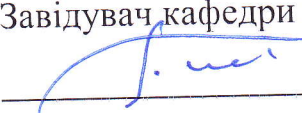


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


" 12 " 12 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Розробка та дослідження ГТА з регенерацією та когенерацією
тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для
електростанції*

Виконав:

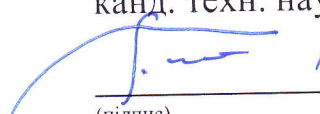
студент групи 6231м


(підпис)

Татаров О. О.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент


(підпис)

Ващиленко М.В.

Миколаїв – 2024 р.

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

Кафедра _____ турбін _____
Спеціальність _____ 142 "Енергетичне машинобудування" _____
Освітня програма _____ "Газотурбінні установки і компресорні станції" _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

“ ”

_____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

Студенту _____ Татарову О. О. _____

1. Тема роботи:

" Розробка та дослідження ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції"

Керівник роботи: _____ канд. техн. наук, доцент Ващиленко М.В. _____

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2024 року

2. Термін подання роботи: _____ 20.12.2024 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

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

4.1. Огляд літератури та аналіз сучасних досліджень в області підвищення ефективності ГТА складних термодинамічних циклів.

4.2. Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД для електростанції.

4.3. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД.

4.4. Дослідження та оптимізація параметрів термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД.

4.5. Вибір та обґрунтування параметрів схеми перспективного ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД для електростанції.

4.6. Конструктивні розрахунки, компоновання та конструювання ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД для електростанції.

4.7. Заходи по техніці безпеки, та охороні праці.

4.8. Заходи по захисту навколишнього середовища, ЦО

5. Перелік графічного матеріалу

5.1. Теплова схема та термодинамічний цикл ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД.

5.1. Основні положення математичної моделі для дослідження циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД.

5.2. Ілюстративний матеріал по результатах дослідження

5.3. Компоновочне креслення ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД для електростанції.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. _____ Дата _____ видачі _____

завдання _____

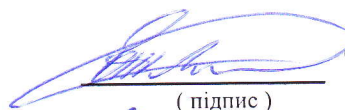
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи (КР)	Термін виконання етапів	Примітка
1	Інформаційний пошук	01.09.2024	
2	Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД	10.09.2024	
3	Розробка математичної моделі для дослідження циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД	20.09.2024	
4	Дослідження та оптимізація параметрів циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД	10.10.2024	
5	Конструктивні розрахунки, компоновання та конструювання ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД	1.11.2024	

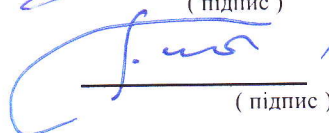
6	Компоновочне креслення ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД для електростанції	25.11.2024	
7	Охорона праці	2.12.2024	
8	Охорона навколишнього середовища	10.12.2024	
9	Оформлення КР та подання її до захисту	20.12.2024	

Студент

Керівник роботи


(підпис)

Татаров О. О


(підпис)

Ващиленко М.В.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Навчально-науковий машинобудівний інститут

Кафедра турбін

**ПОЯСНЮВАЛЬНА
ЗАПИСКА**

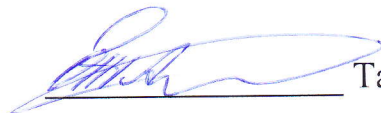
до кваліфікаційної роботи

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: *Розробка та дослідження ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції*

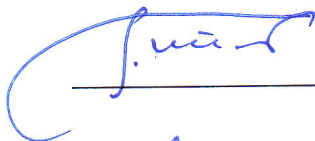
В роботі проведено аналіз сучасних досліджень та розробок в області підвищення ефективності комбінованих та контактних ГТА; розроблено математичну модель для дослідження термодинамічного циклу та досліджено схему і термодинамічний цикл ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД; проведено оптимізацію та аналіз параметрів термодинамічного циклу ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД; проведено термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД; необхідні конструктивні розрахунки; огляд заходів з техніки безпеки, та охорони праці, а також заходи по захисту навколишнього середовища, ЦЗ при використанні розроблюваного ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД на компресорній станції.

Студент групи 6231м



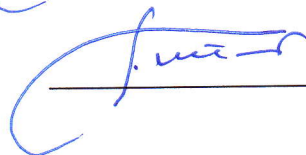
Татаров О. О.

Керівник роботи



Ващиленко М.В.

Завідувач кафедри



Патлайчук В.М.

Миколаїв 2024 р.

3MICT

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА.....	2
АНОТАЦІЯ	7
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	8
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБ- ЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТА СКЛАДНИХ ТЕРМОДИНАМІЧ- НИХ ЦИКЛІВ	11
1.1. Когенераційні газотурбінні установки.....	12
1.2. Методи підвищення ефективності ГТА з використанням регенерації тепла ві- дхідних газів.....	14
1.3. Постановка задачі дослідження	22
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА СХЕМИ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ГТА З РЕ- ГЕНЕРАЦІЄЮ ТА КОГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ГТД ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ.....	23
2.1. Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією та когенера- цією тепла відхідних газів ГТД.....	24
2.2. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з реге- нерацією та когенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД	26
2.3. Дослідження та оптимізація параметрів термодинамічного циклу ГТА з реге- нерацією та когенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД	31
РОЗДІЛ 3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ГТА З РЕ- ГЕНЕРАЦІЄЮ ТА КОГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ГАЗІВ, ЩО ВІДХОДЯТЬ З ГТД.....	36
3.1. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з регенерацією та когенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД на режимі повної потужності	37
РОЗДІЛ 4 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУ- ДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ	43
4.1. Визначення габаритних розмірів осьового компресору ГТД.....	44
4.2. Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД.....	49
4.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД.....	51

Підпис і дата		2.1. Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД.....	24
Інв. № дубл.		2.2. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з регенерацією та когенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД	26
Взам. інв. №		2.3. Дослідження та оптимізація параметрів термодинамічного циклу ГТА з регенерацією та когенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД	31
Підпис і дата		РОЗДІЛ 3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ГТА З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ ТА КОГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ГАЗІВ, ЩО ВІДХОДЯТЬ З ГТД	
Інв. № подл.		3.1. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з регенерацією та когенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД на режимі повної потужності	37
		РОЗДІЛ 4 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ	
		4.1. Визначення габаритних розмірів осьового компресору ГТД.....	44
		4.2. Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД.....	49
		4.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД.....	51
		ДП.142.6231м.21.3.ПЗ	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис
			Дата
		Арк.	
		5	

