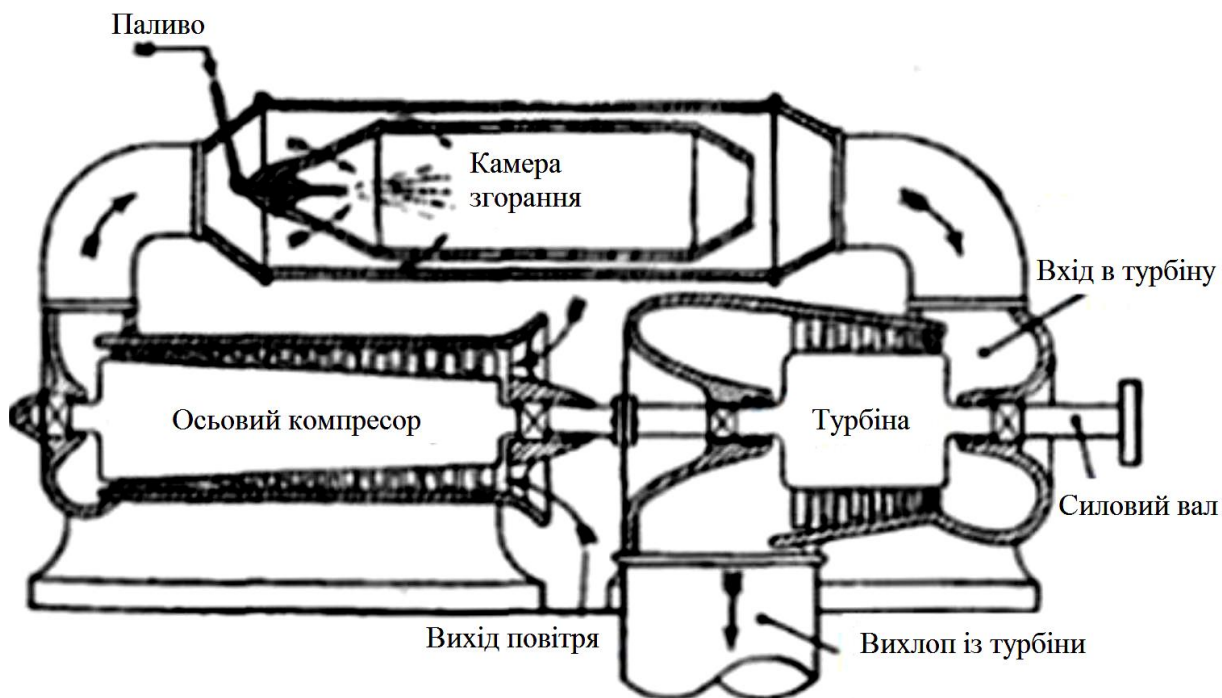


Рисунок 2.2 - Газотурбінний двигун з осьовим компресором

В основному на установках електричною потужністю від 400 кВт застосовуються повітряні компресори осьового типу.

З розташованої в лівій частині компресора нагнітаючої камери стиснене повітря надходить в камеру згоряння. Далі продукти згоряння спрямовуються в багатоступеневу турбіну, в якій розташовані по черзі ряди нерухомих і обертових лопаток. З вихлопної камери турбіни, що знаходиться зліва, гази виходять в атмосферу. Потужність відбирається від турбіни через вал, показаний праворуч.

На рис. 2.3 наведено газотурбінний двигун з відцентровим компресором.

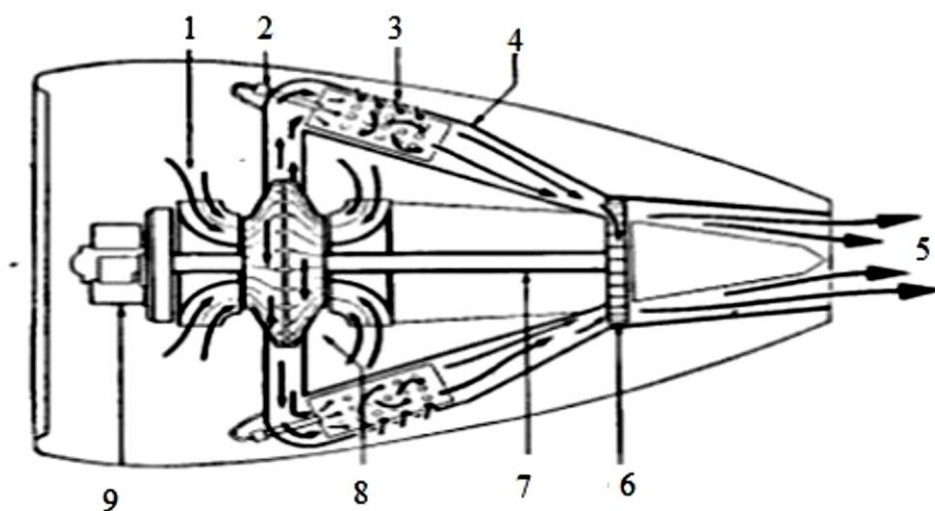


Рисунок 2.3 - Газотурбінний двигун з відцентровим компресором
1-вхідний пристрій; 2-паливна форсунка; 3-вторинне повітря; 4 камера згоряння; 5-реактивна струмінь; 6- турбіна; 7-вал турбокомпресора; 8 – крильчатка компресора; 9-пусковий електромотор

На ГТУ потужністю до 400 кВт найбільшого поширення набули компресори відцентрового типу завдяки надійності, значно меншій схильності до поломок при роботі на забрудненому повітрі і порівняно низьку собівартість одиниці.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Повітря через вхідний пристрій надходить в крильчатки, стискається в компресорі і потрапляє в загальну камеру або равлик. Застосування такого типу крильчатки в відцентровому компресорі дозволяє в 2 рази збільшити витрату повітря в порівнянні з компресором, що має однобічну крильчатку, і, крім того, врівноважити осьові зусилля, діючі на ротор, які виникають внаслідок тиску повітря.

Виходячи з зробленого аналізу існуючих конструкторських рішень ГТУ для МГТУ, найбільш придатною є радіальна доцентрова турбіна з наступних причин [8]:

1. Турбокомпресор (ТК) такого типу особливо придатний для малих газотурбінних двигунів, так як шляхом конструктивного з'єднання турбіни з крильчаткою компресора з таким же зовнішнім діаметром можна зробити конструкцію більш компактною.

2. Ротор радіальної доцентрової турбіни, на відміну від ротора осьової турбіни, що складається з диска і окремих лопаток, може бути виготовлений дешевшим способом з поковки або шляхом точного лиття.

3. Радіальна турбіна малих розмірів теоретично може бути навіть більш ефективною, ніж відповідна осьова турбіна внаслідок значно менший вплив числа Рейнольдса на її характеристики і, отже, масштабності.

4. Радіальна турбіна має більш високу міцність і надійність в роботі в порівнянні з осьовою турбіною.

5. Лопатки радіальної турбіни практично нечутливі до дії малих твердих частинок, які опинилися в газоподібних продуктах згоряння, в той час як попадання твердих частинок на лопатки осьової турбіни може викликати серйозну ерозію лопаток.

6. Радіальна турбіна має більш високі перепади тиску в ступені, ніж турбіна осьового типу. Для перепадів тисків в ступені, близько 3 або 4, може бути застосована 2-х або 3-х ступінчаста радіальна турбіна.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

7. Радіальна турбіна з регульованими сопловими лопатками може зберігати свій розрахунковий (максимальний) ККД у відносно широкому діапазоні потужностей і, таким чином, мати значно кращі характеристики при часткових навантаженнях, ніж турбіна осьового типу.

8. Як і осьова, турбіна радіального типу, використовується як вільна або силова, має такі ж характеристики максимального крутного моменту при запуску на малій частоті обертання.

Наведені причини показують, що доцентрові турбіни мають великий потенціал і проблема створення методики проектування МГТУ на їх основі, що відповідають умовам експлуатації, технічного оснащення підприємств і фінансовим можливостям споживачів України, є важливою.

Існуючі конструкції вітчизняних турбокомпресорів двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) виробляються на основі доцентрових турбін, широко доступні на ринку і порівняно дешеві. Що дозволяє використовувати їх для виробництва МГТУ малої вартості.

2.2 Методика підбору турбокомпресора ДВЗ, для використання в МГТУ в якості головного робочого органу двигуна

В основу проектування мікро газотурбінної установки (МГТУ) в якості основного вузла закладений турбокомпресор ДВЗ [9]. Це пов'язано з тим, що турбокомпресор ДВЗ має схожу з газотурбінним двигуном, що використовують радіальний компресор, конструкцію. Їх основні вузли виконують ті ж функції: компресор, конструктивно об'єднаний з турбіною одним валом і жорстко встановлений на ньому, виробляє стиснення атмосферного повітря з продуктивністю необхідної для роботи ГТУ. Тобто, відповідно до циклом Брайтона, показаному на рис. 2.1, формується адіабатичне стиснення (крива 1 – 2 рис. 2.1). Робота компресора ДВЗ показана на рис. 2.4.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

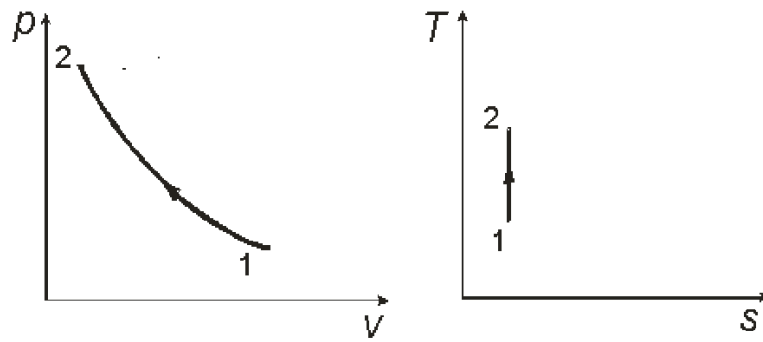


Рисунок 2.4 - Адіабатичне стиснення в компресорі ТКР

Турбіна, здійснюючи перетворення теплової енергії вихлопних газів ДВЗ в кінетичну енергію обертання валу, приводить в обертання компресор і формує газовий потік, що відповідає адіабатичному розширенню продуктів згоряння (крива 3 – 4 рис. 2.1) і Ізобаричний відведення теплоти від продуктів згоряння в атмосферу (пряма 4 – 1 рис. 2.1). Цикл роботи турбіни представлений на рис. 2.5.

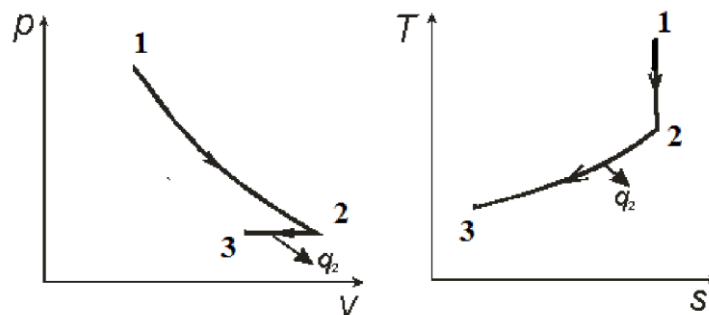


Рисунок 2.5 - Адіабатичне розширення продуктів згоряння і ізобарний відведення теплоти в турбіні ТКР

Отже, для виготовлення газотурбінного двигуна з використанням турбокомпресора ДВЗ необхідно між компресором і турбіною встановити камеру згоряння, яка зробить ізобарний підведення теплоти до турбіни (пряма 2 – 3 рис. 2.1). Тоді цикл Брайтона буде замкнутий і повністю сформований. Робота камери згоряння представлена на рис. 2.6.

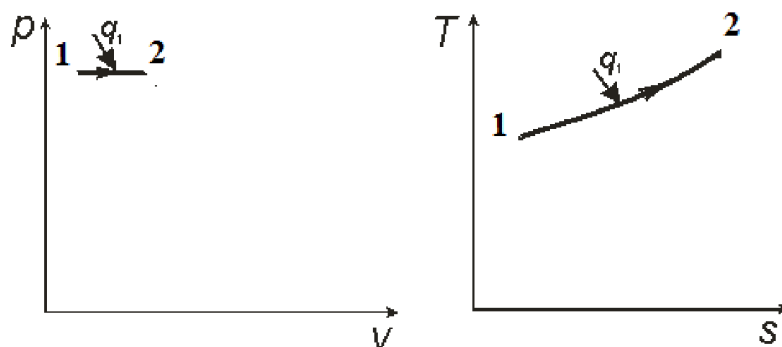


Рисунок 2.6 - Ізобарне підведення теплоти з камери згоряння

Виходячи з вище зазначеного, була розроблена блок-схема мікро газотурбінного двигуна на основі турбокомпресора ДВЗ, представлена на рис. 2.7.

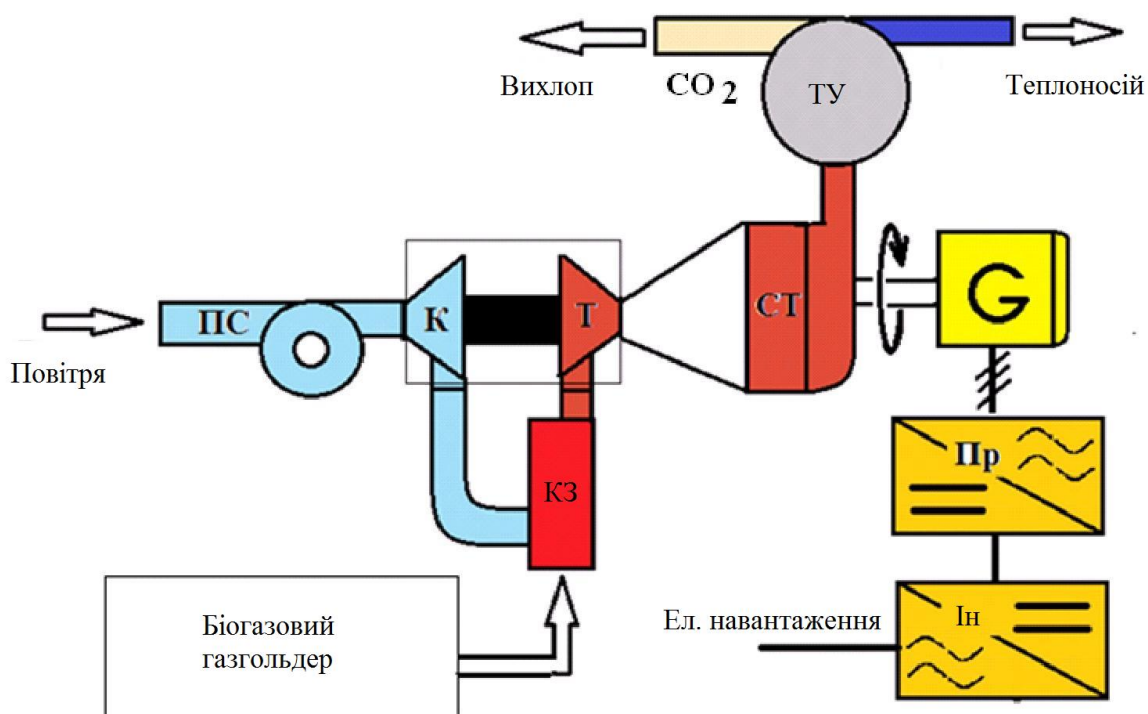


Рисунок 2.7 - Блок-схема МГТУ 5-30

ПС – пневмостартер; К – робочий компресор; КЗ – камера згоряння; Т – робоча турбіна; СТ – силова турбіна; ТУ – утилізатор тепла; G – генератор; Пр – перетворювач; Ін – інвертор

У зв'язку з тим, що в основу проектування мікро газотурбінної установки в якості основного вузла закладений турбокомпресор ДВЗ, необхідно на самому початку проектування визначити необхідні параметри цього вузла. Однак, методики проектування та розрахунків основних вузлів газотурбінних двигунів, виконаних на основі турбокомпресора від ДВЗ, в світовій практиці не існує.

На рис. 2.8 представлений турбокомпресор ТКР 8,5 з трактора Т-170, який може використовуватися для створення МГТУ. Цей турбокомпресор широко застосовується на автомобілях МАЗ, Урал, КрАЗ, автобусах ЛіАЗ і ЛАЗ.

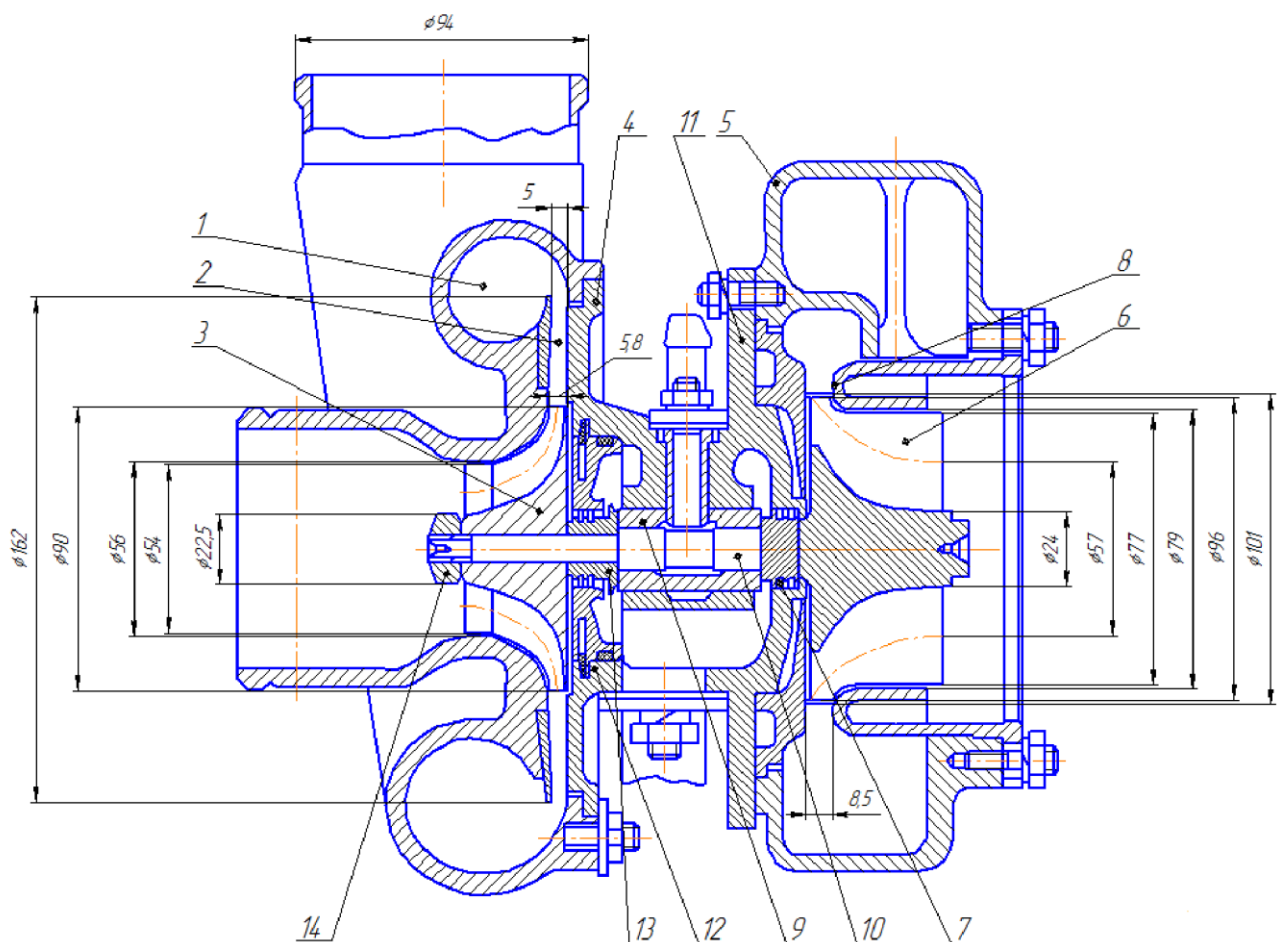


Рисунок 2.8 - Розріз автомобільного радіального турбокомпресора ТКР 8,5

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Конструкція турбокомпресора ТКР 8,5 включає: 1 – равлик; 2 – дифузор безлопатковий; 3 – колесо компресора; 4 – кришка корпусу компресора; 5 – корпус турбіни; 6 – колесо турбіни; 7 – кільце; 8 – апарат силовий; 9 – монотулка; 10 – вал ротора; 11 – кришка корпусу турбіни; 12 – кільце ущільнювача; 13 – масловідбивач; 14 – гайка кріплення колеса компресора.

Для створення МГТУ передбачається використовувати автомобільний турбокомпресор виробництва вітчизняної або імпортової автомобільної промисловості. Використання в конструкції вітчизняних серійних промислових деталей забезпечує більш низьку собівартість установки і високу доступність більшості необхідних вузлів, агрегатів і деталей. Збільшений ресурс роботи до капітальних ремонтів і можливість виробництва декількох капітальних ремонтів, без істотних витрат, значно скорочує терміни окупності. Представлений на рис. 2.8 турбокомпресор ТКР 8,5 не містить перепускного клапана. При роботі ДВЗ перепускний клапан регулює подачу робочого газу на турбіну, але при роботі МГТУ перепускний клапан повинен бути закритий, внаслідок цього відпадає необхідність в його використанні.

Розробка мікро газотурбінної установки починається з розробки двигуна, який складається з двох вузлів: турбокомпресора ДВЗ і камери згоряння. Щоб отримати надійний, економічний і дешевий двигун необхідно оптимізувати всю його конструкцію в цілому, а для цього необхідно визначити параметри і модель турбокомпресора, визначити геометричні параметри камери згоряння.

Методика підбору турбокомпресора ДВЗ [10], використовуваного в МГТУ, заснована на наступних параметрах: продуктивності компресора (г/с), зазначеної в технічній характеристиці будь-якого турбокомпресора; необхідної теоретичної електричної потужності і ККД газотурбінної установки; виді використовуваного палива.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$N_B = \frac{N_{el} \cdot \alpha \cdot L_o}{Q_T \cdot \eta_{ez} \cdot \eta_{cm} (1 - P)}, \quad (2.1)$$

де N_B – продуктивність компресора, кг/год;

N_{el} – теоретична електрична потужність установки, кВт;

Q_T – питома теплота згорання палива, кВтг / кг (таблиця 2.1);

L_o – кількість повітря, необхідне для стехіометричного згорання палива, кг / кг;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

η – теоретичний електричний ККД установки.

η_{ez} – ККД електрогенератора потужністю 5 – 10 кВт (0,75 – 0,85).

η_{cm} – коефіцієнт, що показує теоретичний ККД вільної (силової) турбіни по роботі перетворення кінетичної енергії газового потоку в механічну енергію на валу (~ 90 % для сучасних турбін);

P – теоретичний коефіцієнт, що показує частку енергії потоку, затрачену на роботу компресора 60-70 %;

Електричний ККД серійних ГТУ становить ~ 36 % великої потужності і ~ 20 – 28 % малої потужності.

Для найбільш ефективного горіння паливно-повітряної суміші, необхідно створити в камері згорання умови, при яких кількість повітря, що надходить безпосередньо на горіння, була б менша загального об'єму повітря, що надходить в камеру. Кількість цього надлишкового повітря визначається коефіцієнтом надлишку – α .

$$\alpha = \frac{G_B}{L_0} = \frac{N_B}{L_0}, \quad (2.2)$$

де G_B – фактичний масова витрата повітря;

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L_0 = \frac{G_0}{0,232}, \quad (2.3)$$

де 0,232 – масова частка кисню в атмосферному повітрі;

G_0 – масова кількість кисню, необхідного для спалювання 1 кг палива (з урахуванням що міститься в паливі кисню), табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Теоретичне співвідношення кількості повітря і палива в стехіометричній суміші при згорянні палива L_0

Співвідношення	Паливо									
	Метан	Пропан	Бутан	Пропан/бутан	ДМЗ	Етанол	СПГ	ДП	Бензин	Водень
м ³ /м ³	9.52	23.81	30.94	27.43	-	-	9.52	-	-	2.38
кг/кг	17.20	15.60	15.20	15.20	9.13	9.07	17.20	14.20	14.50	34.80

L_0 - для пропан-бутанової суміші становить 15,2 кг/кг.

Для роботи ГТУ може використовуватися будь-який горючий газ або рідке паливо.

Найбільш поширеним паливом, для роботи установок подібного типу, є природний газ і пропан-бутанова суміш, питома теплота згорання, яких, приведена в таблиці 2.2.

Виходячи з конструктивних особливостей камери згорання мікро ГТУ з турбокомпресором від ДВЗ, де робоче тіло не повинно перевищувати температуру 600-800 °С, до 80 % повітря, що надходить від компресора, йде не на горіння, а на охолодження стінок камери згорання і турбіни.

Розроблена методика також дозволяє визначити теоретичну електричну потужність МГТУ за відомими технічними параметрами.

Таблиця 2.2 - Питома теплота згоряння речовин в повітрі Q_T , МДж / кг, кВт·год

Паливо	Вміст енергії		Паливо	Вміст енергії	
	МДж/кг	кВт·год/кг		МДж/кг	кВт·год/кг
Водень	120.9	33.58	Побутовий газ	31.8	8.83
Метан	50.1	13.92	Деревне вугілля	31	8.61
СПГ	43	11.94	Умовне паливо	29.3	8.14
Пропан	47.54	13.21	Спирт етиловий	30	8.33
Пропан-бутан (50-50)	36	10.00	Біоетанол Е85	27	7.50
Бензин	44	12.22	Біогаз (60% метан)	21.6	6.00
Диз. паливо	42.7	11.86	Метанол	22.7	6.31
Нафта	41	11.39	Алюміній	6.7	1.86
Керосин	40.8	11.33	Кам'яне вугілля	22	6.11
Мазут	39.2	10.89	Буре вугілля	15	4.17

Таблиця 2.3 - Стандартне значення коефіцієнта надлишку повітря для теплових двигунів

Співвідношення	Паливо				
	Газовий ДВЗ	Бензино-ви й ДВЗ	Дизельний ДВЗ	ГТУ	МГТУ
α	1.1-1.3	0.8-1.1	1.2-2.0	4.0-8.0	2.0-6.0

$$N_{el} = N_T \cdot Q_T \cdot \eta_{ez} \cdot \eta_{cm} \cdot 1 - P = \frac{N_T \cdot Q_T \cdot \eta_{ez} \cdot \eta_{cm} \cdot 1 - P}{\alpha \cdot L_o}, \quad (2.4)$$

де N_T – витрата палива, кг / год.

При використанні МГТУ як механічний привід формула (2.4) набуває вигляду:

$$N_{np} = N_T \cdot Q_T \cdot \eta_{cm} \cdot 1 - P = \frac{N_T \cdot Q_T \cdot \eta_{cm} \cdot 1 - P}{\alpha \cdot L_o}, \quad (2.5)$$

де N_{np} – потужність приводу, кВт.

Звідси, розрахунок потужності компресора для механічного приводу:

$$N_B = \frac{N_{np} \cdot \alpha \cdot L_o}{Q_T \cdot \eta_{cm} \cdot 1 - P}. \quad (2.6)$$

Модельний ряд більшості автомобільних турбокомпресорів має продуктивність по перекачуванню повітря 0.113- 0.3 кг/сек (406-1080 кг/год), що дозволяє створювати на їх основі МГТУ на природному газі з електричною потужністю від 12 до 60 кВт і 16-80 кВт для пропан-бутанової суміші.

Формули (2.1) і (2.4) були апробовані і доведені на експериментальній установці МГТУ 5-30 з розрахункової тепловою потужністю 65 кВт на пропан-бутанової суміші, де використовується турбокомпресор К27-179-01, з продуктивністю компресора 0.15 кг / с (540 кг/год) .

На рис. 2.9 показаний встановлений турбокомпресор К27-179-01 з приєднаним патрубком від пускового компресора і підведеним виходом з камери згоряння. Масляний манометр, встановлений на вході в підшипниковий вузол, показує тиск в системі.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28



Рисунок 2.9 - Турбокомпресор K27-179-01, встановлений на МГТУ 5-30

За запропонованою методикою визначається розрахункова електрична потужність МГТУ з використанням різних типів ТК (таблиця 2.4).

Таблиця 2.4 - Електрична потужність МГТУ з використанням різних моделей ТК, що працюють на пропан-бутановій суміші

Найменування ТК	ТКР-6	ТКР-7Н1	ТКР-7Н6	ТКР-8.5Н1	ТКР-8.5Н3	ТКР-9-12	ТКР-HE221	ТКР-11Н2	ТКРК36
Продуктивність компресора, кг / с	0.15	0.27	0.12	0.13	0.2	0.25	0.3	0.113	0.185
Макс. ел. потужність установки, кВт	19.4	34.9	15.5	16.8	25.8	31	37.2	14.6	24.3

2.3 Методика розрахунку термодинамічних параметрів газового потоку в жарову трубу МГТУ

При використанні турбокомпресора від ДВЗ необхідним умовам його роботи є дотримання температурних режимів на лопатках турбін. Так як більшість автомобільних турбокомпресорів розраховуються на гази з температурою 600 – 700 °С, то вихідний з камери згорання (КЗ) газовий потік повинен відповідати цим умовам. Задачею термодинамічного розрахунку є визначення температури газу, що виходить з жарової труби $T_{\text{зст}2}$ [11].

Температура горіння пропан-бутанової суміші становить 1970 °С, при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1$. З цього випливає, що потік газів, що надходять на турбіну, необхідно охолодити до температури 600 – 700 °С. Для вирішення цього завдання потік газів змішується з потоком охолоджуючого повітря.

При розрахунку камери згорання повітря N_B (п.5 рис. 2.10), що надходить в камеру згорання ділиться на кілька потоків. Частина повітря проходить між корпусом і жарової трубою (п.6 рис. 2.10), об'єм якого в приведеному розрахунку виражається через коефіцієнт $K_{\text{п.о.}}$ – коефіцієнт потоку охолодження (процентне відношення кількості повітря поза жаровою трубою до кількості повітря, що надходить в камеру згорання – фактично визначає площу отворів подачі охолоджуючого повітря). Друга частина надходить в жарову трубу і йде як на горіння газу (п.7 рис. 2.10), так і на охолодження високотемпературних газів згорілої газоповітряної суміші, і визначається як надлишкове повітря (п.8 рис. 2.10).

Надмірне повітря забезпечує високу якість горіння. Отже, об'єм повітря призначеного для охолодження газового потоку, що надходить на турбіну, складається з двох потоків, а саме: потоку що проходить між корпусом камери згорання і жаровою трубою і потоку надлишкового повітря, що не згорів у жаровій трубі.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

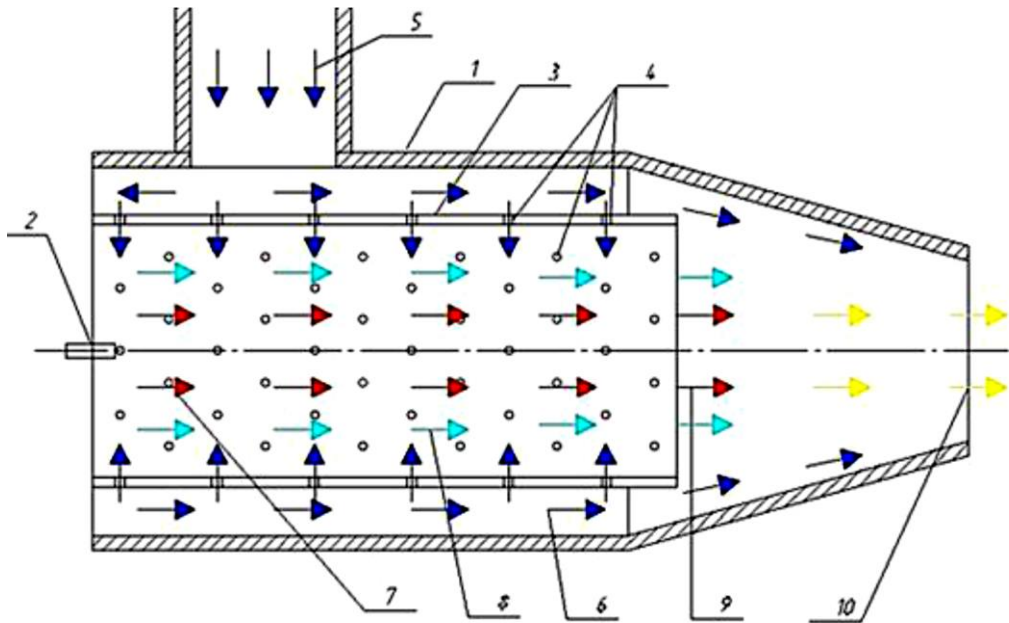


Рисунок 2.10 - Схема повітряних потоків в камері згоряння

1 – корпус камери згоряння; 2 – штуцер подачі палива; 3 – жарова труба; 4 – отвори для проходу повітря в жарову трубу; 5 – загальний потік повітря; 6 – потік повітря на охолодження; 7- потік повітря згоряє; 8- потік надлишкового повітря; 9-зона змішування потоків; 10 охолоджене робоче тіло

Таким чином, кількість повітря N_{BO} , що надходить на охолодження, визначається як:

$$N_{BO} = N_B \cdot K_{П.О}. \quad (2.7)$$

Звідси кількість повітря в жаровій трубі рівне:

$$N_{ЖТ} = N_B - N_B \cdot K_{П.О} = N_B(1 - K_{П.О}). \quad (2.8)$$

Кількість повітря в жаровій трубі, що йде на реакцію горіння $N_{ВГ}$, визначається через приведений коефіцієнт надлишку повітря, що надходить в жарову трубу α' (відношення кількості повітря, що згорає в жаровій трубі до загальної кількості повітря, що надходить в жарову трубу – фактично визначає площу отворів подачі повітря жарової труби):

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$N_{BG} = (N_B - N_B \cdot K_{П.О.})\alpha' . \quad (2.9)$$

Звідси, кількість повітря, що не згоріло у жаровій трубці N_{BH} , дорівнює:

$$N_{BH} = (N_B - N_B \cdot K_{П.О.})(1 - \alpha') . \quad (2.10)$$

Кількість палива, що надходить в камеру згорання, розраховується виходячи з стехіометричного співвідношення L_0 :

$$N_T = N_{BG} / L_0 = (N_B - N_B \cdot K_{П.О.})\alpha' / L_0 = N_B(1 - K_{П.О.})\alpha' / L_0 , \quad (2.11)$$

$$\alpha = \frac{N_B}{N_{BG}} . \quad (2.12)$$

З формул (2.11) і (2.12) випливає, що:

$$N_B / (N_B - N_B \cdot K_{П.О.})\alpha' = \alpha \quad (2.13)$$

$$N_B = \alpha(N_B - N_B \cdot K_{П.О.})\alpha'$$

$$\alpha = \frac{1}{(1 - K_{П.О.})\alpha'}$$

Звідси:

$$\alpha' = \frac{1}{(1 - K_{П.О.})\alpha} = \frac{N_T L_0}{(1 - K_{П.О.})N_B} . \quad (2.14)$$