4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД	58
4.4.1. Визначення габаритних розмірів регенератора ГТА.....	58
4.4.2. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за регенератором ..	61
РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ	62
5.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції .	64
5.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будівлі електрос- танції (система піногасіння)).....	68
5.3. Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів.	71
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	74
6.1. Аналіз шкідливої дії вихлопних газів ГТД на навколишнє середовище.....	75
6.2. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів вихлопних газів	79
6.3. Заходи, прийняті в проектованому двигуні для зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище	84
РОЗДІЛ 7 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ	86
7.1. Обґрунтування необхідності проведення аналізу видів й наслідків відмов при функціонуванні електростанції.....	87
7.2. Аналіз видів й наслідків відмов при функціонуванні електростанції	89
7.2.1. Визначення наслідків відмов елементів системи ГТД.....	89
7.2.2. Аналіз видів й наслідків відмов.....	90
7.3. Аналіз проведеного дослідження стійкості роботи газотурбінної електроста- нції.....	95
ВИСНОВКИ.....	96
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	97

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.3.ПЗ					Арк.
										6

Анотація

до дипломного проекту на тему:

«Розробка та дослідження ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції»

Згідно з завданням кафедри «Турбін» розроблено контактний ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції.

Розроблений агрегат має такі технічні характеристики:

- номінальна потужність $N_e = 10$ МВт;
- температура газу перед ТВТ $T_3 = 1510$ К;
- ефективний ККД ПГТА $\eta_e = 37,61$ %;
- питома потужність $N_{um} = 289,26$ кВт/(кг/с);
- питома витрата палива $g_T = 0,1913$ кг/(кВт·год.);
- загальна міра підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{\kappa\Sigma} = 7,5$;
- частота обертання вихідного вала ГТД $n_{\text{т}} = 3000$ об/хв.;
- ресурс агрегату — 80000 годин (9 років);
- ресурс ГТД до капітального ремонту — 20000 годин.

В процесі проектування проведені наступні заходи:

1. Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату;
2. Розрахунок теплової схеми агрегату на режимі повної потужності;
3. Визначення габаритних розмірів основних елементів установки;
4. Конструктивні розрахунки, компоновання та конструювання ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції;
5. Заходи по техніці безпеки, та охороні праці;
6. Заходи по захисту навколишнього середовища, ЦЗ.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.12.А.ПЗ	Арк.
						7

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВНА – вхідний напрямний апарат

ВП – вхідний пристрій

ГТА – газотурбінний агрегат

ГТД – газотурбінний двигун

КВПТ – коефіцієнт відновлення повного тиску

КВТ – компресор високого тиску

ККД – коефіцієнт корисної дії

КНТ – компрессор низького тиску

МГ – магістральний газопровід

НА – напрямний апарат

НЛ – напрямна лопатка

ОВ – опорний вінець

ПГУ – парогазова установка

РК – робоче колесо

РЛ – робоча лопатка

СА – спрямный аппарат

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.СС.ПЗ		
					Арк.		
					8		

ВСТУП

Електростанції на базі сучасних газових турбін відрізняються високою маневреністю – час пуску і виходу на режим номінальної потужності становить не більше 15-20 хв. Електричний ККД сучасних ГТУ досягає 35 ... 40%, при якому витрата умовного палива на 1 кВт електричної потужності не перевищує 340-360 г у.п./кВт. До того ж ці установки:

- мають низький рівень шкідливих викидів, що відповідає вимогам Директиви 2010/75/ЄС (по NO_x не більше 50 мг/нм³ і по СО не більше 100 мг/нм³);
- відрізняються відносно невисоким рівнем питомих капітальних витрат на 1 кВт встановленої електричної потужності і в залежності від комплектації можуть становити 500-750 \$ / кВт;
- мають невелику масу і габарити, що дозволяє їх легко транспортувати будь-яким видом транспорту, а сама електростанція займає порівняно невелику площу;
- не вимагають будівництва капітальних споруд, відрізняються простою обслуговування і меншими вимогами до інфраструктури;
- доставляються на майданчик електростанції з високим рівнем заводської готовності і тому швидко монтуються і підключаються.

Представлена кваліфікаційна робота присвячена вирішенню проблеми збільшення показників ефективності газотурбінних двигунів за рахунок введення у схему регенератора, у якому здійснюється підігрів циклового повітря після компресора перед подачею його в камеру згоряння за рахунок залишкового енергоресурсу відхідних газів ГТД.

Мета і завдання дослідження. Метою даної наукової роботи є розробка і дослідження ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції, що може бути реалізованим з використанням вітчизняних технологій та вузлів вже існуючих двигунів.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.ВС.ПЗ	Арк.
						9

Об'єкт дослідження – процеси у термодинамічному циклі ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції.

Предмети дослідження – термодинамічний цикл і теплова схема ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції.

Методи дослідження – математичне моделювання термодинамічних процесів в ГТА, оптимізація параметрів та аналіз показників, що характеризують економічність енергетичних установок та обладнання; також проведення числового дослідження, оптимізаційних розрахунків та аналізу за допомогою спеціально розробленого комп'ютерного програмного забезпечення.

Інв. № подл.						Підпис і дата							
								Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.ВС.ПЗ		Арк.						
							10						

[illegible]

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТА СКЛАДНИХ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ

1.1. Когенераційні газотурбінні установки

Газотурбінні установки, що забезпечують спільне вироблення електричної і теплової (у котлі-утилізаторі у вигляді пари чи гарячої води) енергії, одержали назву когенераційних. Електрична потужність у таких установках визначається потужністю газотурбінного двигуна, а величина теплової потужності може змінюватися в широких межах при виборі схеми теплоутилізаційного контуру (парового чи водяного, спільного парового і водяного або контуру, оснащеного додатковою камерою згоряння та ін.).

Когенераційні установки мають високе значення коефіцієнта використання хімічної енергії палива ($K_{ВП} = 75...85 \%$) і найбільш ефективні як електростанції для промислових підприємств та комунальних господарств, де є постійна потреба як в електричній, так і в тепловій енергії у вигляді гарячої води чи пари.

У даний час теплоенергетика України має ідеальні умови для застосування технологій когенерації. Протягом десятиліть створювалася розгалужена система котелень для централізованого теплозабезпечення і гарячого водопостачання в містах та великих населених пунктах, яка забезпечувала близько 85 % необхідної теплової енергії. З екологічних причин переважна більшість котелень муніципального теплопостачання працює на природному газі, завдяки чому частка газу у витраті палива на теплопостачання перевищує 75 %. Усього на опалення витрачається більше 20 % газу, споживаного економікою цих країн. Ще 60...70 % природного газу витрачається в промисловій теплоенергетиці, де також існує можливість застосування комбінованого виробництва електричної енергії і тепла, використовуваного далі в технологічних процесах.

Масове впровадження когенераційних технологій у теплоенергетиці забезпечить підвищення техніко-економічних показників устаткування, приведе до значної економії паливно-енергетичних ресурсів, зменшить шкідливий вплив на навколишнє середовище, дасть стимул до розвитку вітчизняного енергомашинобудування.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.01.ПЗ	Арк.
						12

Практично всі фірми-виробники України в даний час поряд з розробкою стаціонарних газотурбінних агрегатів виконують проектування тепло утилізаційних контурів, які дозволяють створювати на базі даних ГТА когенераційні газотурбінні установки.

НВКГ "Зоря"- "Машпроект" має 30-літній досвід створення когенераційних газотурбінних установок, що забезпечують спільне вироблення електричної і теплової (у вигляді пари чи гарячої води) енергії. Перші установки подібного роду підприємство почало поставляти в першій половині 70-х років на плавучі електростанції. Відтоді НВКГ "Зоря"- "Машпроект" набув значного досвіду створення компактних теплоутилізаційних контурів, заснованих на малогабаритних утилізаційних котла змішувального типу з примусовою циркуляцією. Сумарне напруження таких котлів у судновій і стаціонарній енергетичній установках перевищує 100 тис. год.

Котел, що утилізує тепло випускних газів, разом із всім обслуговуючим устаткуванням установлюється на вихлопі ГТД. Газовідвід котла оснащений системою шумоглушіння. Пара і гаряча вода, вироблені утилізаційним контуром, можуть використовуватися в технологічних процесах або для теплофікації (опалення).

На основі своїх газотурбінних двигунів НВКГ "Зоря"- "Машпроект" розробив ряд когенераційних установок, оснащених теплоутилізаційними контурами на тиск пари 1,2...2,5 МПа (табл. 1.1) [1].

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики когенераційних установок

Тип установки	Потужність, кВт			ККД, %	КВП, %		Витрата		
	електрична	електрична	електрична		паровий	паровий + водогрійний	пари, т/год	паливного газу, м3/год	рідкого палива, кг/год
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UGT 2500C	2750	4730	1000	27,5	75,0	84,8	6,3	1000	840
UGT 6000C	6000	8600	1900	30,1	73,2	82,8	11,1	2000	1680
UGT 6000+C	7900	11200	1970	31,3	75,7	83,5	14,4	2530	2130

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.21.01.ПЗ

Продовж. табл. 1.1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
UGT 10000C	9900	12900	2140	33,4	76,9	84,1	15,7	2980	2500
UGT 16000C	14500	18640	8400	27,9	63,8	79,9	24,5	5220	4380
UGT 15000C	16000	19500	4390	32,5	72,1	81,0	24,4	4940	4150
UGT 15000+C	18500	22700	4140	33,4	74,4	81,9	27,9	5560	4670
UGT 25000C	25000	28500	7000	34,8	74,5	84,2	35,1	7210	6060

1.2. Методи підвищення ефективності ГТА з використанням регенерації тепла відхідних газів

В процесі вдосконалення приводних ГТА для енергетики одним з головних завдань є підвищення ефективного ККД ГТУ.

Існують декілька основних шляхів підвищення ККД ГТА:

- ускладнення теплової схеми;
- підвищення температури газів перед турбіною високого тиску ГТД;
- підвищення ефективності основних вузлів ГТД та зниження втрат енергії по

його газоповітряному тракту.

Перший шлях призводить до збільшення масогабаритних показників установки та її собівартості. Інші шляхи також пов'язані із підвищенням вартості двигуна, що в даному випадку обумовлено використанням дорогих жароміцних та жаростійких матеріалів та зниженням загального ресурсу двигуна. А отже, для проектування двигуна з достатньо високим рівнем ККД та прийнятними масогабаритними показниками необхідно використовувати, де це можливо, ускладнені схеми ГТД із заданням більш високих початкових параметрів робочого тіла.

ГТД регенеративного циклу мають достатньо складну систему трубопроводів підводу і відводу повітря і газу до рекуператора. Крім того змінюється конструкція вузла КЗ – вводяться фланці відводу і підводу повітря. ГТД регенеративного циклу достатньо широко застосовувались в 1950...1970 роках в класі потужності 25 МВт. Оскільки ГТД перших поколінь мали відносну низьку міру підвищення тиску, застосування регенерації тепла дозволило підвищити їх економічність до 25%. Регенера-

Інв. № подл.	Підпис і дата					ДП.142.6231м.21.01.ПЗ	Арк.
	Взам. інв. №						14
	Інв. № дубл.						
	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

тивний цикл використовується в сучасних і перспективних малорозмірних ГТД – в них складно реалізувати високу міри підвищення тиску з високим ККД. На рис. 1.1 показаний новий одновальний енергетичний ГТД з рекуператором потужністю 4,6 МВт фірми Solar. Двигун Mercury 50 має оригінальну компоновку вузлів, що забезпечує мінімальну довжину трубопроводів циклового повітря та виносну КЗ [1].