Загальний баланс маси газів для камери згорання:

$$N_B + N_T = N_T + N_{BG} + N_{BH} + N_{BO} . \quad (2.15)$$

Кількість газу з температурою горіння палива:

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$N_T + N_{BT} = \frac{(N_B - N_B \cdot K_{п.о.})\alpha'}{L_o} + (N_B - N_B \cdot K_{п.о.})\alpha' = \quad (2.16)$$

$$= \frac{N_B \alpha' (L_o + 1)(1 - K_{п.о.})}{L_o}$$

Кількість газу в зоні і поза зоною горіння з температурою, що дорівнює температурі повітря на виході з компресора, визначається:

$$N_{BH} + N_{BO} = (N_B - N_B \cdot K_{п.о.})(1 - \alpha') + N_B \cdot K_{п.о.} = \quad (2.17)$$

$$= N_B + N_B \cdot K_{п.о.} \alpha' - N_B \alpha'$$

Частка газів з температурою горіння від загальної кількості газів, що надходять в камеру згорання, дорівнює:

$$n_{гор.} \frac{N_B \alpha' (L_o + 1) / L_o}{N_B + N_B / \alpha \cdot L_o} = \frac{\alpha \alpha' (L_o + 1)(1 - K_{п.о.})}{\alpha \cdot L_o + 1} = \quad (2.18)$$

$$= \frac{\alpha' (L_o + 1)(1 - K_{п.о.}) / \alpha' (1 - K_{п.о.})}{1 + L_o / \alpha' (1 - K_{п.о.})} = \frac{\alpha' (L_o + 1)(1 - K_{п.о.})}{L_o + \alpha' (1 - K_{п.о.})}$$

Частка газів, що надходять в камеру згорання з температурою, що дорівнює температурі повітря на виході з компресора, дорівнює

$$n_{ком.} = \frac{N_B + N_B \cdot K_{п.о.} \cdot \alpha' - N_B \alpha'}{N_B + N_B / \alpha' \cdot L_o} = \frac{\alpha \cdot L_o (1 + K_{п.о.} \cdot \alpha' - \alpha')}{\alpha' \cdot L_o + 1} = \quad (2.19)$$

$$= \frac{L_o (1 + K_{п.о.} \cdot \alpha' - \alpha' (1 - K_{п.о.}))}{1 + L_o / \alpha' (1 - K_{п.о.})} = \frac{L_o (1 + K_{п.о.} \cdot \alpha' - \alpha')}{L_o + \alpha' (1 - K_{п.о.})}$$

Сума пропорцій газів в камері згорання:

$$n_{гор.} + n_{ком.} = \frac{\alpha' (L_o + 1)(1 - K_{п.о.})}{L_o + \alpha' (1 - K_{п.о.})} + \frac{L_o (1 + K_{п.о.} \cdot \alpha' - \alpha')}{L_o + \alpha' (1 - K_{п.о.})} = 1, \quad (2.20)$$

де $n_{гор.}, n_{ком.}$ – частка вмісту газів з різними температурами в КЗ.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Звідси рівняння кількості теплоти газу, що виходить з КЗ $Q_{вих}$:

$$Q_{вих} = T_{вих} \cdot C_{вих} = \frac{L_O (1 + K_{П.О} \alpha' - \alpha')}{L_O + \alpha' (1 - K_{П.О})} T_{ком} \cdot C_{ком} + \dots \quad (2.21)$$

$$+ \frac{\alpha' (L_O + 1) (1 - K_{П.О})}{L_O + \alpha' (1 - K_{П.О})} T_{гор} \cdot C_{гор}$$

де $T_{вих}$ - температура газового потоку на виході з КЗ, К;

$T_{гор}$ - температура горіння палива, К;

$T_{ком}$ - температура повітря на виході з компресора, К;

$C_{вих}$ - питома теплоємність газового потоку на виході з КЗ при температурі $T_{вих}$, Дж/кг·К;

$C_{гор}$ - питома теплоємність продуктів згорання при температурі $T_{гор}$ Дж/кг·К;

$C_{ком}$ - питома теплоємність повітря на виході з компресора при температурі $T_{ком}$ Дж/кг·К.

При стисненні повітря в компресорі його температура підвищується. Величину нагріву можна визначити за співвідношенням:

$$T_2 / T_1 = \pi_k^{\frac{k-1}{k}}, \quad (2.22)$$

де T_1 - температура повітря на вході (температура навколишнього середовища);

T_2 - температура повітря виході з компресора;

π - ступінь стиснення компресора (вказано в паспорті виробу);

$k=1,4$ - показник адиабати повітря, відношення теплоємності газу при постійному тиску до теплоємності при постійному об'ємі.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Таким чином, розрахункова температура повітря $T_{ком}$, що виходить з компресора дорівнює:

$$T_{ком} = T_2 = (\pi_k)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср}. \quad (2.23)$$

Звідси:

$$Q_{вих} = T_{вих} \cdot C_{вих} = \frac{L_O}{L_O + \alpha'} \frac{1 + K_{П.О} \alpha' - \alpha'}{1 - K_{П.О}} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср} \cdot C_{ком} + \dots \quad (2.24)$$

$$+ \frac{\alpha' L_O + 1}{L_O + \alpha'} \frac{1 - K_{П.О}}{1 - K_{П.О}} T_{гор} \cdot C_{гор}$$

Підстановкою (2.14) в (2.24):

$$T_{вих} \cdot C_{вих} \left(L_O + \frac{1}{\alpha} \right) = L_O + 1 T_{гор} \cdot C_{гор} + L_O \left(1 - \frac{1}{\alpha} \right) \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср} \cdot C_{ком} \quad (2.25)$$

$$T_{вих} = \frac{L_O + 1 C_{гор} \cdot T_{гор} + L_O \alpha - 1 C_{ком} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} * T_{окр.ср}}{L_O \alpha + 1 C_{вих}}$$

Виходячи з (2.12), (2.13), (2.14), (2.15) пропорції газів в жаровій трубі відповідають:

$$\frac{N_B}{N_B} \frac{1 - K_{П.О}}{1 - K_{П.О}} + \frac{\dot{N}_T}{N_B} \frac{1 - K_{П.О}}{1 - K_{П.О}} =$$

$$= \frac{N_T}{N_B} \frac{1 - K_{П.О}}{1 - K_{П.О}} + \frac{N_B}{N_B} \frac{1 - K_{П.О} \alpha'}{1 - K_{П.О}} + \frac{N_B}{N_B} \frac{1 - K_{П.О} (1 - \alpha')}{1 - K_{П.О}}$$

з (2.14) і (2.18):

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{N_B L_O 1 - K_{П.О} + N_B 1 - K_{П.О} \alpha'}{N_B L_O 1 - K_{П.О} + N_B 1 - K_{П.О} \alpha'} =$$

$$= \frac{N_B 1 - K_{П.О} \alpha' + N_B L_O (1 - K_{П.О}) \alpha' + N_B L_O 1 - K_{П.О} 1 - \alpha'}{N_B L_O 1 - K_{П.О} + N_B 1 - K_{П.О} \alpha'}$$

Звідси рівняння часткою газів:

$$n_{горжт2} + n_{комжт2} = \frac{\alpha' L_O + 1}{L_O + \alpha'} + \frac{L_O 1 - \alpha'}{L_O + \alpha'} = 1, \quad (2.26)$$

де $n_{горжт2}$ – частка вмісту продуктів горіння і повітря з температурою потоку на виході жарової труби;

$n_{комжт2}$ – частка вмісту повітря з температурою повітря з компресора на виході жарової труби.

З формули (2.26) розрахункова усереднена температура потоку газів на виході з жарової труби $T_{жт2}$ визначається як:

$$T_{жт2} = \frac{\alpha' L_O + 1 T_{гор} \cdot C_{гор} + L_O 1 - \alpha' C_{ком} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср.}}{(L_O + \alpha') C_{жт2}}, \quad (2.27)$$

де $C_{жт2}$ – питома теплоємність газового потоку на виході з жарової труби при розрахунковій температурі $T_{жт2}$, Дж/кг·К.

Робоча температура жарової труби визначається в першу чергу жароміцністю застосовуваних матеріалів і ефективністю змішування потоків газів в зоні змішання. Найбільш ефективною можна вважати температуру, нижче температури початку розжарювання матеріалу, при якій зберігається його висока зносостійкість. В цьому випадку жарова труба (ЖТ) буде працювати з найбільш високими допустимими температурами, а значить, з найбільшою ефективністю.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Температура плавлення сталі в залежності від хімічного складу коливається в межах 1420 – 1525 °С. З підвищенням вмісту вуглецю температура плавлення сталі знижується.

Литі сплави порівняно легкоплавкі, температура їх плавлення трохи нижче температури плавлення сталей і становить близько 1300 – 1350 °С. Сплави володіють високою зносостійкістю, що зберігається до температур 600 – 700 °С – початку червоного розжарювання. Отже, використання звичайних сталей можливо тільки при роботі з температурою 600 – 700 °С, а підвищення температур до 1300 °С викличе плинність матеріалу жарової труби. Застосування звичайної сталі в температурному режимі 700- 1100 °С призводить до утворення окалини і підвищеного зносу.

Робота сталі при підвищеній температурі можлива за рахунок введення спеціальних добавок в сплави. Жаростійка сталь ділиться на дві групи: 1) сталь, стійка до температури 850-900 °С; 2) сталь, стійка до температури 1000- 1100 °С. У другій групі вміст хрому доходить до 2.5 і 2.8 %.

Для охолодження жарової труби, температура якої приблизно дорівнює температурі газів в кінці зони змішання КЗ, виготовленої зі звичайної сталі, що працює при температурі викликає розжарення, використовується повітря, що надходить з компресора (рис. 2.10).

Звідси, розрахункова встановилася усереднена температура потоку газів в центральній частині жарової труби ($T_{жст}$) з урахуванням теплопередачі на її зовнішню стінку і пропорцій газів з (2.11), (2.12), (2.16) впливає:

$$T_{жст} = T_{жст2} C_{жст2} \frac{N_B (1 - K_{П.О.}) + N_T + N_B K_{П.О.} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср} \cdot C_{ком}}{N_B + N_T C_{жст2}} \simeq T_{вих} \quad (2.28)$$

Визначення коефіцієнта α' .

З рівняння часткою газів (2.26) слід:

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

$$T_{вих} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_O}\right) C_{вих} = T_{жст2} C_{жст2} \left(\frac{1}{\alpha L_O} + 1 - K_{П.О.}\right) - K_{П.О.} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср.} C_{ком}. \quad (2.29)$$

$$T_{жст2} = \frac{T_{вих} \alpha L_O + 1 C_{вих} + K_{П.О.} \alpha L_O \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср.} C_{ком}}{1 + (1 - K_{П.О.} \alpha L_O) C_{жст2}}. \quad (2.30)$$

Так як з (2.17)

$$\alpha = \frac{1}{1 - K_{П.О.} \alpha'},$$

слідуює

$$\alpha K_{П.О.} = 1 - \frac{1}{\alpha'} \text{ і } 1 - K_{П.О.} \alpha = \frac{1}{\alpha'},$$

тоді

$$T_{жст2} = \frac{\alpha' \alpha L_O + 1 T_{вих} C_{вих} + \alpha L_O \alpha' - 1 \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср.} C_{ком}}{\alpha' + L_O C_{жст2}}. \quad (2.31)$$

з (2.27) і (2.31)

$$\begin{aligned} & \frac{\alpha' \alpha L_O + 1 T_{вих} C_{вих} + \alpha L_O \alpha' - 1 \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср.} C_{ком}}{\alpha' + L_O C_{жст2}} = \\ & = \frac{\alpha' L_O + 1 T_{гор} C_{гор} + L_O 1 - \alpha' \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср.} C_{ком}}{\alpha' + L_O C_{жст2}} \\ & \alpha' \left[T_{вих} C_{вих} \alpha L_O + 1 - T_{гор} C_{гор} L_O + 1 + \alpha L_O T_{ком} C_{ком} + L_O T_{ком} C_{ком} \right] \\ & = L_O T_{ком} C_{ком} + \alpha L_O T_{ком} C_{ком} \\ \alpha' & = \frac{\alpha + 1 L_O \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср.} C_{ком}}{T_{вих} C_{вих} \alpha L_O + 1 - T_{гор} C_{гор} L_O + 1 + \alpha + 1 L_O \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.ср.} C_{ком}}. \quad (2.32) \end{aligned}$$

Гарячі гази з температурою 600-700 °С придатні для роботи стандартних турбокомпресорів і відповідають робочій температурі більшості аустенітних сталей.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Сталеві труби марки 20, 15ГС, 12Х18Н12Т, 12Х1МФ, 12Х18Н10Т мають робочі температури до 600 °С і можуть застосовуватися для жарових труб.

Використання високо жаростійких сталей може бути технічно доцільно в тому випадку, якщо лопатки турбокомпресора розраховані на робочі температури вище 700 °С.

З формули часткою газів (2.33) визначається розрахункова температура потоку газів на вході $T_{жст1}$:

$$n_{жст1} + n_{комжст1} = \frac{\alpha'}{L_0 + \alpha'} + \frac{L_0}{L_0 + \alpha'} = 1, \quad (2.33)$$

де $n_{жст1}$ – частка вмісту газів з температурою палива на вході в жарову трубу;

$n_{комжст1}$ – частка змісту газів з температурою повітря з компресора на вході в жарову трубу.

$$T_{жст1} = \frac{\alpha' T_m C_m + L_0 \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{окр.сп.} C_{ком}}{L_0 + \alpha' C_{жст1}}, \quad (2.34)$$

де T_T – температура повітря на вході в КЗ, К;

C_T – питома теплоємність газу на вході в КЗ при температурі T_T Дж/кг·К;

$C_{жст1}$ – питома теплоємність газового потоку на вході в жарову трубу при розрахунковій температурі $T_{жст2}$, Дж / кг · К

Якщо паливний газ не підігрівається перед подачею в камеру згоряння і знаходиться в балоні тривалий час, то температура газу, що виходить дорівнює температурі навколишнього середовища. Зниження температури всередині балона при випаровуванні становить кілька градусів і ним можна знехтувати. При необхідності його можна визначити з довідкової літератури.

Розрахункові рівняння справедливі для будь-яких типів газотурбінних двигунів, включаючи двигуни з зовнішнім охолодженням жарової труби.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Параметри роботи камери згоряння визначаються коефіцієнтом надлишку повітря. Використовуючи приведену формулу, визначальну температуру на виході $T_{вих}$, і частку одно-температурних потоків в загальному потоці на виході, нижче виводиться формула для коефіцієнта надлишку повітря. З формули (2.25) визначається:

$$T_{вих} C_{вих} = \frac{\alpha' L_O + 1}{L_O + \alpha'} \frac{1 - K_{П.О.}}{1 - K_{П.О.}} T_{зор} C_{зор} +$$

$$+ \frac{L_O}{L_O + \alpha'} \frac{1 + K_{П.О.} \alpha' - \alpha'}{1 - K_{П.О.}} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} T_{окр.ср} C_{ком};$$

$$L_O + \alpha' \frac{1 - K_{П.О.}}{1 - K_{П.О.}} T_{вих} C_{вих} =$$

$$= \alpha' L_O + 1 \frac{1 - K_{П.О.}}{1 - K_{П.О.}} T_{зор} C_{зор} + L_O \frac{1 + K_{П.О.} \alpha' - \alpha'}{1 - K_{П.О.}} T_{ком} C_{ком};$$

$$L_O \alpha' T_{зор} + \alpha' T_{зор} C_{зор} \frac{1 - K_{П.О.}}{1 - K_{П.О.}} +$$

$$+ L_O T_{ком} C_{ком} + K_{П.О.} L_O \alpha' T_{ком} C_{ком} - L_O \alpha' T_{ком} C_{ком} - L_O T_{вих} -$$

$$- \alpha' T_{вих} C_{вих} + K_{П.О.} \alpha' T_{вих} C_{вих} = 0;$$

$$L_O \alpha' T_{зор} C_{зор} + \alpha' T_{зор} C_{зор} - K_{П.О.} L_O \alpha' T_{зор} C_{зор} - K_{П.О.} \alpha' T_{зор} C_{зор} + L_O T_{ком} C_{ком} +$$

$$+ K_{П.О.} L_O \alpha' T_{ком} C_{ком} - L_O \alpha' T_{ком} C_{ком} - L_O T_{вих} C_{вих} -$$

$$- \alpha' T_{вих} C_{вих} + K_{П.О.} \alpha' T_{вих} C_{вих} = 0;$$

$$K_{П.О.} L_O \alpha' T_{ком} C_{ком} + \alpha' T_{вих} C_{вих} - \alpha' T_{зор} C_{зор} - L_O \alpha' T_{зор} C_{зор} =$$

$$- L_O \alpha' T_{зор} C_{зор} + \alpha' T_{зор} C_{зор} + L_O T_{ком} C_{ком} - L_O \alpha' T_{ком} C_{ком} - L_O T_{вих} C_{вих} - \alpha' T_{вих} C_{вих}$$

$$K_{П.О.} = \frac{T_{зор} C_{зор} L_O \alpha' + \alpha' + T_{ком} C_{ком} L_O - L_O \alpha' - T_{вих} C_{вих} L_O + \alpha'}{\alpha' T_{зор} C_{зор} + L_O \alpha' T_{зор} C_{зор} - L_O \alpha' T_{ком} C_{ком} - \alpha' T_{вих} C_{вих}};$$

$$K_{П.О.} = \frac{\alpha' \left(L_O T_{зор} C_{зор} + T_{зор} C_{зор} + \frac{L_O T_{ком} C_{ком}}{\alpha'} - L_O T_{ком} C_{ком} - \frac{L_O T_{вих} C_{вих}}{\alpha'} - T_{вих} C_{вих} \right)}{\alpha' T_{зор} C_{зор} + L_O T_{зор} C_{зор} - L_O T_{ком} C_{ком} - T_{вих} C_{вих}}$$

Так як

$$\alpha' = \frac{N_T L_O}{1 - K_{П.О.} N_B}$$

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк. 40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Звідси слідує:

$$K_{п.о.} = 1 - \frac{N_T L_O}{N_B \alpha'} = 1 - \frac{1}{\alpha \alpha'}, \quad (2.35)$$

При від'ємних значеннях у формулі (2.35) $K_{п.о.} = 0$, так як все повітря витрачається на горіння без охолодження ЖТ.

$$1 - N_B \alpha' \frac{L_O T_{гор} C_{гор} + T_{гор} C_{гор} + \frac{L_O T_{ком} C_{ком}}{\alpha'} - L_O T_{ком} C_{ком} - \frac{L_O T_{вих} C_{вих}}{\alpha'} - T_{вих} C_{вих}}{T_{гор} C_{гор} + L_O T_{гор} C_{гор} - L_O T_{ком} C_{ком} - T_{вих} C_{вих}}$$

Звідси випливають вирази:

$$\begin{aligned} N_B \alpha' - N_T L_O &= \\ &= N_B \alpha' \frac{L_O T_{гор} C_{гор} + T_{гор} C_{гор} + \frac{L_O T_{ком} C_{ком}}{\alpha'} - L_O T_{ком} C_{ком} - \frac{L_O T_{вих} C_{вих}}{\alpha'} - T_{вих} C_{вих}}{T_{гор} C_{гор} + L_O T_{гор} C_{гор} - L_O T_{ком} C_{ком} - T_{вих} C_{вих}}; \\ -N_B \alpha' T_{гор} C_{гор} + L_O T_{гор} C_{гор} - L_O T_{ком} C_{ком} - T_{вих} C_{вих} &= \\ &= N_B \alpha' \left(L_O T_{гор} C_{гор} + T_{гор} C_{гор} + \frac{L_O T_{ком} C_{ком}}{\alpha'} - L_O T_{ком} C_{ком} - \frac{L_O T_{вих} C_{вих}}{\alpha'} - T_{вих} C_{вих} \right) - \\ -N_B \alpha' T_{гор} C_{гор} + L_O T_{гор} C_{гор} - L_O T_{ком} C_{ком} - T_{вих} C_{вих} &; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_B \alpha' L_O T_{гор} C_{гор} + T_{гор} C_{гор} - L_O T_{ком} C_{ком} - T_{вих} C_{вих} - T_{гор} C_{гор} - L_O T_{гор} C_{гор} + L_O T_{ком} C_{ком} + T_{вих} C_{вих} \\ + N_B L_O T_{ком} C_{ком} - N_B L_O T_{вих} C_{вих} = -N_T L_O T_{гор} + L_O C_{гор} C_{гор} - L_O T_{ком} C_{ком} - T_{вих} C_{вих}; \end{aligned}$$

$$L_O N_B T_{вих} C_{вих} + N_T L_O T_{гор} C_{гор} + L_O T_{гор} C_{гор} - L_O T_{ком} C_{ком} - T_{вих} C_{вих} - N_B T_{ком} C_{ком} = 0;$$

$$N_T = \frac{L_O N_B T_{вих} - N_B T_{ком} C_{ком}}{L_O T_{гор} C_{гор} + L_O T_{гор} C_{гор} - L_O T_{ком} C_{ком} - T_{вих} C_{вих}};$$

$$N_T = \frac{N_B \left(T_{вих} C_{вих} - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} T_{окр.сп} C_{ком} \right)}{T_{гор} C_{гор} + L_O \left(T_{гор} C_{гор} - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} * T_{окр.сп} \right) - T_{вих} C_{вих}}. \quad (2.36)$$

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Формула (2.36) дозволяє визначити витрати палива для стабілізації термодинамічних параметрів КЗ при відомих параметрах турбокомпресора і палива.

Виходячи з формул (2.36) і (2.14), визначається як:

$$N_B = \frac{N_T \left(T_{гор} C_{гор} + L_O \left(T_{гор} C_{гор} - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} T_{окр.ср} C_{ком} \right) - T_{вих} \right)}{T_{вих} C_{вих} - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} T_{окр.ср} C_{ком}};$$

$$\alpha = \frac{N_B}{N_T \cdot L_O} = \frac{T_{гор} C_{гор} + L_O \left(T_{гор} C_{гор} - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} T_{окр.ср} C_{ком} \right) - T_{вих} C_{вих}}{L_O \left(T_{вих} C_{вих} - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} T_{окр.ср} C_{ком} \right)}. \quad (2.37)$$

Отримана формула (2.37) дозволяє розрахувати коефіцієнт надлишку повітря для газотурбінного двигуна з будь-яким турбокомпресором ДВЗ. У формулі використовуються параметри, вказані в технічній документації турбокомпресора, розрахункова температура в камері згоряння і стехіометричне число палива.

2.4 Висновки до розділу

1. Виходячи з зробленого аналізу існуючих конструкторських рішень ГТУ, для МГТУ найбільш придатною є радіальна доцентрова турбіна.

2. У зв'язку з тим, що в основу проектування мікро газотурбінної установки в якості основного вузла закладений турбокомпресор, була вибрана методика для визначення необхідних параметрів цього вузла.

3. Вибрана методика відрізняється від існуючих можливістю врахування впливу отворів подачі повітря жарової труби на температуру потоків камері згоряння. Що необхідно враховувати при розрахунку камери згоряння, що використовує різні види палива і працює до мінливих отворами подачі повітря жарової труби.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

3 РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок параметрів камери згоряння при використанні різних видів палива на газотурбінній установці

Сучасні мікро- газотурбінні установки використовують різні види палива. Як правило, камера згоряння кожної установки розрахована тільки на один вид палива, із зміною виду палива змінюються режими горіння в камері згоряння, так як кожен вид палива має свої характеристики.

Особливо важливо визначити розрахункову температуру на вході в турбіну, так як параметри горіння можуть значно змінитися, що, в кінцевому рахунку, може призвести до підвищеного зносу основних вузлів установки.

Для нормальних умов і ступеня підвищення тиску $\pi = 2$ в відцентровому компресорі ДВЗ при температурі повітря після компресора дорівнює:

$$T_{ком} = 293 \cdot 2^{0,285} = 357K = 84^\circ C$$

З таблиці 3.1 випливає, що для пропан-бутанової суміші параметри складають: $T_{гор} = 1977^\circ C, L_0 = 15.2$.

Продуктивність використовуваного в установці компресора К27-17901:
 $N_B = 150g / сек$

Розрахункові витрати пропан-бутанової суміші за формулою (2.15) [13]: $N_T = 2.4g / сек$.

Правильність розрахунку перевіряється визначенням температури газів на виході з КЗ і порівняння отриманого результату з параметром робочої температури турбіни, зазначеної в технічній документації ТКР.

Задані параметри: $\alpha = 4.37; K_{п.о.} = 0.5; \alpha' = 0.457$.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		Юкало Д. М.					43	
<i>Перевірів</i>		Козак К.М.						
<i>Консульт.</i>		Козак К.М.						
<i>Н. Контр.</i>		Вакуленко О.О.						
<i>Зав каф.</i>		Тарасенко М.Г.						
						гр.ЕТзс-42, ФПТ, ТНТУ		

Таблиця 3.1 - Теоретичне співвідношення кількості повітря і палива в стехіометричній суміші при згорянні для найбільш поширених спалюваних газів і температури їх горіння при $\alpha = 1$

Паливо	Метан	Пропан	Бутан	Пропан-бутан	СПГ	Водень	Біогаз
Температура горіння °С	1920	1977	1977	1977	1970	2210	900
Співвідношення повітря кг/кг	17.20	15.60	15.20	15.20	17.20	34.80	10.00

У розрахунках приймаються довідкові дані по питомій теплоємності з [13] для найбільшого за кількістю газу.

$$C_{гор} = 1.3 \text{ для оксиду вуглецю при температурі горіння } 1977 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$C_{ком} = 1.0 \text{ для повітря при температурі } 84 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$C_{вих} = 1.1 \text{ для повітря при розрахунковій температурі } 600 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Розрахункова температура на виході з КЗ, відповідно до формули (2.21)

$$T_{вих} = \frac{\alpha' L_o + 1 - K_{п.о.} T_{гор} C_{гор} + L_o \left(1 + K_{п.о.} \alpha' - \alpha' \pi_k \frac{k-1}{k} T_{окр.ср.} C_{ком} \right)}{L_o + \alpha' 1 - K_{п.о.} C_{вих}}$$

$$= \frac{0,456 \cdot 15,2 + 1 - 0,5 \cdot 2250 \cdot 1,3 + 15,2 \cdot 1 + 0,5 \cdot 0,456 - 0,456 \cdot 357 \cdot 1}{15,2 + 0,456 \cdot 1 - 0,5 \cdot 1,1} =$$

$$= 883K = 610^\circ C$$

$$T_{жст1} = 353K, T_{жст2} = 1290K$$

З таблиці 3.1 параметри для біогазу: $T_{гор} = 900^\circ C, L_o = 10,1$.

За формулою (2.21) при $C_{гор}$ для температури $900^\circ C$ і $C_{вих}$ для температури $600^\circ C$:

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$T_{вих} = \frac{0,456 \cdot 10,1 + 1 \cdot 1 - 0,5 \cdot 1173 \cdot 1,25 + 10,1 \cdot 1 + 0,5 \cdot 0,456 - 0,456 \cdot 357 \cdot 1}{10,1 + 0,456 \cdot 1 - 0,5 \cdot 1,1} =$$

$$= 556K = 283^{\circ}C$$

Отримані розрахунки показують, що похибка застосовуваного методу залежить тільки від прийнятої в розрахунках питомої теплоємності потоку газів на виході з КЗ. Для основної складової газового потоку – повітря питома теплоємність збільшується при температурах від 250 до 300 °С і становить 1.038- 1.047.

За формулою (2.21) при $C_{гор}$ для температури 900°С і $C_{вих}$ для температури 300°С:

$$T_{вих} = \frac{0,456 \cdot 10,1 + 1 \cdot 1 - 0,5 \cdot 1173 \cdot 1,25 + 10,1 \cdot 1 + 0,5 \cdot 0,456 - 0,456 \cdot 357 \cdot 1}{10,1 + 0,456 \cdot 1 - 0,5 \cdot 1,047} =$$

$$= 568K = 296^{\circ}C$$

Таким чином, похибка підрахунку дорівнює

$$(1.047-1.035) \cdot 100 \% / 1.047 = 1.1 \%$$

Розрахунки показують, що при заданих параметрах установка може працювати на пропан-бутановій суміші, не виходячи за рамки робочої температури турбіни 650 °С ТКР, встановленої на установці МГТУ 5-30. Для біогазової суміші потрібні зміни геометричних розмірів камери згоряння і режим подачі палива.

Для оптимізації параметрів камери згоряння при зміні виду палива необхідне коригування α , α' і до оптимальних значень відповідно до отриманих рівняннями (2.14), (2.15), (2.21), (2.30), (2.31). При цьому частина

вже встановлених в КЗ параметрів зберігає значення: $T_{ком}, T_{вих}, N_B, \pi_k^{\frac{k-1}{k}}, T_{жст}$

Змінюються параметри палива: $L_O, T_{гор}$

Шуканими параметрами є: $N_T, \alpha, K_{п.о.}, \alpha', T_{жст2}, T_{жст1}$

Алгоритм знаходження параметрів КЗ при заданих параметрах палива.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

1. З рівняння (2.37) встановлюється значення α ;
2. З рівняння (2.1) визначається N_B ;
3. З рівнянь (2.32) і (2.35) встановлюються значення $\alpha', K_{п.о.}$ і перевіряються за формулою (2.24);
4. З рівняння (2.36) або (2.15) визначається N_T ;
5. За формулами (2.27) і (2.34) знаходяться необхідні значення температур $T_{жст2}$ і $T_{жст1}$;
6. Через рівняння (2.21) або (2.25) перевіряються отримані значення $\alpha', K_{п.о.,\alpha}$

Таким чином, шукані параметри для установки МГТУ 5-30, що працює на біогазі, рівні:

$$\alpha = 1,8;$$

$$N_T = 8,52 / \text{сек};$$

$$\alpha' = 0,771;$$

$$K_{п.о.} = 0,278;$$

$$T_{жст2} = 1003 \text{ K};$$

$$T_{жст1} = 367 \text{ K при } T_{вих} = 842 \text{ K}$$

3.2 Методика розрахунку камери згоряння для багатопаливної МГТУ

3.2.1 Розрахунок паливної форсунки і тиску подачі пропан-бутану або біогазу в камеру згоряння

Обов'язковою умовою при проектуванні КЗ ГТУ з турбокомпресором ДВЗ є виконання наступних вимог:

1. Збереження заданих температур в радіальній і поздовжньої площинах з малими нерівномірний розподіл температур.
2. Надійне запалювання і горіння в КЗ.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

3. Максимальна згоряння палива в КЗ, що залежить від коефіцієнта повноти згоряння:

$$\eta_{\Gamma} = Q_{ТВ} / Q_{Т} \quad (3.1)$$

де $Q_{ТВ}$ – кількість тепла, що виділився при спалюванні палива,

$Q_{Т}$ – теплотворна здатність палива.

4. Стале горіння при зміні фізичних властивостей повітря.
5. Мінімальна емісія шкідливих речовин в межах вимог.
6. Малі втрати тиску повітря під час входження до ЖТ.
7. Висока надійність і ресурс ЖТ, корпусу КЗ.
8. Простота конструкції і застосування сучасних технологічних прийомів.

На конструктивні параметри КЗ впливає тип обраного турбокомпресора. Так як необхідно забезпечити не тільки підведення повітря в КЗ з турбокомпресора, а й введення робочого газу в нього, була прийнята конструкція з боковим підведенням повітря. У такій конструкції забезпечується подача робочих газів на лопатки турбіни без повороту, що забезпечує збереження високого ККД.

На рис. 3.1 показано з'єднання турбокомпресора і камери згоряння через патрубок підведення повітря і болтове з'єднання.

На розрізі камери згоряння по лінії входу патрубка подачі повітря (рис. 3.2) показана схема руху газових потоків в камері згоряння.

Так як конструкція КЗ передбачає установку свічки запалювання на поздовжньої осі жарової труби поруч з форсункою подачі палива (рис. 3.2), то вогнище поширення полум'я знаходиться в центрі ЖТ.