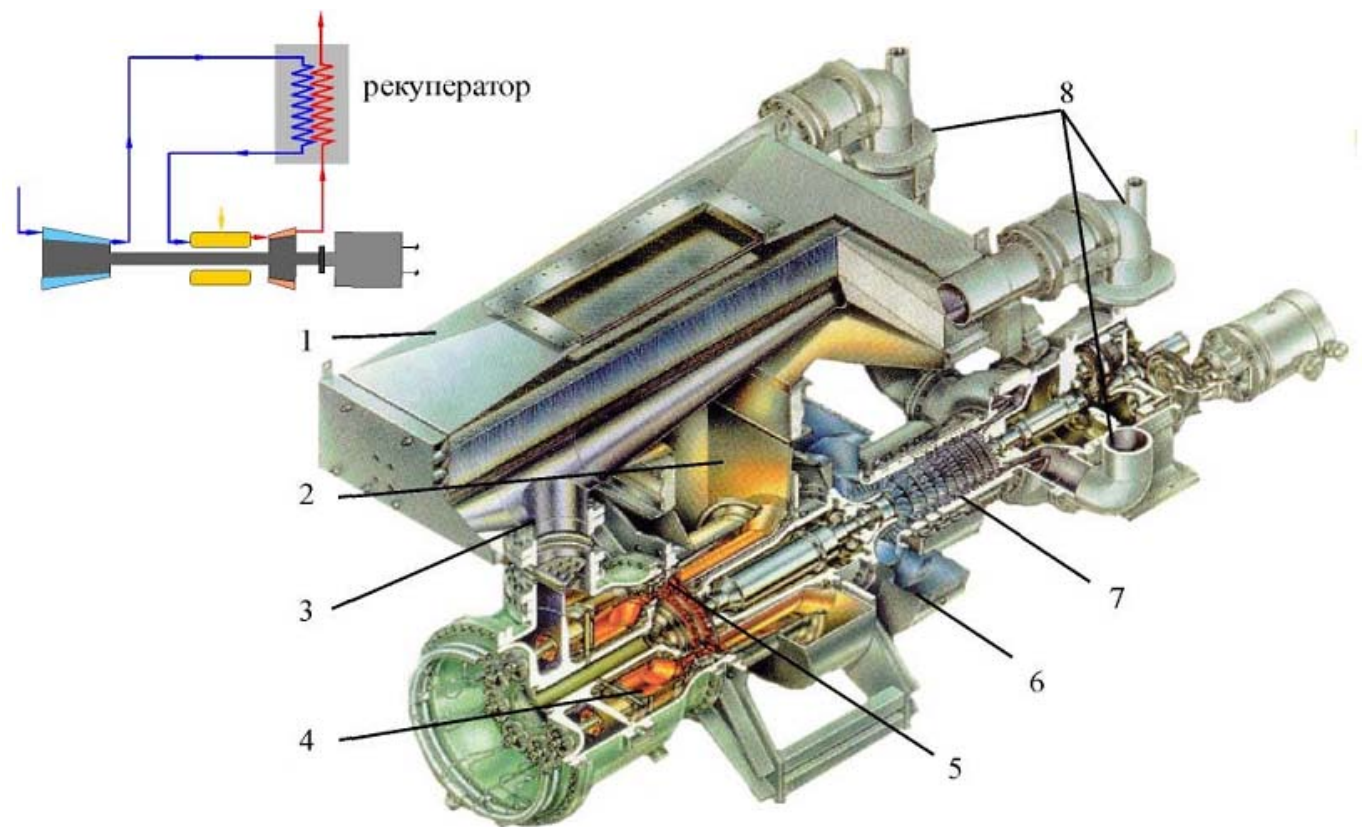


Рис. 1.1. Конструктивна компоновка перспективного одновального ГТД з рекуператором Mercury 50 фірми Solar потужністю 4,6 МВт: 1 – рекуператор; 2 – канал підводу газу від турбіни до рекуператору; 3 – канал підводу повітря від рекуператора до КЗ; 4 – виносна КЗ; 5 – турбіна; 6 – вхідний пристрій; 7 – компресор; 8 – трубопроводи підводу повітря від компресора до рекуператора

На рис. 1.2. показаний ГТД WR-21 потужністю 25 МВт фірми Rolls-Royce з традиційною компоновкою вузлів і системи відводу й підведення повітря до рекуператору. Двигун працює за більш складного циклу з проміжним охолодженням і регенерацією тепла. WR-21 розроблений для ВМФ США, має високу економічність не тільки на номінальному, а й на глибоких часткових режимах роботи. Така економічність забезпечується підтримкою постійної температури перед рекуператором при зниженні потужності за рахунок регулювання («прикриття») СА вільної СТ. Проміжний повітряохолоджувач (ППО) виконаний у вигляді компактного повітряно-

Підпис і дата					
Інв. № дубл.		Рис. 1.1. Конструктивна компоновка перспективного одновального ГТД з рекуператором Mercury 50 фірми Solar потужністю 4,6 МВт: 1 – рекуператор; 2 – канал підводу газу від турбіни до рекуператору; 3 – канал підводу повітря від рекуператора до КЗ; 4 – виносна КЗ; 5 – турбіна; 6 – вхідний пристрій; 7 – компресор; 8 – трубопроводи підводу повітря від компресора до рекуператора			
Взам. інв. №		На рис. 1.2. показаний ГТД WR-21 потужністю 25 МВт фірми Rolls-Royce з традиційною компоновкою вузлів і системи відводу й підведення повітря до рекуператору. Двигун працює за більш складного циклу з проміжним охолодженням і регенерацією тепла. WR-21 розроблений для ВМФ США, має високу економічність не тільки на номінальному, а й на глибоких часткових режимах роботи. Така економічність забезпечується підтримкою постійної температури перед рекуператором при зниженні потужності за рахунок регулювання («прикриття») СА вільної СТ. Проміжний повітряохолоджувач (ППО) виконаний у вигляді компактного повітряно-			
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
		ДП.142.6231м.21.01.ПЗ			Арк.
					15
Зм.	Арк.				№ докум.

рідинного теплообмінника, розташованого між КНТ і КВТ по периметру навколо двигуна [1].

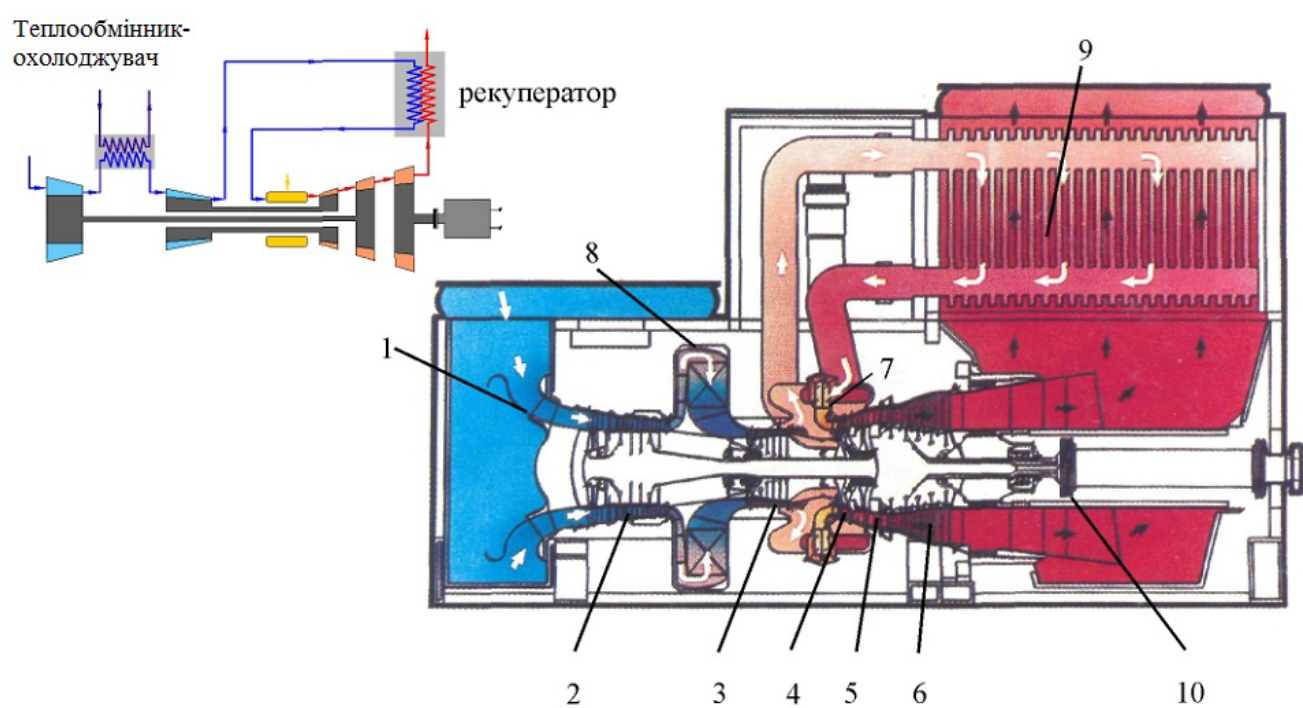


Рис. 1.2. ГТД WR-21 потужністю 25 МВт фірми Rolls-Royce: 1 – Вхідний пристрій; 2 – КНТ; 3 – КВТ; 4 – ТВТ; 5 – ТНТ; 6 – СТ; 7 – КЗ; 8 – теплообмінник-охолоджувач; 9 – рекуператор; 10 – вал відбору потужності

Проміжне охолодження може бути реалізоване також при впорскуванні води за КНТ – відбувається відбір тепла від повітря при випарюванні крапель води в каналі в КНТ та КВТ та в перших ступенях КВТ. Для швидкого випаровування система розпилу повинна забезпечити дроблення крапель до розміру 20 мкм. Такий цикл реалізований в ГТД LM6000 SPRINT фірми General Electric.

На рис. 1.3 показані залежності ефективного ККД η_e і питомої потужності $N_{\text{пит}}$ від π_k у компресорі газогенератора двигуна при $\pi_{\text{дк}} = 2,0$ та міри регенерації $\sigma = 0,85$ для циклу ГТД з ТП й Р (ТП+Р) в порівнянні з простим циклом Брайтона (П) і циклом ГТД з Р. З представлених залежностей видно, що збільшення ККД для циклу ГТД з ТП і Р становить 20...25% відносних по відношенню до простого циклу, значення питомої потужності значно перевищують величини для ГТД з Р. Оптимальна за ККД $\pi_{\text{копт}}$ у циклі ГТД з ТП і Р становить 4...6, що забезпечує більш високий ККД компресора.

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк.
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	9 – рекуператор; 10 – вал відбору потужності					
Проміжне охолодження може бути реалізоване також при впорскуванні води за КНТ – відбувається відбір тепла від повітря при випарюванні крапель води в каналі в КНТ та КВТ та в перших ступенях КВТ. Для швидкого випаровування система розпилу повинна забезпечити дроблення крапель до розміру 20 мкм. Такий цикл реалізований в ГТД LM6000 SPRINT фірми General Electric. На рис. 1.3 показані залежності ефективного ККД η_e і питомої потужності $N_{\text{пит}}$ від π_k у компресорі газогенератора двигуна при $\pi_{\text{дк}} = 2,0$ та міри регенерації $\sigma = 0,85$ для циклу ГТД з ТП й Р (ТП+Р) в порівнянні з простим циклом Брайтона (П) і циклом ГТД з Р. З представлених залежностей видно, що збільшення ККД для циклу ГТД з ТП і Р становить 20...25% відносних по відношенню до простого циклу, значення питомої потужності значно перевищують величини для ГТД з Р. Оптимальна за ККД $\pi_{\text{корт}}$ у циклі ГТД з ТП і Р становить 4...6, що забезпечує більш високий ККД компресора.						
					ДП.142.6231м.21.01.ПЗ	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

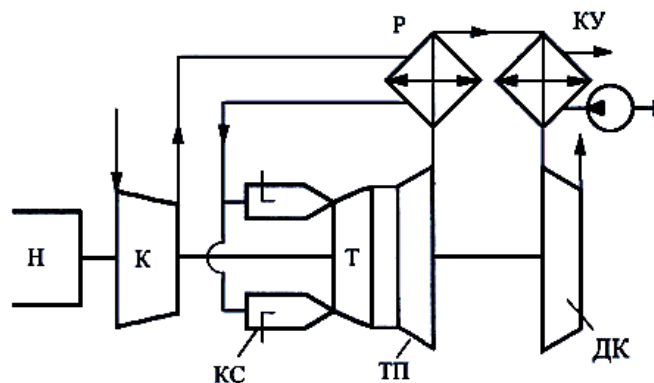


Рис. 1.3. Схема ГТД з турбіною перерозширення і регенерацією теплоти

Найбільші значення питомої потужності в циклах ГТД з ТП і Р максимально наближені до $\pi_{\text{корт}}$ за ККД, а $\pi_{\text{дкорт}}$ становить 1,8...2,2, що сприятливо позначається при проектуванні на масогабаритні характеристики теплообмінного обладнання ТКУ. За рівнем економічності ГТД з ТП і Р знаходиться поряд з ГТД Wr-21 фірми Rolls-Royce і є ГТУ когенераційного типу.