Стандартне тиск в повному балоні з пропан-бутанової сумішшю становить 0,5-0,6 МПа, а тиск подачі повітря компресором в середньому 0.2 МПа, то перевершує за кількістю що надходить повітря прагне в отвори для його подачі в ЖТ з активним перемішуванням.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

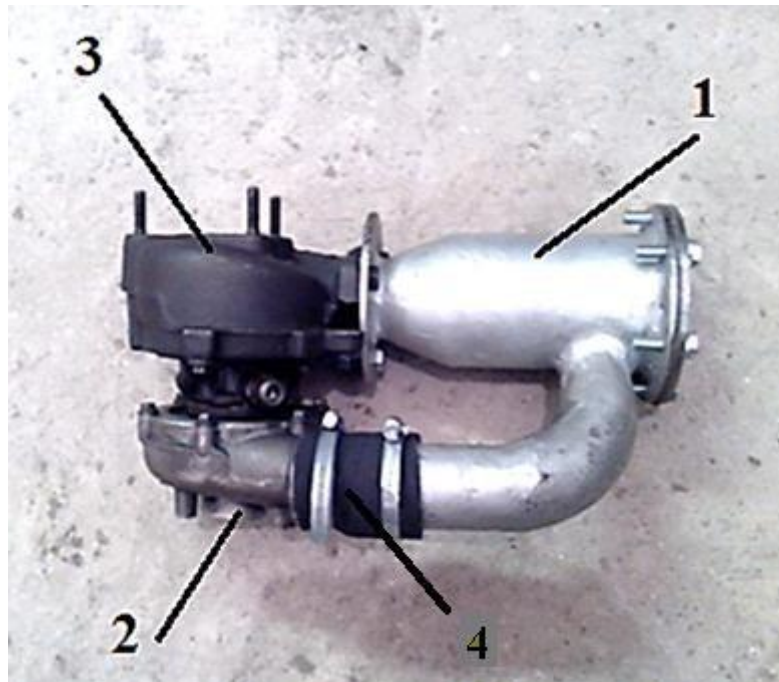


Рисунок 3.1 - Двигун МГТУ5-30-2

1 камера згорання; 2 компресор; 3 турбіна; 4 з'єднувальний патрубок

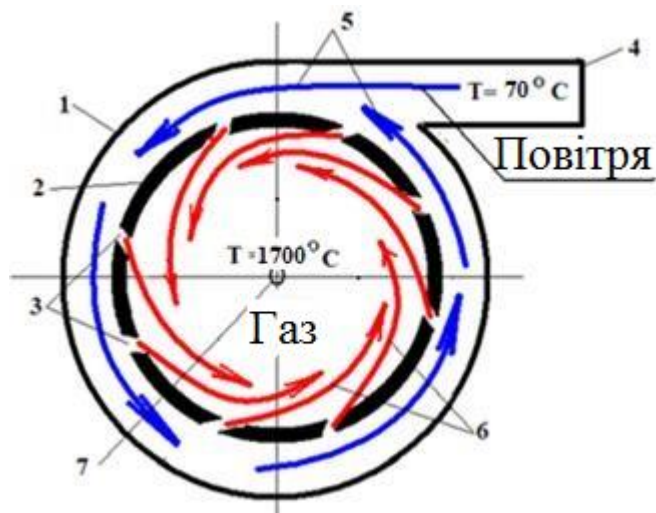


Рисунок 3.2 - Схема руху газових потоків в камері згорання

1 – камера згорання; 2 – жарова труба; 3 – отвір для подачі повітря; 4 – патрубок подачі повітря; 5 – повітряний потік; 6 – вогняні струмені; 7 – отвір подачі палива

Швидкість розповсюдження полум'я – швидкість, з якою елемент фронту полум'я поширюється щодо свіжої суміші. Вона залежить від

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

наступних параметрів: діаметра фронту полум'я; температури, складу і тиску суміші; співвідношення в ній газу і повітря. Стандартні швидкості горіння при русі суміші в трубі діаметром 25 мм (порівнянної з розміром жарової труби МГТУ) складають: водню 4.8 м/с, метану – 0.67, бутану – 0.82, пропану – 0.83 м/с. Відповідно, при різних видах палива і однакових заданих початкових умовах (температура, тиск, діаметр фронту полум'я) основними змінними умовами для горіння є: склад суміші і ставлення повітря до палива в ній. Для реакції горіння водню потрібно значно менше кисню, ніж для пропану або пропан бутанової суміші схожих концентрацій.

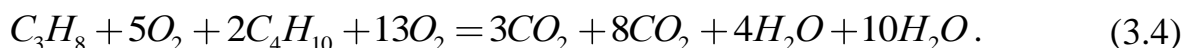
Горіння водню:



Горіння природного газу:



Горіння пропан- бутанової суміші:



Зазначені відмінності необхідно враховувати при проектуванні КЗ. При проектуванні камери згорання для установки, що працює на декількох видах палива, характеристику L_0 палива слід приймати з запасом в сторону найменшого співвідношення, так як в цьому випадку змінюється кількість палива, що подається і потрібно враховувати цей фактор.

Так як повітря надходить в ЖТ через патрубок на бічній поверхні ЖТ і отвори підведення повітря розташовані по всьому периметру ЖТ (рис. 3.2), а з боку паливного газу діє бічна сила, то потік закручується.

Повітря, що надходить в ЖТ, повинне мати тиск нижче тиску палива для здійснення подачі палива і горіння в об'ємі ЖТ. Так як КЗ повинна мати порівняно малий об'єм через малу кількість палива, що спалюється, втрати тиску повітря на місцевих опорах не значні.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Розмір всіх отворів ЖТ для входу повітря повинен бути однаковим для підтримки рівномірності охолодження ЖТ по всьому периметру ЖТ. Необхідний об'єм що надходить в ЖТ повітря розраховується за формулою (2.12) і залежить від коефіцієнта $K_{П.О.}$ (визначено в розділі 2.3.2).

Таким чином, для роботи КЗ необхідно через отвори забезпечити підведення повітря, рівний розрахунковому N_{BO} , що визначає площу та кількість отворів. Площа отворів розраховується через об'єм газу, що проходить через два перетини КЗ: 1) перетин на виході патрубк компресора, 2) загальне перетин отворів підведення повітря (рис. 3.2).

Потік газу через перетин отворів підведення повітря визначається рівняннями:

$$N_B \cdot (1 - K_{П.О.}) = \rho_{отв} \cdot v_{отв} \cdot S_{зміш} ; \quad (3.5)$$

$$N_B = \rho_{вих} \cdot v_{вих} \cdot S_{вих} . \quad (3.6)$$

де $\rho_{вих}$ і $\rho_{отв}$ – значення щільності потоку на виході в КЗ і в отворі, кг/м³;

$v_{вих}$ і $v_{отв}$ – середнє значення швидкості потоку після компресора і через перетин отвору для повітря ЖТ, м/с;

$S_{вих}$ і $S_{зміш}$ – площа вхідного перетину патрубк компресора і площа всіх отворів підведення повітря в ЖТ, м/с;

Так як компресор працює з постійною продуктивністю на номінальному режимі, то рівняння (3.6) і (3.5) можна прирівняти:

$$\rho_{отв} \cdot v_{отв} \cdot S_{зміш} = \rho_{вих} \cdot v_{вих} \cdot S_{вих} \cdot (1 - K_{П.О.})$$

$S_{вих}$ визначається перетином патрубк підведення повітря, який дорівнює вихідному перетину компресора, відомому з технічної документації.

Вихідний радіус компресора К27-179-01R=25 мм, площа січення

$$S_{вих} = 1962 \text{ мм}^2 = 19,62 \text{ см}^2 = 19,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Щільність повітря визначається рівнянням об'єму газу в ЖТ:

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{физ}} = V_{\text{норм}} / C, \quad (3.7)$$

де $V_{\text{физ}}$ – фізичний об'єм газу, м³;

$V_{\text{норм}}$ - об'єм газу в нормальних умовах, м³;

$$C = \frac{P \cdot T}{293 \cdot 0,1 \cdot Z} \text{ – коефіцієнт стисливості газу;}$$

P - тиск газу, МПа;

T -температура газу, К;

Z - коефіцієнт стисливості речовини (значення з [14])

Секундний об'єм що надходить з компресора повітря при нормальних умовах визначається через щільність (табл. 3.2):

$$V_{\text{ком.норм}} = \frac{N_B}{\rho} = \frac{0,15}{1,27} = 0,116 \text{ м}^3$$

де $\rho = 1.27$ щільність повітря при нормальних умовах.

Таблиця 3.2

Молярна маса і щільність газів при нормальних умовах.

Газ	Метан	Пропан	Повітря	Пропан/бутан	СПГ	Водень	Біогаз
Молярна маса, г/мол	16.04	44.90	28.97	44.90	20.00	2.01	26.57
Щільність кг/м ³	0.75	1.80	1.29	2.26	0.80	0.09	1.20

Секундний об'єм що надходить з компресора повітря для встановленого турбокомпресора К27-179-01:

$$V_{\text{ком}} = \frac{V_{\text{ком.норм}} \cdot 293 \cdot 0,1 \cdot Z}{P_{\text{ком}} \cdot T_{\text{ком}}} = \frac{N_B \cdot 293 \cdot 0,1 \cdot Z}{p \cdot P_{\text{ком}} \cdot T_{\text{ком}}} =$$

$$= \frac{0,116 \cdot 0,1 \cdot 293 \cdot 1,008}{357 \cdot 0,2} = 0,047 \text{ м}^3 \quad (3.8)$$

Тиск 0.2 МПа визначається через коефіцієнт стиснення з технічної документації на турбокомпресор.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Звідси значення щільності повітря після компресора:

$$\rho_{вих} = \frac{N_B}{V_{КОМ}} = \frac{p \cdot P_{КОМ} \cdot T_{КОМ}}{V_{КОМ} \cdot 293 \cdot 0,1 \cdot Z} = \frac{0,15}{0,047} = 3,12 \text{ кг} / \text{м}^3. \quad (3.9)$$

З формули (3.6) швидкість повітряного потоку на виході з компресора установки МГТУ 5-30:

$$V_{вих} = \frac{V_{КОМ}}{S_{вих}} = \frac{0,047}{19,62 \cdot 10^{-4}} = 24 \text{ м} / \text{с}. \quad (3.10)$$

Так як тиск потоку від входу до отворів падає за рахунок місцевого опору на повороті в 90° , втрат на підтримку швидкості і втрат на тертя патрубку підведення повітря (рис. 3.1). Втрати на тертя порівняно малі зважаючи на малу довжини ділянки патрубку і можуть не враховуватися. Тоді розрахунок втрат тиску на повороті повітряного патрубку Δp_Σ , Па:

$$\Delta P_\Sigma = \Delta P_C + \Delta P_M = \frac{\rho_{вих} V_{вих}^2}{2} (1 + \xi) = 3118,17, \quad (11)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору:

$$\xi = 0,08 \alpha^{0,75} \left(\frac{d}{R} \right)^{0,6} = 2,33, \quad (3.12)$$

де α – кут повороту;

d – діаметр патрубку;

R – радіус заокруглення патрубку.

Так як процес ізотермічний, то щільність повітря в отворах підведення:

$$V_{отв} P_{КС} = \frac{N_B P_{КС}}{P_{отв}} = V_{КОМ} P_{КОМ}$$

$$P_{отв} = \frac{N_B P_{КС}}{V_{КОМ} P_{КОМ}} = \frac{\rho_{вих} P_{КОМ} - \Delta P_\Sigma}{\rho_{вих}} = 2,63, \quad (3.13)$$

де $P_{КОМ}$ – тиск повітря на виході з компресора, Па;

$P_{КС}$ – тиск повітря в сорочці охолодження КЗ, Па.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Звідси об'єм повітря на вході в ЖТ для пропан-бутанової суміші:

$$V_{ЖТ} = \frac{N_B}{2,63} \frac{1 - K_{n.o}}{2,63} = \frac{0,075}{2,63} = 0,028 м^3. \quad (3.14)$$

Для біогазу:

$$V_{ЖТ} = \frac{0,15}{2,63} \frac{1 - 278}{2,63} = 0,041 м^3.$$

Значення $V_{отв}$ слід прийняти рівним V_{oxid} , так як подача повітря постійна. Звідси рівняння площі змішання всіх отворів підведення повітря ЖТ $S_{зміш}$, м²:

$$S_{зміш} = \frac{N_B}{p_{отв}} \frac{1 - K_{n.o}}{V_{отв}}. \quad (3.15)$$

Загальна площа перетинів отворів для пропан-бутанової суміші:

$$S_{зміш} = \frac{0,075}{2,63 \cdot 24} = 11,88 \cdot 10^{-4} м^2 = 11,88 см^2.$$

Для біогазу:

$$S_{зміш} = \frac{0,1083}{2,63 \cdot 24} = 17,16 \cdot 10^{-4} м^2 = 17,16 см^2.$$

У зоні змішання ЖТ відбувається процес дифузії окислювача і пального, що викликає в подальшому горіння. Молекулярна дифузія є перенесенням речовини в молекулярному стані внаслідок безладного руху молекул.

Коефіцієнт дифузії газу А в газ В такий же як для газу В в А і практично не залежить від концентрації газу, збільшуючись з підвищенням температури і зменшенням тиску.

Глибина проникнення потоку повітря визначається коефіцієнтом дифузії і може бути прийнята як довжина шляху в градієнті.

Формула градієнта концентрації (кг / м⁻⁴):

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$\text{grad}C = C_1 - C_2 / L_{\text{диф}}, \quad (3.16)$$

де C_1 і C_2 – початкове і кінцеве значення концентрацій на довжині шляху (нормалі до ізоконцентраційної поверхні), кг / м³;

$L_{\text{диф}}$ – довжина шляху в градієнті потоку, м.

Тиск газу в балоні з пропан-бутановою сумішшю приймається виходячи зі стандартного тиску при 20 °С і в середньому дорівнює 0,5-0,6 МПа. Але для тривалої роботи з одним балоном воно знижується до 0,2 МПа.

Секундний об'єм що надходить палива при нормальних умовах для пропан-бутанової суміші (табл. 3.2):

$$V_{\text{пал.норм}} = \frac{N_T}{\rho_T} = \frac{0,0024}{2,26} = 0,001 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Для біогазу:

$$V_{\text{пал.норм}} = \frac{0,0085}{1,2} = 0,007 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Об'єм надходить в ЖТ зрідженої пропан бутанової суміші, що надходить з балона зі зниженням тиску до 0.2 МПа, становить:

$$V_T = \frac{V_{\text{пал.норм}}}{\rho_T \cdot T_T} = \frac{N_T \cdot 293 \cdot 0,1 \cdot Z}{p \cdot \rho_T \cdot T_T} = \frac{0,001 \cdot 0,1 \cdot 293 \cdot 1,008}{293 \cdot 0,2} = 0,0005 \text{ м}^3 / \text{с}$$

де p, ρ_T, T_T – значення щільності, тиску і температури палива на вході в ЖТ.

Звідси щільність пропан бутанової суміші в ЖТ:

$$\rho_T = \frac{N_T}{V_T} = \frac{p \cdot \rho_T \cdot T_T}{293 \cdot 0,1 \cdot Z} = \frac{0,0024}{0,0005} = 4,76 \text{ кг} / \text{м}^3, \quad (3.17)$$

Об'єм біогазу, що надходить в ЖТ при нормальних умовах становить в секунду:

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$V_{\text{пал.норм}} = \frac{0,0085}{1,2} = 0,007 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Об'єм біогазу, що надходить з стандартного газгольдера під тиском натискаючого компресора 0,2 МПа при кімнатній температурі в секунду:

$$V_T = \frac{0,007 \cdot 0,1 \cdot 293 \cdot 1,008}{293 \cdot 0,2} = 0,003525 \text{ м}^3.$$

Щільність біогазу в ЖТ:

$$\rho_T = \frac{0,0085}{0,003525} = 2,4 \text{ кг} / \text{м}^3.$$

Розглядається витрата палива в секунду і його повне перенесення в ЖТ, тому якість початкової концентрації приймається нуль, щільність палива, що надходить – кінцева концентрація.

Звідси значення градієнта концентрації визначаються рівнянням:

$$\text{grad}C = \frac{\rho_T}{L_{\text{диф}}}.$$

де $L_{\text{диф}}$ – довжина дифузії, м.

За законом Фіка щільність потоку в однорідному середовищі дорівнює:

$$J = \frac{N_T}{S_{\text{фор}} \cdot t_{\text{диф}}} = -D \cdot \text{grad}C, \quad (3.18)$$

де J – щільність потоку в однорідному середовищі, $\text{кг} / \text{м}^2 \cdot \text{с}$;

N_T – кількість дифундуючого палива, кг;

$t_{\text{диф}}$ – час дифузії, с;

$S_{\text{фор}}$ – площа перетину форсунки, м²;

D – коефіцієнт дифузії, який показує швидкість дифузії при одиничному градієнті концентрації (зміна з 1 моль/л до 0 моль/л на одиницю довжини, моль/м⁴), що проходить через ділянку одиничної площі за одиницю часу, см²/с.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Звідси визначається середня довжина подається в ЖТ секундного кількості палива без урахування швидкісного напору подачі повітря, кількості отворів ЖТ і швидкісного напору подачі палива, м:

$$\frac{p_T}{L_{\text{диф}}} = \frac{N_T}{S_{\text{фор}} \cdot D \cdot t_{\text{диф}}}$$

Через рівняння дифузії Ейнштейна:

$$D = L_{\text{диф}}^2 / 2t_{\text{диф}}, \quad (3.19)$$

$$L_{\text{диф}} = \frac{2N_T}{S_{\text{фор}} \cdot p_T}, \quad (3.20)$$

Аналогічне рівняння для дифузії повітря:

$$L_{\text{диф}} = \frac{2N_B (1 - K_{\text{п.о.}})}{S_{\text{зміш}} \cdot p_{\text{отв}}}, \quad (3.21)$$

Через прирівнювання рівнянь (3.20) і (3.21) визначається радіус форсунки:

$$\frac{2N_T}{S_{\text{фор}} \cdot p_T} = \frac{2N_B (1 - K_{\text{п.о.}})}{S_{\text{зміш}} \cdot p_{\text{отв}}}, \quad (3.22)$$

$$r_{\text{фор}} = \sqrt{\frac{N_T \cdot p_{\text{отв}} \cdot S_{\text{зміш}}}{\pi N_B (1 - K_{\text{п.о.}}) p_T}} = \sqrt{\frac{V_T \cdot S_{\text{зміш}}}{\pi V_{\text{ЖТ}}}}$$

Радіус прохідного отвору форсунки для пропан-бутанової суміші: $r = 2.5$ мм. Для біогазу: $r = 4.2$ мм.

Отримані дані показують, що для роботи однієї установки на декількох видах палива потрібно різні форсунки. Однак, використання регулювального крана дозволяє використовувати одну форсунку найбільшого діаметра для роботи на кількох видах палива. Підбір рівня відкриття крана в цьому випадку вибирається для кожного газу окремо виходячи з масової витрати газу в секунду.

Дані актуальні для пропан-бутанової суміші з тиском 0.5 МПа з балона і для біогазу з газгольдера з дожимним компресором тиском 0.3 МПа.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

В ситуації практичного застосування важко підтримувати постійний тиск подачі палива на протязі довгого часу. Для практичного використання актуальним є використання редуктора для зниження тиску до 0.2 МПа, що відповідає середньому тиску в ЖТ і дозволяє використовувати джерело палива без заміни тривалий час.