Якщо розглядати характеристики ГТД складних циклів з блокованою силовою турбіною на змінних режимах, то для когенераційних ГТУ, що забезпечують енергією комунальні і промислові об'єкти, характерна робота на часткових навантаженнях, тому вибір оптимальної теплової та конструктивної схеми установки для роботи її при змінному режимі є важливим експлуатаційним фактором.

Розповсюджені в 50–70-х роках минулого століття ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД у другій половині 70-х років XX століття стали поступово витіснятися ПГУ, які забезпечували більшу ефективність.

Із серійно виготовлюваних у даний час агрегатів цього типу можна назвати розроблений у рамках програми "Advanced Turbine Systems" Департаменту енергетики США енергетичний агрегат "Mercury 50" потужністю 4,6 МВт компанії "Solar Turbines Inc.". Агрегат виконаний одновальним (рис. 1.4,а); стискання повітря здійснюється в 10-ступінчастому осьовому компресорі; потужність на привід компресора і корисна потужність генеруються двоступінчастою осьовою турбіною. При початковій температурі газу 1436 К і мірі підвищення тиску 9,9 ефективний ККД агрегату складає 38,5 %.

Компаніями "General Electric Co." і "Honeywell International, Inc." Спільно розробляється танковий ГТД нового покоління LV100-5 потужністю 1120 кВт (див. рис. 1.4,б). Компресор двигуна однокаскадний, складається із чотирьох осьових та одного відцентрового ступенів. Потужність генерується одноступінчастою турбіною компресора і двоступінчастою вільною силовою турбіною.

Із 1979 р. компанією "AVCO Lycoming Co." (а згодом "Honeywell International, Inc.") серійно виготовляється танковий газотурбінний двигун AGT1500 потужністю 1120 кВт (див. рис. 1.4,в). Двигун має тривальну схему. Міра регенерації становить 0,70.

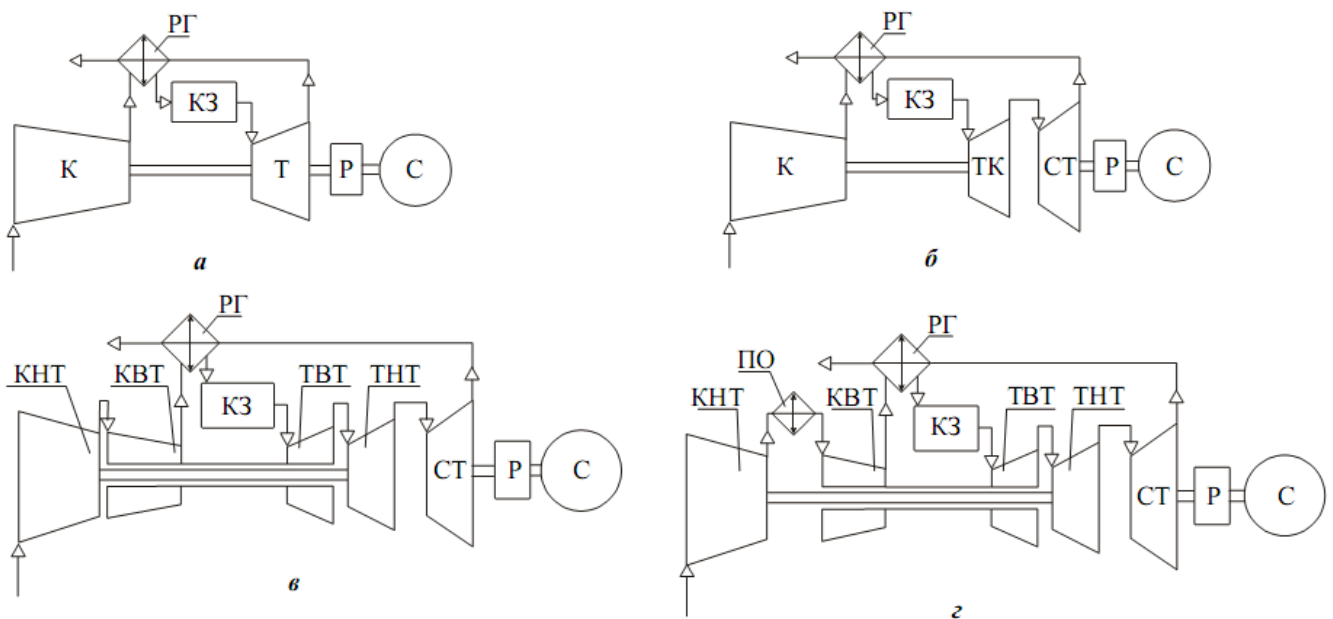


Рис. 1.4. Конструктивні схеми агрегатів з регенерацією тепла (а, б, в), регенерацією та проміжним охолодженням (г), КЗПП – камера згоряння проміжного підігріву; РГ – регенератор; ПО – повітроохолоджувач

Певний (проте, дуже обмежений) попит мають дотепер регенеративні модифікації агрегатів "Frame 3" та "Frame 5" компанії "General Electric Co.". Іноді за схемою з регенерацією тепла відпрацьованих газів можуть виконуватися двигуни малої потужності (до 1 МВт). До таких, наприклад, належать привідні й енергетичні ГТД типу "CNT" (CNT-625ER, CNT-750ER, CNT-1000ER та ін.), що випускаються підпри-

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.01.ПЗ	Арк.
						18

ємством "Niigata Power System Co., Ltd.", яке входить з 2003 р. до складу компанії "Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd."

У 90-х роках XX століття "Rolls Royce plc" разом із "Westinghouse Electric Corp." За замовленням військово-морського відомства Департаменту оборони США створила судновий газотурбінний агрегат WR-21 (див. рис. 1.8,д) потужністю 25 МВт, який повинен був замінити на флоті двигун LM2500 "General Electric Co.". Із метою підвищення ефективності були застосовані водночас проміжне охолодження повітря між компресорами та регенерація тепла відпрацьованих газів.

Як вже було вказано, двигун AGT1500 (рис. 1.5) спеціально розроблявся газотурбінним підрозділом "AVCO Lycoming Co." (м. Стратфорд, штат Коннектикут)* для приводу бойового американського танка M1 "Abrams". Роботи фінансувалися командуванням танкових і автомобільних військ Департаменту оборони США. Основними субпідрядниками виступили фірми "Unison Industries", "Globe Motors", "General Motors Corp." ("Allison Transmission Division"), "Solar Turbines Inc." та "Donaldson Co. Inc."

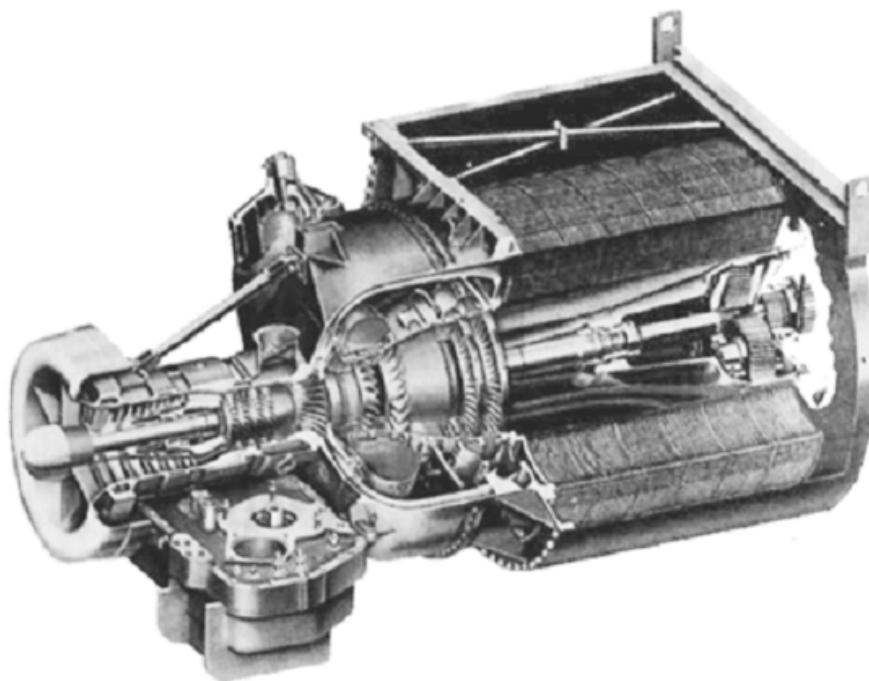


Рис. 1.5. Двигун AGT1500

Двигун виконаний тривальним за схемою з регенерацією тепла відпрацьованих газів (рис. 1.6). Підведення повітря – вертикальне, відбувається через вмонтова-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.21.01.ПЗ

Арк.
19

ний у корпус танка двоступінчастий повітряний фільтр (поставляється фірмою "Donaldson Co. Inc."), який складається з інерційного сепаратора часток та бар'єрного фільтру. У підвідному пристрої здійснюється поворот потоку повітря на 90° з метою забезпечення його осевого входу до компресора.

Компресор низького тиску – осьовий, 5-ступінчастий, має форму проточної частини з постійним зовнішнім діаметром. Вхідний напрямний апарат виконаний регульованим. Широкохордові робочі лопатки 1-го ступеня обандажені в середньому перетині. Корпус КНТ має горизонтальне рознімання і складається з двох частин.

Компресор високого тиску – осевідцентровий, складається із чотирьох осьових та одного відцентрового ступенів. Його особливістю є обертання ротора у бік, протилежний напрямку обертання ротора КНТ. Відцентрове колесо виконане зі звичайної сталі, осьові ступені – з високолегованої нержавіючої сталі. Корпус КВТ містить у собі чотири припаяних напрямних апарати, останній з яких має подвійний ряд напрямних лопаток для запобігання якого-небудь завихрення потоку перед відцентровим ступенем.

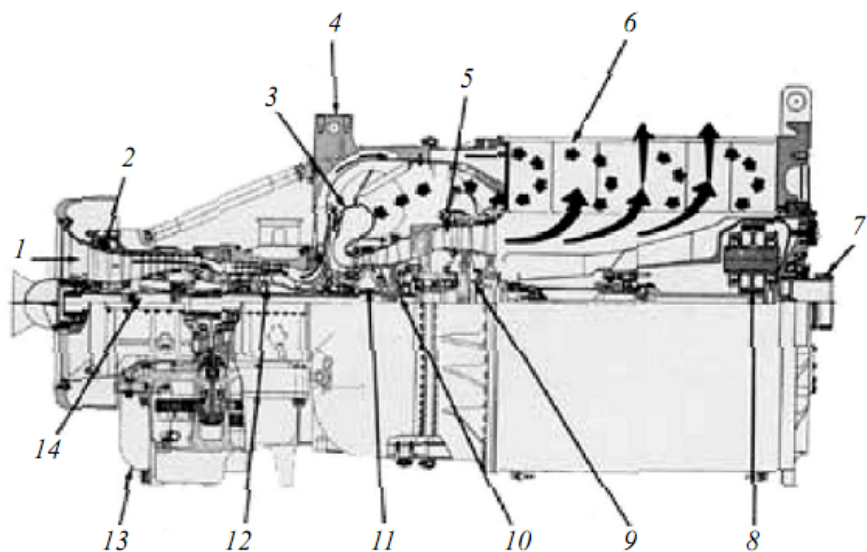


Рис. 1.6. Подовжній переріз двигуна AGT1500:

1 – вхід повітря; 2 – поворотний ВНА; 3 – КЗ; 4 – корпус дифузора; 5 – поворотний сопловий апарат 1-го ступеня ТВТ; 6 – регенератор; 7 – вихідний вал; 8 – редуктор; 9 – СТ; 10 – ТНТ; 11 – ТВТ; 12 – КВТ; 13 – коробка приводів; 14 – КНТ

Стиснене повітря виходить із КВТ у радіальному напрямку і розвертається на 90° у каналах горизонтально розташованого пластинчастого регенератора (постав-