У сучасних двигунах значення максимальної витрати палива перевершує мінімальний до 10 разів і залежить від режимів роботи при використанні одного перетину форсунок. Зміна витрати палива досягається зміною тиску подачі палива і обумовлена в основному необхідністю роботи на режимах форсажу або наднавантаженнях не тривалий час.

При використанні рідкого палива важливість підтримки мінімального рівня тиску палива зумовлена необхідністю заданого розпилу палива. Зміна тиску подачі палива в МГТУ можлива з використанням редуктора тиску, але в цілому це не доцільно: тривале підвищення витрати викличе прискорене зношування лопаток турбіни; зниження витрат зменшить ККД установки, як було розглянуто вище.

Таким чином, МГТУ може працювати на режимі перенавантаження з використанням редуктора і цифрового обчислювача навантаження, але їх використання здорожує установку і в цілому це не доцільно.

Алгоритм визначення радіуса форсунки МГТУ складається з розрахунків:

1. За формулами (3.8) і (3.9) визначається секундний об'єм і щільність повітря, що надходить з компресора для встановленого турбокомпресора;
2. Швидкість повітряного потоку на виході з компресора установки розраховується за формулою (3.10);
3. З формули (3.12) визначається коефіцієнт місцевого опору і за формулою (3.11) розрахунок втрат тиску на повороті;
4. За формулами (3.13) і (3.14) розраховується щільність і об'єм повітря в отворах підведення повітря;

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

5. Площа перетину отворів підведення повітря ЖТ визначається за формулою (3.15);

6. Секундний об'єм палива, що надходить в ЖТ за формулою (3.17);

7. За формулою (3.22) розраховується радіус форсунки.

Отримана методика дозволяє оптимізувати розмір форсунки під будь-які задані параметри роботи КЗ. На її основі була виготовлена форсунка КЗ МГТУ 5-30 (рис. 3.3).

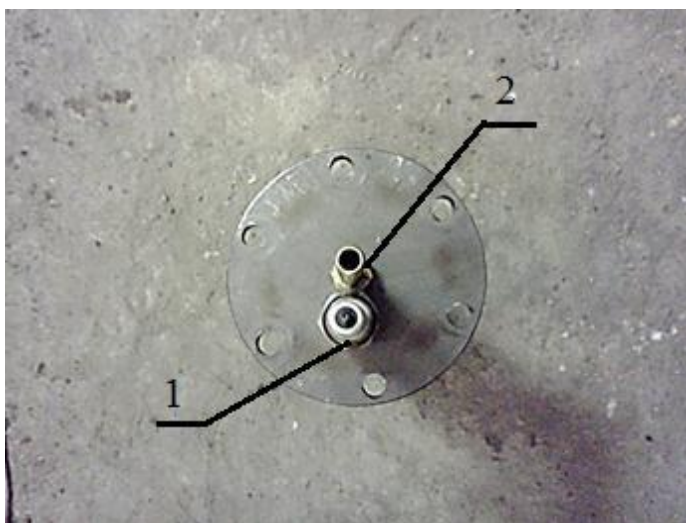


Рисунок 3.3 - Жарова труба МГТУ 5-30 з встановленою свічкою запалювання і форсункою

1 -свічка запалювання; 2 –форсунка

3.2.2 Розрахунок геометричних параметрів жарової труби камери згоряння

Процес горіння в ЖТ являє собою факельно-дифузійне горіння, зображене на рис. 3.4, де процес дифузії займає значно більше часу, ніж процес реакції горіння.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

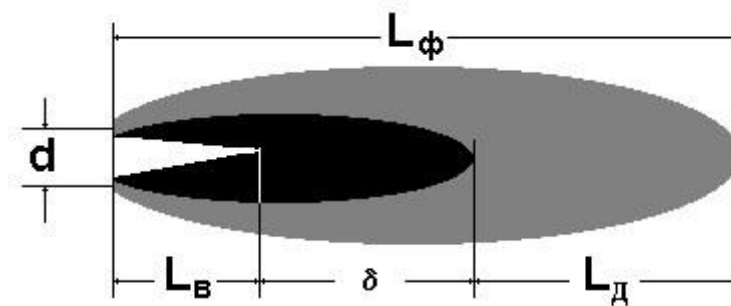


Рисунок 3.4 - Найпростіша схема факела

L_B - зона займання (до фронту займання), ядро факела, форма її конус; δ – вогнище факела; d – фронт займання, його товщина набагато менша i ; L_D – зона догорання, має еліпсоїдальну форму, L_{ϕ} – довжина факела в цілому, має еліпсоїдальну форму

Процес горіння в КЗ повинен бути постійним за часом для рівномірного спалювання палива, що надходить.

Діаметр ЖТ КЗ установки підбирається так, що виходить з КЗ потік газів не втрачав енергію на вході в турбіну. Найбільш простий спосіб цього досягти – конструювати ЖТ з внутрішнім діаметром рівним діаметру вхідного отвору турбіни. Для турбокомпресора K27-179-01 = 30 мм який є максимальною довжиною дифузії потоку повітря, так як в кінці шляху дифузії – поздовжньої осі ЖТ – потік повинен бути повністю змішаний з продуктами горіння.

Так як кількість продуктів згорання дорівнює кількості газів, що надійшли і процес горіння відбувається в постійному об'ємі і тиску, то швидкість горіння визначається через секундні об'ємі газів.

Об'єм продуктів згорання в ЖТ в секунду для пропан-бутанової суміші з формули (3.8), м³:

$$V_{п.с.} = \frac{V_{норм} (1 - K_{н.о}) \alpha' \cdot 293 \cdot 0,1 \cdot Z}{P_{ком} \cdot T_{гор}} + \frac{V_{нал.норм} \cdot 293 \cdot 0,1 \cdot Z}{P_{ком} \cdot T_{гор}} \quad (3.23)$$

$$= \frac{0,116 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,457 + 0,001 \cdot 0,1 + 293 + 1,008}{2250 \cdot 0,16882} = 0,0021$$

Для біогазу, м³:

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

$$V_{ПС} \frac{0,116 \cdot 1 - 0,278 \cdot 0,771 + 0,007 \cdot 0,1 + 293 + 1,008}{1173 \cdot 0,16882} = 0,0107 \text{ м}^3$$

Звідси середня швидкість горіння в ЖТ дорівнює середній швидкості продуктів згоряння для пропан-бутанової суміші:

$$v_{гор} = \frac{V_{ПС}}{\pi \cdot R_T^2} = \frac{0,0021}{3,14 \cdot 30 \cdot 10^{-3}^2} = 0,74 \text{ м/с}. \quad (3.24)$$

Для біогазу:

$$v_{гор} = \frac{0,0107}{3,14 \cdot 30 \cdot 10^{-3}^2} = 3,78 \text{ м/с}.$$

Так як надходження повітря в ЖТ відбувається перпендикулярно подачі палива (див. рис. 3.2), то процес змішування і горіння газів відбувається по довжині ЖТ, на якій виконані отвори підведення повітря (див. рис. 2.10). Завданням проектування є розрахунок концентрації, кількості та перетину отворів ЖТ для рівномірного і повного згоряння палива в об'ємі ЖТ.

Так як процес дифузії заданої кількості повітря відбувається за одну секунду, швидкість дифузії дорівнює довжині дифузії заданої кількості газів за одну секунду.

Тоді через формулу (3.20) середня швидкість дифузії всієї кількості палива, що подається в ЖТ для пропан-бутанової суміші, м:

$$v_{диф} = \frac{L_{диф}}{t_{диф}} = \frac{2N_T}{\pi r_{фор}^2 \cdot p_T \cdot t_{диф}} = \frac{2 \cdot 0,0024}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}^2 \cdot 4,76} = 51,4. \quad (3.25)$$

Для біогазу, м:

$$v_{диф} = \frac{2 \cdot 0,0085}{3,14 \cdot 4,2 \cdot 10^{-3}^2 \cdot 2,4} = 127,9.$$

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Значення усередненої швидкості дифузії показує швидкість дифузії через всю площу отворів ЖТ. При цьому швидкість горіння палива показує швидкість дифузії – горіння через один отвір. Звідси визначається кількість отворів ЖТ для пропан-бутанової суміші:

$$n = v_{\text{диф}} / v_{\text{гор}} = 51,4 / 0,74 \approx 70. \quad (3.26)$$

Для біогазу:

$$n = v_{\text{диф}} / v_{\text{гор}} = 127,9 / 3,78 = 33,83 \approx 34.$$

Звідси радіус одного отвору ЖТ для пропан-бутанової суміші:

$$r_{\text{отв}} = \sqrt{\frac{S_{\text{зміш}}}{n \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{11,88 \cdot 10^{-4}}{70 \cdot 3,14}} = 0,00232 \text{ м} = 2,32 \text{ мм}. \quad (3.27)$$

Для біогазу:

$$r_{\text{отв}} = \sqrt{\frac{17,16 \cdot 10^{-4}}{34 \cdot 3,14}} = 0,004 \text{ м} = 4 \text{ мм}.$$

Площа отворів для підведення повітря і їх кількість в ЖТ – одна з найважливіших характеристик КЗ. Найчастіше підбір цих значень виробляють емпіричним або складним розрахунковим шляхом, так як при змішуванні газів і охолодженні ЖТ потрібно враховувати багато факторів.

Так як підведення повітря в КЗ здійснюється від патрубку, що знаходиться на бічній поверхні корпусу (рис. 3.2), необхідно забезпечити рівномірність подачі повітря у всьому об'ємі КЗ. Це обумовлює необхідність великої кількості отворів одного діаметру по всій площі ЖТ.

Отвори для подачі повітря в ЖТ слід розташовувати максимально близько до початку ЖТ, так як це дозволяє зменшити її довжину. Однак конструкційні властивості матеріалу ЖТ накладають обмеження на відстань між отворами. Найбільш економічний варіант розташування отворів з дотриманням конструкційної міцності ЖТ передбачає розташування отворів на відстані двох радіусів один від одного по вертикалі і по горизонталі.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Для спрощення рішення задачі про довжину ділянки змішання вибирається сегмент ЖТ (рис. 3.5) з отворами і визначається відношення площі ділянки змішання ЖТ до площі одного отвору.

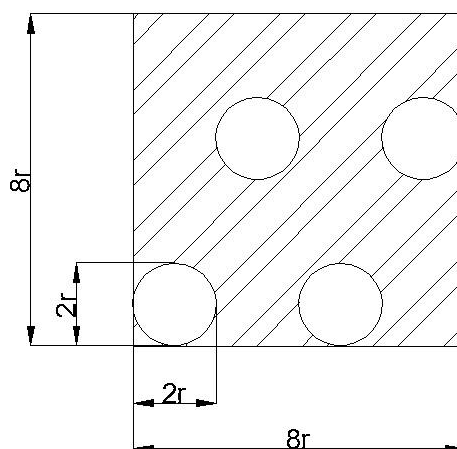


Рисунок 3.5 - Сегмент жарової труби

Звідси відношення площі ЖТ до площі всіх отворів:

$$x = 8r \cdot 8r / 4 \cdot \pi r^2 = 64r^2 / 4\pi r^2 = 16 / \pi$$

Тоді площа ЖТ для пропан-бутанової суміші з технологічним запасом 5 %:

$$S_{ЖТ} = S_{суміш} \cdot x \cdot 1,05 = 11,18 \cdot 10^{-4} \cdot 1,05 \cdot 16 / 3,14 = 59,81 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Для біогазу:

$$S_{ЖТ} = S_{суміш} \cdot x = 17,16 \cdot 10^{-4} \cdot 1,05 \cdot 16 / 3,14 = 91,81 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Звідси визначається довжина ЖТ:

$$L_{суміш} = \frac{S_{ЖТ}}{2\pi R_T} = \frac{8S_{ЖТ}}{\pi^2 R_T} = \frac{8S_{суміш} \cdot x \cdot 1,05}{\pi^2 R_T}. \quad (3.28)$$

Довжина ЖТ пропан бутанової суміші:

$$L_{ЖТ} = \frac{S_{ЖТ}}{2\pi R_T} = \frac{S_{суміш} \cdot x \cdot 1,05}{2\pi R_T} = \frac{59,81 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 0,0317 \text{ м} = 31,7 \text{ мм} \approx 32 \text{ мм}$$

Для біогазу:

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

$$L_{ЖТ} = \frac{91,81 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 0,0487 \text{ м} = 48,7 \text{ мм} \approx 49 \text{ мм}.$$

При використанні в МГТУ декількох видів палива слід приймати найбільшу довжину ЖТ. Площа перетинів і кількість отворів може бути постійною для ЖТ кожного палива або регулюватися, зміною прохідного перетину кожного отвору, наприклад, за схемою, запропонованою на рис. 3.6. У цьому рішенні для зміни кількості і перетину отворів застосовуються дві втулки. Одна містить певну кількість отворів найбільшого перетину, друга певну кількість отворів перетинів найбільшого і найменшого перетину. Зміна робочої кількості і перетину отворів відбувається поворотом.

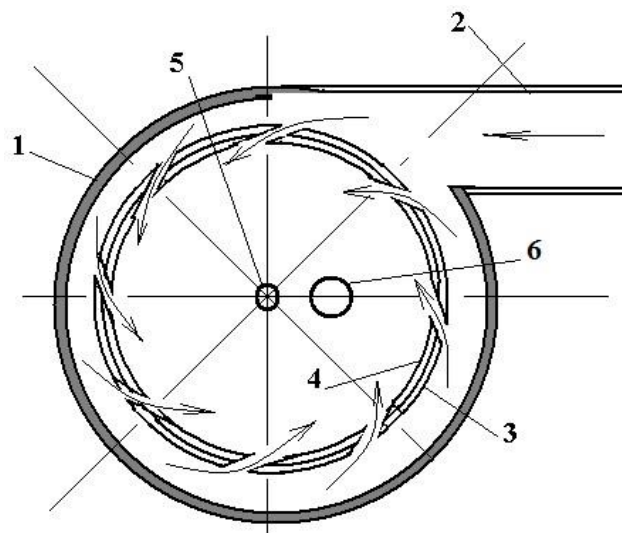


Рисунок 3.6 - Вигляд камери згоряння з регульованими отворами жарової труби

Пристрій містить: корпус 1, канал підведення повітря 2, корпус внутрішньої жарової труби 3, на який надітий зовнішній корпус жарової труби 4, вузол впорскування палива 5, свічку запалювання 6.

Алгоритм розрахунку геометричних параметрів ЖТ включає розрахунки:

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

1. За формулою (3.23) визначається об'єм продуктів згоряння в ЖТ в секунду;
2. За формулою (3.24) розраховується середня швидкість горіння в ЖТ;
3. За формулою (3.17) визначається щільність палива в ЖТ;
4. За формулою (3.25) визначається усереднена швидкість дифузії всього кількості палива, подається в ЖТ;
5. За формулою (3.26) розраховується кількість отворів ЖТ;
6. За формулою (3.27) визначається радіус одного отвору ЖТ;
7. За формулою (3.28) розраховується довжина ЖТ.

3.2.3 Розрахунок геометричних параметрів камери згоряння

При проектуванні конструкції КЗ і ЖТ базовими є обмеження за об'ємом КЗ, що забезпечує повноту згоряння палива з одного боку і мінімізації загальних габаритів КЗ з іншого боку, що дозволяє зменшити матеріалоемність і вартість КЗ. Методика проектування базується на отриманих розрахункових даних за кількістю робочого газу в ЖТ і охолоджуючого повітря за межами ЖТ. Таким чином, за кількістю газів, можна отримати необхідний для горіння об'єм КЗ. Так як для повноти згоряння палива необхідний об'єм, достатній для об'єму робочих газів, то об'єм КЗ визначається об'ємом потоку газів.

Загальний об'єм КЗ складається з об'єму ЖТ, об'єму зони змішання продуктів горіння з повітрям і об'єму сорочки охолодження ЖТ (рис. 3.7). Об'єм ЖТ був визначений в розділі 2.3.2. У разі роботи установки без подачі повітря на сорочку охолодження при $K_{п.о.} = 0$ змішання продуктів горіння з повітрям відбувається в об'ємі ЖТ при горінні палива. Довжина ЖТ в цьому випадку може бути рівна довжині КЗ. Для переведення КЗ, що працює на пропан-бутанової суміші, в режим роботи при $K_{п.о.} = 0$ необхідна установка заглушки в кінці сорочки охолодження ЖТ. β

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

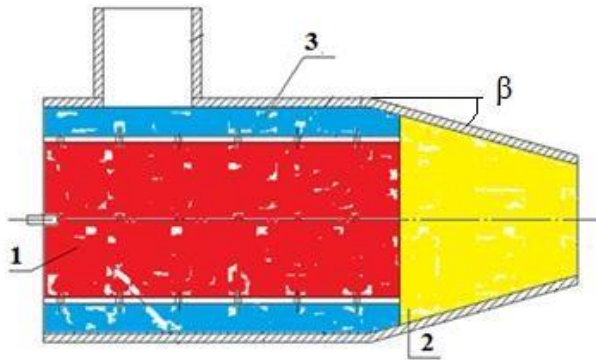


Рисунок 3.7 - Об'єми камери згорання. 1 – жарова труба; 2 – зона охолодження газів; 3 – повітряна сорочка; β – кут звуження КЗ

У зоні змішання КЗ відбувається дифузія газів з ЖТ і повітря з сорочки охолодження.

Довжина дифузії газів ЖТ з рівняння (3.20):

$$L_{\text{диф}} = \frac{2V_{\text{зЖТ}}}{S_{\text{ЖТ}}}$$

Аналогічне рівняння для повітря з сорочки охолодження:

$$L_{\text{диф}} = \frac{2V_{\text{сор}}}{S_{\text{охолКС}}}$$

Звідси довжина зони охолодження $KCL_{\text{охолКС}}$, м:

$$L_{\text{охолКС}} = \frac{2V_{\text{сор}} \cdot S_{\text{ЖТ}}}{2V_{\text{зЖТ}} \cdot 2\pi R_T} = \frac{V_{\text{сор}} \cdot \pi R_T^2}{2\pi R_T V_{\text{зЖТ}}} = \frac{V_{\text{сор}} \cdot R_T}{2V_{\text{зЖТ}}}. \quad (3.29)$$

де $V_{\text{ізЖТ}}$ – об'єм газів з ЖТ;

$V_{\text{сор}}$ – об'єм повітря з сорочки охолодження.

Об'єм повітря в сорочці охолодження ЖТ в секунду $V_{\text{сор}}$ для пропан-бутанової суміші з формули (3.8), м^3 :

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

$$V_{\text{сop}} = \frac{V_{\text{норм}} K_{\text{п.о.}} \cdot 293 \cdot 0.1 \cdot Z}{P_{\text{ком}} \cdot T_{\text{ком}}} =$$

$$= \frac{0.116 \cdot 0.5 \cdot 0.1 \cdot 293 \cdot 1.008}{357 \cdot 0.16882} = 0.00284 \quad (3.30)$$

Для біогазу:

$$V_{\text{сop}} = \frac{0.116 \cdot 0.278 \cdot 0.1 \cdot 293 \cdot 1.008}{357 \cdot 0.16882} = 0.00158.$$

Так як кількість газів, що надійшли дорівнює кількості вихідних, то об'єм газів з ЖТ дорівнює об'єму поступаючих в секунду газів.

Об'єм газів з ЖТ в секунду для пропан-бутанової суміші знаходиться за формулою (3.8), м^3 :

$$V_{\text{ізЖТ}} = \frac{V_{\text{норм}} (1 - K_{\text{п.о.}}) + V_{\text{топ.норм}} \cdot 293 \cdot 0.1 \cdot Z}{P_{\text{ком}} \cdot T_{\text{ЖТ2}}} =$$

$$= \frac{0.116 (1 - 0.5) + 0.001 \cdot 0.1 \cdot 293 \cdot 1.008}{1250 \cdot 0.16882} = 0.0081 \quad (3.31)$$

Для біогазу:

$$V_{\text{ізЖТ}} = \frac{0.116 (1 - 0.278) + 0.007 \cdot 0.1 \cdot 293 \cdot 1.008}{1003 \cdot 0.16882} = 0.0158.$$

Звідси необхідна довжина зони охолодження КЗ $L_{\text{охолКС}}$ для пропан-бутанової суміші з формули (3.30):

$$L_{\text{охолКС}} = \frac{0.00284 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0.0081} = 0.0052 \text{ м} = 5.25 \text{ мм} \approx 6 \text{ мм}$$

Для біогазу:

$$L_{\text{охолКС}} = \frac{0.00158 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0.0158} = 0.0015 \text{ м} = 1.5 \text{ мм}.$$

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

З отриманих значень слід вибирати найбільше при роботі на декількох видах палива.

Внутрішній радіус КЗ визначається двома складовими: діаметром ЖТ і зазором повітряної сорочки ЖТ.

Розрахунок площі зазору повітряної сорочки S_{cop} для пропан-бутанової суміші аналогічний розрахунку за формулою (3.7):

$$S_{cop} = \frac{N_B K_{n.o.}}{p_{омв} \cdot V_{омв}} = \frac{0.15 \cdot 1 - 0.5}{2.63 \cdot 24} = 11.4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 11.4 \text{ см}^2. \quad (3.32)$$

Для біогазу:

$$S_{cop} = \frac{0.15 \cdot 1 - 0.771}{2.63 \cdot 24} = 5.44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 5.44 \text{ см}^2.$$

Звідси формула розрахунку радіусу КС $R_{КС}$:

$$R_{КС} = \sqrt{\frac{S_{cop} + S_{ЖТ} + S_{мет}}{\pi}} = \sqrt{\frac{S_{cop} + \pi \cdot R_T^2 + 2\pi \cdot x_{мет}}{\pi}} = \quad (3.33)$$

$$= \sqrt{\frac{11.4 + 3.14 \cdot 3^2 + 2 \cdot 3.14 \cdot 0.3}{3.14}} = 3.63 \approx 3.7 \text{ см}$$

Для біогазу:

$$R_{КС} = \sqrt{\frac{5.44 + 3.14 \cdot 3^2 + 2 \cdot 3.14 \cdot 0.3}{3.14}} = 3.31 \approx 3.4 \text{ см}$$

де $S_{КС} = 2\pi \cdot x_{мет}$ – площа металу ЖТ ($x_{мет} = 3 \text{ мм}$ завтовшки).

Втратами на тертя для об'єму КЗ можна знехтувати через малі геометричних розміри. З отриманих значень необхідно приймати більше для палив, що розраховуються.

Тоді значення зазору повітряної сорочки визначається рівнянням:

$$X_{cop} = R_{КС} - R_T - x_{мет} = 3.7 - 3 - 0.3 / 2 = 0.2 \text{ см} = 2 \text{ мм}.$$

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для мінімізації втрат тиску повітря в зоні охолодження на місцевих опорах кут звуження повинен становити 80- 85 °. Звідси довжина зони змішання КЗ:

$$L_{охолКЗ} = x_{сор} \cdot tg\beta = R_{КЗ} - R_T - X_{мет} \quad tg\beta = 2 \cdot tg80^\circ = 5.67$$

$$= 2 \cdot 5.67 = 11.34 \approx 11 \text{ мм}$$
(3.34)

Загальна довжина КЗ:

$$L_{КЗ} = L_{охолКЗ} + L_{ЖТ} = 49 + 11 = 60 \text{ мм.}$$
(3.35)

Отримані значення були використані при проектуванні КЗ установки 5-30, представленої на рис. 3.8.



Рисунок 3.8 - Камера згоряння МГТУ 5-30

Алгоритм розрахунку геометричних параметрів камери згоряння включає:

1. Визначення об'єму газів з ЖТ і об'єму повітря в сорочці; охолодження ЖТ в секунду за формулами (3.30) і (3.31);
2. Визначення довжини зони охолодження КЗ за формулою (3.29);
3. Розрахунок площі зазору сорочки охолодження ЖТ за формулою (3.32);
4. Розрахунок радіуса КЗ за формулою (3.33);

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

5. Визначення довжини зони змішання КЗ з мінімізацією втрат тиску за формулою (3.34);

6. Розрахунок загальної довжини КЗ за формулою (3.35).

3.3 Розрахунок параметрів силової турбіни

В якості методики проектування силової турбіни обрана традиційна методика, описана в [15] і [16].

За проведеними розрахунками був виготовлений вузол силової турбіни МГТУ 530 для пропан-бутанової суміші, наведений на рис. 3.9 і 3.10.



Рисунок 3.9 - Сопло силової турбіни.



Рисунок 3.10 - Перша ступінь силової турбіни

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

3.4 Розробка системи управління

Для безпечної та ефективної роботи установки потрібна система автоматичного управління, що дозволяє здійснювати регулювання всіма необхідними параметрами в потрібній заданій послідовності з дотриманням заданого режиму горіння.

В якості системи управління газотурбінної установки в МГТУ 5-30 використовується аналогова схема (рис. 3.11), що складається з приладів, датчиків, перемикачів і реле, що використовуються для регулювання роботи різних систем МГТУ.

На панелі управління (рис. 3.12) знаходяться п'ять двохпозиційних тумблерів і блок управління системою запалювання. Як вимірвальна апаратура також використовується манометр тиску газу, що подається, лампи показників наявності тиску масла в підшипнику турбокомпресора (рис. 3.13) і на маслофільтрі.

Алгоритм запуску та вимикання установки включає наступну послідовність.

Запуск установки починається з включення тумблера №1, що відповідає за загальне включення і виключення живлення системи управління.

Далі необхідно включити тумблер №3, який відповідає за включення і виключення стартового компресора (СК) і замикає загальне коло живлення насоса подачі масла. У колі живлення насоса масла є показники наявності тиску масла в маслосистемі на рівні маслофільтра, турбокомпресора і реле контролю тиску використовуваного масла марки SAE 5-30. Реле СК, що живиться від мережі 220 В, замикається в разі наявності тиску масла 2 кг/см^2 і розмикається при його зниженні. У разі припинення живлення або відключення маслосистема автоматика установки негайно припиняє роботу через можливість ушкодження турбокомпресора.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

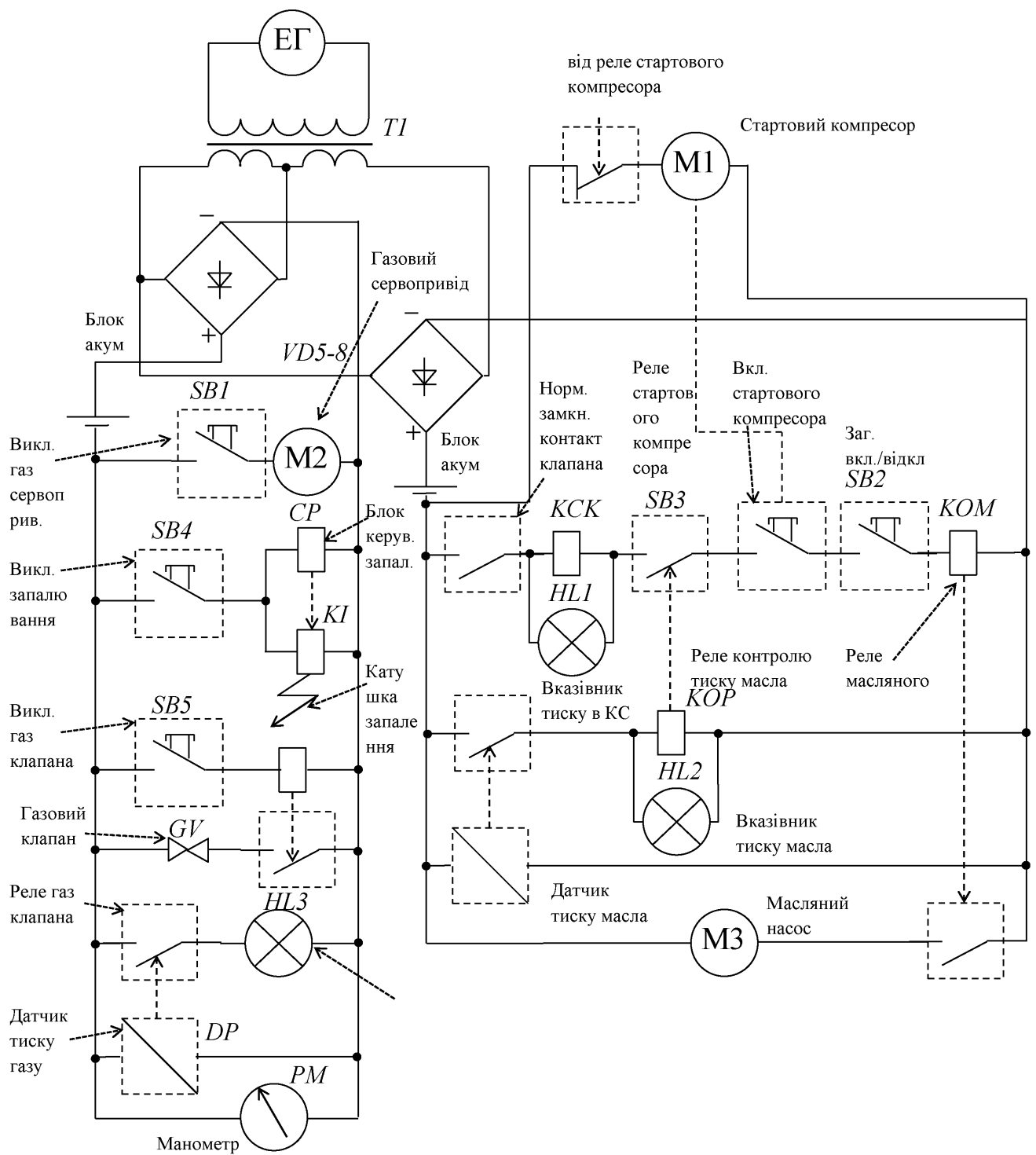


Рисунок 3.11 - Електрична схема управління МГУ 5-30

Робота системи СК установки показана на рис. 3.14

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ 19-065.00.00.000ПЗ

Арк.

71

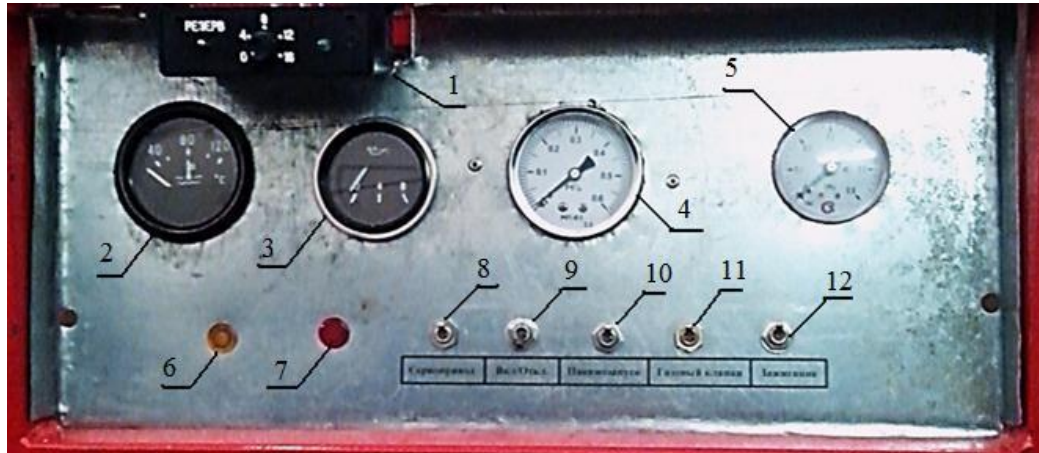


Рисунок 3.12 - Панель управління МГТУ 5-30

1 – електронний блок системи запалювання, 2 – показчик температури масла; 3 – показчик тиск масла; 4 – манометр тиску в камері згоряння; 5 - манометр тиску в газовій магістралі; 6 – індикатор виходу на нормальний режим; 7 – індикатор тиску масла; 8- 12 – тумблери №1-5



Рисунок 3.13 - Стартовий компресор з зворотним клапаном
1 – турбокомпресор; 2 – стартовий компресор; 3 – зворотний клапан з нормально замкнутим контактом

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

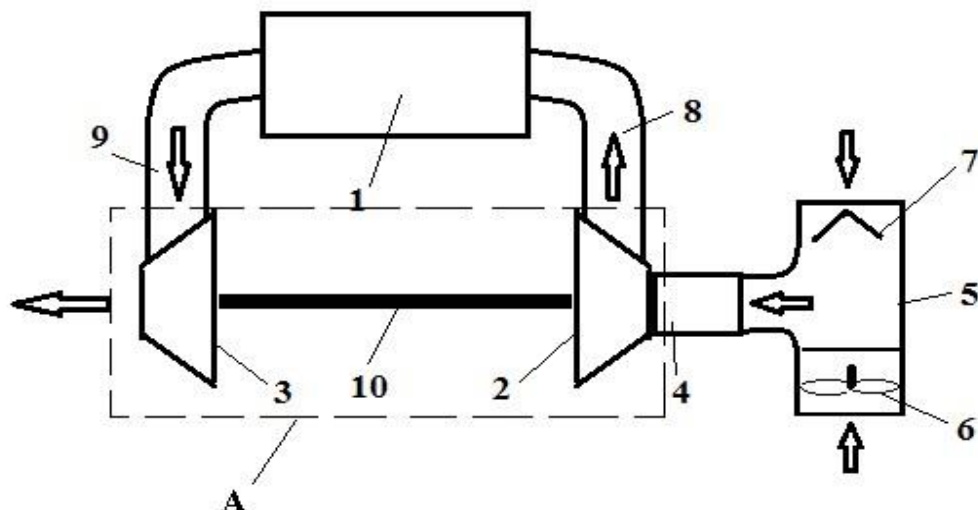


Рисунок 3.14 - Система запуску і охолодження мікро- газотурбінного двигуна

Коло живлення СК також містить реле, пов'язане з нормально замкнутим контактом на зворотному клапані подачі повітря, що відповідає за автоматичне відключення СК при виході на робочий режим.

Далі включається тумблер №4 живлення системи запалювання.

Одночасно з ним включається тумблер №5 живлення газового клапана, що відкриває подачу газу в камеру згорання. Таким чином, в системі реалізується подвійний захист від несанкціонованої подачі газу.

Після включення тумблера №5 в камері згорання починається горіння газу, яке відбувається за рахунок повітря, що подається в СК.

При виході на робочий режим і компресор ТК починає працювати на повну потужність, що призводить до відкриття зворотного клапана. Контакт на зворотному клапані СК розмикається і СК перестає працювати.

Для зупинки перед встановленням слід звернути увагу на те, щоб відключити тумблери в зворотній послідовності.

Тумблерами № 5 і 4 припиняють процес горіння в КЗ.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після цього відбудеться різке зниження потужності компресора ТК і зворотний клапан СК закриється, замкнучи контакти, що живлять коло реле СК, що включить СК для охолодження камери згоряння і лопатки турбіни.

Після охолодження установки тумблери № 3,2,1 послідовно переводяться в режим вимкнення.

Запуск ротора мікро газотурбінного двигуна, що складається з компресора 2, валу ротора 10 і турбіни 3 (турбокомпресор ДВЗ – А), здійснюється за рахунок тиску повітряної маси, створюваної пусковим компресором 6 на компресор двигуна 2 через подвійний повітрязабірник 5 і перехідну муфту 4 при закритому зворотному клапані 7. Охолодження мікро газотурбінного двигуна здійснюють за рахунок подачі повітряної маси через компресор двигуна 2, холодний повітропровід 8, камеру згоряння 1, турбіну 3, гарячий повітропровід 9 через подвійний повітрязабірник 5 і перехідну муфту 4, створюване пусковим компресором 6, що забезпечує обертання ротора при відсутності подачі палива до його охолодження. Відсутність жорсткого зв'язку і обертання з високою частотою передавального крутного моменту механізму забезпечують застосуванням пускового компресора 6. Примусове охолодження мікро газотурбінного двигуна здійснюють без згоряння палива, за рахунок включення пускового компресора 6 з плавним зниженням його частоти обертання і відключення його після досягнення температури двигуна 100 – 80° С.

3.5 Розрахунок ККД газотурбінної установки

Теоретичний електричний ККД МГТУ розраховується виходячи з відношення електричної потужності установки до теплової потужності палива.

Розрахункова електрична потужність по формулі (2.7), кВт:

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

$$N_{el} = \frac{N_g \cdot Q_T \cdot \eta_{e.z.} \cdot \eta_{e.t.} \cdot (1 - P)}{\alpha \cdot L_o} =$$

$$= \frac{0.15 \cdot 3600 \cdot 10 \cdot 0.75 \cdot 0.9 \cdot (1 - 0.7)}{4.37 \cdot 15.2} = 16.46$$

Звідси розрахунковий електричний ККД за даними з таблиці 2.2 теоретичної потужності МГТУ 5-30 і пропан-бутанової суміші:

$$\eta_{el} = \frac{N_{el}}{Q_T} \cdot 100\% = \frac{16.46}{10 \cdot 0.0024 \cdot 3600} \cdot 100\% = 19\% \quad (3.36)$$

Розрахунковий тепловий ККД розраховується виходячи зі співвідношення виробленої теплової потужності установки до теплової потужності згорілого палива.

Розрахункова тепла потужність виходить з МГТУ газового потоку:

$$N_{тепл} = N_g + N_T \cdot c_{рmTmk} \cdot T_{вих.ном} - T_{атм} = 0,1524 \cdot 3600 \cdot 1,055 \cdot 663 - 293 =$$

$$= 202585,32 \text{ кДж} = 56,3 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Звідси розрахунковий тепловий ККД МГТУ 5-30 і пропан-бутанової суміші:

$$\eta_{тепл} = \frac{N_{тепл}}{Q_T \cdot N_T} \cdot 100\% = \frac{56,3}{10 \cdot 0,0024 \cdot 3600} \cdot 100\% = 65,1\%.$$

Після розрахунку параметрів КС аналогічні значення ККД будуть отримані для будь-якого іншого виду газоподібного палива.

3.6 Висновки до розділу

1. При використанні турбокомпресора від ДВЗ необхідною умовою його роботи є дотримання температурних режимів на лопатках турбіни. Вибрана методика розрахунку дозволяє за відомими значеннями параметрів

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

знайти гранично допустиму температуру на вході в турбіну, яка є визначальною для роботи всього комплексу камера згорання-турбокомпресор.

2. Параметри роботи камери згорання визначаються коефіцієнтом надлишку повітря. Розроблений метод розрахунку коефіцієнта надлишку повітря на відміну від існуючих методів заснований на врахуванні впливу отворів подачі повітря жарової труби на температуру потоків у камері згорання.

3. За використаною методикою удосконалений прохідний перетин паливного каналу, що дозволяє працювати МГТУ з будь-яким газоподібним паливом.

4. Використана методика розрахунку, на відміну від тих, що звичайно використовуються, дозволяє розрахувати всі необхідні параметри камери згорання для МГТУ, які працюють на різних видах газоподібного палива.

5. Для безпечної та ефективної роботи установки була створена система автоматичного управління, що дозволяє здійснювати регулювання всіма необхідними параметрами в потрібній заданій послідовності з дотриманням заданого режиму горіння.

6. Отримане теоретичне значення ККД МГТУ становить: електричне – 19 %, теплове – 65,1 %.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ТА ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Основні вимоги безпеки до улаштування та експлуатації технологічного обладнання

Загальні вимоги безпеки до конструкції виробничого обладнання встановлені ДНАОП.

Безпека виробничого обладнання забезпечується [17]:

- при проектуванні - дотриманням принципів технологічності і ергономічності конструкції, застосуванням раціональних кінематичних схем, принципу безперервності процесу, дистанційного або автоматичного управління, забезпеченням запобіжними та захисними системами;
- при виготовленні - застосуванням сучасних технологій машинобудування, дотриманням передбачених допусків та посадок;
- при збірці та монтажі - точним дотриманням технології;
- при експлуатації - своєчасним обслуговуванням та профілактичними оглядами, дотриманням експлуатації, тощо.

Виробниче обладнання має бути пожежо- і вибухобезпечним. Воно не повинно створювати небезпеки в результаті дії вологості, сонячної радіації, механічних коливань, високих і низьких тисків і температур, агресивних речовин і мікроорганізмів.

Важливою умовою безпечної експлуатації обладнання є дотримання вимог санітарних норм і правил, галузевих стандартів і правил техніки

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розробив</i>		Юкало Д. М.			4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ТА ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевірів</i>		Козак К.М.					77	
<i>Консульт.</i>		Гурик О.Я.				<i>зр.ЕТзс-42, ФПТ, ТНТУ</i>		
<i>Н. Контр.</i>		Вакулєнко О.О.						
<i>Зав каф.</i>		Тарасєнко М.Г.						

безпеки щодо розмірів виробничих приміщень, галерей і тунелів, мінімальної висоти до низу виступаючих будівельних конструкцій, ширини проходів.

Матеріали, що застосовуються в конструкції виробничого обладнання, не повинні бути небезпечними і шкідливими. Складові частини обладнання (в тому числі трубопроводи, проводка, кабелі і т.п.) повинні виконуватися з таким розрахунком, щоб виключалась можливість їх випадкового пошкодження, що може створити небезпеку. Конструкція обладнання, що має газо-, паро-, пневмо-, гідросистеми та інші, повинна відповідати вимогам безпеки для цих систем [17].

Рухомі частини обладнання, що є джерелом небезпеки, повинні бути огорожені, за виключенням частин, огороження яких не допускається за їх функціональним призначенням. У цих випадках передбачається сигналізація, що попереджує про пуск машин в роботу, засоби зупинки і відключення джерел енергії. При наявності машин значної довжини (наприклад, транспортерів) засоби зупинки повинні розміщуватись не рідше як через кожні 10 м їх довжини.

Елементи конструкцій виробничого обладнання не повинні мати гострих кутів, кромки і поверхонь з нерівностями, що становлять собою джерело небезпеки, якщо їх наявність не визначається функціональним призначенням обладнання.

Конструкція обладнання повинна виключати можливість випадкового дотику працюючих до гарячих і переохолоджених частин. Виділення і поглинання обладнанням тепла, а також виділення їм вологи у виробничих приміщеннях не повинно перевищувати гранично допустимі! рівні (концентрації) в межах робочої зони.

Виробниче обладнання, обслуговування якого пов'язане із переміщенням персоналу, має бути обладнане безпечними і зручними за конструкцією і розмірами проходами і пристосуваннями для ведення робіт (робочими майданчиками, драбинами тощо).

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

При необхідності, конструкція обладнання повинна передбачати установлення місцевого освітлення, що відповідає умовам експлуатації, при цьому повинна виключатись можливість випадкового доторкання людини до струмоведучих частин системи освітлення.

Конструкцією виробничого обладнання повинна передбачатись сигналізація, а у разі потреби і засоби автоматичної зупинки і відключення обладнання від джерел енергії при небезпечних несправностях, аваріях і при режимах роботи, близьких до небезпечних. В необхідних випадках виробниче обладнання повинно мати засоби гальмування, ефективність дії яких має бути достатня для забезпечення безпеки і відповідати вимогам стандартів на вироби. Спрацьовування термінової зупинки не повинно створювати небезпеки для працюючих або аварійної ситуації [17].

Робочі органи обладнання, що мають затискні і. підйомні пристрої та їх приводи, мають бути обладнані засобами, що запобігають виникненню небезпеки при повному чи частковому припиненні подачі енергоносіїв (електричного струму, рідини в гідросистемах, стисненого повітря тощо), а також засобами, які унеможливають самовключення приводів робочих органів при відновленні подачі енергоносіїв.

Конструкція обладнання повинна передбачати захист від ураження електричним струмом (включаючи випадки помилкових дій обслуговуючого персоналу), а також виключати можливість накопичення зарядів статичної електрики в небезпечних кількостях. Виробниче обладнання, в якому є кола, вміщуючі електричні ємності, слід обладнувати пристроями для зняття залишкових електричних зарядів.

Важливе значення має правильне проектування, улаштування та експлуатація органів управління обладнанням, як одного з основних елементів систем, що забезпечує його безпечну експлуатацію. Органи управління повинні відповідати таким вимогам: кнопки "Пуск" для уникнення випадкового їх включення мають бути заглиблені в корпуси

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

коробок управління; кнопки "Стоп" повинні виступати і бути пофарбовані в червоний колір і встановлені в тих місцях, де частіше всього виникає чи може виникнути необхідність у терміновій зупинці обладнання.

Гарячі поверхні теплоізолюються, і допустима температура поверхні ізоляції не повинна перевищувати 35°C - для приміщень особливо небезпечних і підвищеної небезпеки згідно з ПУЕ і 45 °C - для приміщень без підвищеної небезпеки.

Обладнання, яке в процесі роботи виділяє виробничі шкідливості (пил, дим, пару, газ, вологу) в навколишнє середовище, повинно бути герметизоване і забезпечене аспіраційними вентиляційними установками.

4.2 Особливості електротравматизму, електричний струм як чинник небезпеки

Електротравми відбуваються при потраплянні людини під напругу в результаті доторкання до елементів електроустановки з різними потенціалами, чи потенціал яких відрізняється від потенціалу землі, в результаті утворення електричної дуги між елементами електроустановки безпосередньо, або між осінніми і людиною, яка має контакт з землею, а також в результаті дії напруги кроку [17].

Електротравми в загальному виробничому травматизмі складають біля 1 %, а в смертельному - біля 15-20 %. Останнє свідчить про зміщення виду електротравм у бік тяжких, що є однією з особливостей електротравматизму.

Особливістю електротравматизму є також те, що на електроустановки напругою до 1 кВ припадає до 70-80 % електротравм зі смертельними наслідками, а на електроустановки, пац тою понад 1 кВ, - до 20-30 %.

Приведений розподіл електротравм за величиною напруги електроустановок обумовлюється не тільки більшою розповсюдженістю

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

електроустановок напругою до 1 кВ, але, в більшій мірі, ще й тим, що такі установки доступні більшому загалу працівників, які мають недостатньо чіткі уявлення щодо небезпеки електричного струму та вимог безпеки при експлуатації електроустановок.

До установок, напругою понад 1 кВ, має доступ обмежена кількість працівників, які повинні мати достатній рівень підготовки з питань електробезпеки - відповідну вимогам чинних нормативів групу з електробезпеки.

В порівнянні з іншими видами травматизму, електротравматизму характерні такі особливості:

– людина не в змозі дистанційно, без спеціальних приладів, визначити наявність напруги, а тому дія струму, зазвичай, є раптовою, і захисна реакція організму проявляється тільки після потрапляння під напругу;

– струм, що протікає через тіло людини, діє на тканини і органи не тільки в місцях контакту зі струмопровідними частинами і на шляху протікання, але й рефлекторно, як надзвичайно сильний подразник, впливає на весь організм, що може призводити до порушення функціонування життєво важливих систем організму — нервової, серцево-судинної систем, дихання;

– електротравми можливі без дотику людини до струмопровідних частин — внаслідок утворення електричної дуги при пробіі повітряного проміжку між струмопровідними частинами, або між струмопровідними частинами і людиною, чи землею;

– розслідуванню, обліку і аналізу, в основному, доступні тяжкі електротравми та електротравми зі смертельними наслідками, що негативно впливає на профілактику електротравм.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Виходячи з зробленого аналізу літератури на тему виробництва газотурбінного устаткування, зроблено висновок, що мікро газотурбінні установки в Україні не виробляються. Також встановлено, що МГТУ в технологічних процесах сільськогосподарського виробництва широко не використовуються.

2. Вибрано методики розрахунку, які дозволяють створити МГТУ на основі турбокомпресорів ДВЗ, що промислово випускаються із електричною потужністю від 3 до 35 кВт.

3. Для безпечної та ефективної роботи установки була створена система автоматичного управління, що дозволяє здійснювати регулювання всіма необхідними параметрами в потрібній заданій послідовності з дотриманням заданого режиму горіння.

4. Отримане теоретичне значення ККД МГТУ становить: електричний – 19 %, тепловий – 65,1 %.

5. Серійне виробництво МГТУ за вибраною методикою доцільно, оскільки вартість 1 кВт встановленої потужності повинна бути в два рази дешевше існуючих на ринку мікро- газотурбінних установок при подібних технічних параметрах МГТУ.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		Юкало Д. М.						
<i>Перевірів</i>		Козак К.М.					82	
<i>Консульт.</i>		Козак К.М.				гр.ЕТЗс-42, ФПТ, ТНТУ		
<i>Н. Контр.</i>		Вакуленко О.О.						
<i>Зав каф.</i>		Тарасенко М.Г.						

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Джеджула В. В. Альтернативні джерела енергозабезпечення фермерських господарств / В. В.Джеджула, Л. Л. Демченко // Індивідуальний житловий будинок. Книга за матеріалами третьої республіканської науково-технічної конференції. – Вінниця. – 2001. – С. 137–141.
2. Фаворский О.Н. Газотурбинные установки в энергетике –важнейший путь экономии топливно-энергетических ресурсов // Двигатель №4, 2011. – 122 с.
3. Шеберов П. А. Анализ современных микро турбинных двигателей/ Шеберов П. А., Фирсова Е. В. // Современная техника и технологии. – 2014. – №5. – С. 12-17.
4. Никитин О. Микро турбины в борьбе за потребителя // Экологические системы. – 2012 . – №11. – С. 45-49.
5. Радченко А.Н. Энергосберегающая модернизация газоперекачивающих станций на основе теплоиспользующих холодильных машин. – Мик.: Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова. – 2008. – 176 с.
6. Elliott Energy Systems, Inc. micro turbine presentation // <http://www.ewh.ieee.org> .
7. D. Ainsworth.GT2003-39026 Micro turbine developments at Bowman power sys-tems – recuperator evaluation. // Bowman presentation, 2003.
8. Elliott Energy Systems, Inc. Technical introduction TA 100 R CHP. 100 кВт // НПП «Madec», Kiev, Ukraine, 2008.

					КРБ 19-065.00.00.000ПЗ					
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ					
<i>Розробив</i>	<i>Юкало Д. М.</i>							<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевірів</i>	<i>Козак К.М.</i>								83	
<i>Консульт.</i>	<i>Козак К.М.</i>							гр.ЕТЗс-42, ФПТ, ТНТУ		
<i>Н. Контр.</i>	<i>Вакуленко О.О.</i>									
<i>Зав каф.</i>	<i>Тарасенко М.Г.</i>									

9. T. Hynes. The benefits of small-scale cogeneration using micro turbines. // Bow-man company conference, January 20-22, 2004. – 177-189 pp.
10. James Watts. Micro turbine developments at Ingersoll-Rand energy systems //ASME Turbo Expo GT2005-69158, 2005. – 157-163 pp.
11. Final ATS annual program review meeting // U.S. Department of Energy, Alexandria, December 4-6, 2000. – 133-138 pp.
12. Micro-turbine generators. Edited by Moore M.J. // Professional Engineering,USA, 2002 . – 211-217 pp.
13. Гуцин С.Н. Расчёт горения топлив/ Гуцин С.Н., Казяев М.Д. // Екатеринбург, УГТУУ- ПИ, 1995. – с. 214.
14. Беляев Н.М. Расчет пневмогидравлических систем ракет // Машиностроение, Москва, 1983. – 187 с.
15. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Теория и проектирование ступени газовой турбины. Учебное пособие // Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва 2006. – 201 с.
16. Михальцев В.Е., Манушин Э.А., Чернобровин А.П. Теория и проектирование газотурбинных установок. Учебное пособие // Машиностроение, Москва, 1977. – 157 с.
17. Гандзюк, М. П. Основи охорони праці [Текст] : підручник / М. П. Гандзюк, Є. П. Желібо, М. О. Халімовський ; за ред. М. П. Гандзюка ; МОН України. – 4-е видання. – К. : Каравела, 2008. – 384 с.

					КРБ 065.19.00.00.000ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84