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

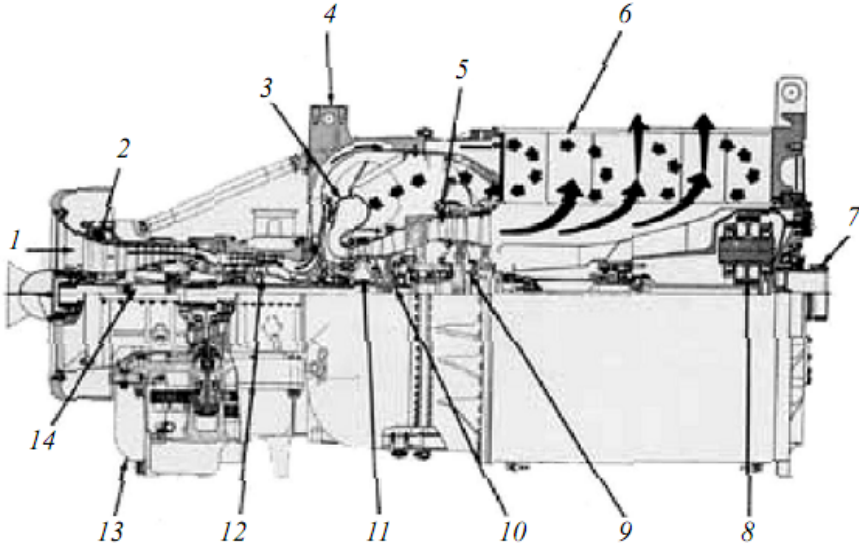


Рис. 1.6. Подовжній переріз двигуна AGT1500:

1 – вхід повітря; 2 – поворотний ВНА; 3 – КЗ; 4 – корпус дифузора; 5 – поворотний сопловий апарат 1-го ступеня ТВТ; 6 – регенератор; 7 – вихідний вал; 8 – редуктор; 9 – СТ; 10 – ТНТ; 11 – ТВТ; 12 – КВТ; 13 – коробка приводів; 14 – КНТ

Стиснене повітря виходить із КВТ у радіальному напрямку і розвертається на 90° у каналах горизонтально розташованого пластинчастого регенератора (постав-

					ДП.142.6231м.21.01.ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ляється "Solar Turbines Inc."). Останній має барабанно-циліндричну форму, коаксіально розташований навколо вихідного вала ГТД і складається з кільцевих пластин, в яких методом гідравлічного пресування створені отвори, бортування та фігурне гофрирування теплообмінних поверхонь (рис. 1.7). Кільцеві пластини з'єднані в циліндричну барабанну матрицю електронно-променевим зварюванням. Як матеріал для теплообмінних поверхонь обраний сплав IN625. Міра регенерації при роботі ГТД на режимі 70 % від номінального складає 0,72.

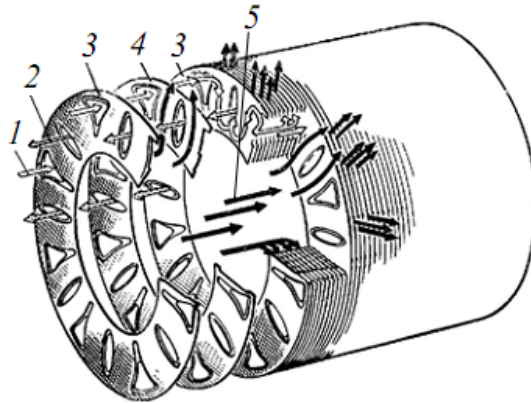


Рис. 1.7. Схема регенератора двигуна AGT1500:

1 – холодне повітря; 2 – підігріте у регенераторі повітря; 3, 4 – канали для проходження повітря та газів відповідно; 5 – гарячий газ

Кільцева протитокова камера згоряння розташована над турбінною частиною і містить у собі паливний пристрій та електроіскровий запальник (поставляються компанією "Unison Industries"). Прикріплена болтами в цій частині корпусу кришка забезпечує легкий доступ до жарової труби при огляді та ремонті.

Приводом КВТ виступає одноступінчаста, охолоджувана осьова турбіна. Диск ТВТ виготовлений зі сплаву "Waspaloy". Охолодне компресорне повітря надходить усередину хвостовиків 28 робочих лопаток і виходить у проточну частину крізь отвори у вихідній кромці. Одноступінчаста, неохолоджувана осьова ТНТ є приводом КНТ. Поєднувальний вал проходить усередині порожнього вала ТКВТ. Разом зі своїми верхніми і нижніми бандажними полицями відлиті 23 соплові лопатки. Відведення потужності від двоступінчастої неохолоджуваної силової турбіни здійснюється з боку гарячої частини двигуна. Одноступінчастий планетарний редуктор знижує частоту обертання вихідного вала до 3000 об/хв.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.01.ПЗ				Арк.
									21

1.3. Постановка задачі дослідження

Вищенаведені результати досліджень в певній мірі стали стимулом для розробки представленої кваліфікаційної роботи, щоб дати відповідь на такі запитання:

1. Виявити характерні особливості різних модифікацій ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів, а також на основі загального термодинамічного аналізу провести порівняльне дослідження з ГТА простої схеми.

2. Розробити математичну модель циклу ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів, а також алгоритм оптимізації його параметрів і необхідне програмне забезпечення для комп'ютерних розрахунків.

3. Виконати параметричне дослідження циклу ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів, одержати його оптимальні параметри, порівняти с показниками ефективності ГТА простої схеми.

4. Вибрати та обґрунтувати параметри схеми перспективного ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів для детальної розробки.

5. Розробити методику теплового проектувального розрахунку схеми ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів на номінальному режимі.

6. Розробити конструктивний варіант ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів, що використовується для приводу електрогенератора.

7. Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці, заходів по захисту навколишнього середовища та ЦЗ.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.01.ПЗ	Арк.
						22

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						ДП.142.6231м.21.02.ПЗ		
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Студент.		Татаров О. О.			Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД для електростанції		
					Керівник		Ващенко М.В.					
					Консульт.							
					Зав.кафедр		Патлайчук В.М.					
						Літ.			Арк.		Аркушів	
									23		35	
											НУК	

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА СХЕМИ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ГТА З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ ТА КОГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛА ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ГТД ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

2.1. Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД

Для ГТА, що має турбіни і компресори з відносно невисокими ККД, економічність циклу може бути поліпшена введенням у схему додаткового теплообмінного апарата, у якому здійснюється підігрів циклового повітря після компресора перед подачею його в КЗ за рахунок залишкового енергоресурсу відхідних газів ГТД. Подібний теплообмінник іменується *регенератором* (рекуператором), а схема ГТА - *ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів* (рис. 2.1).

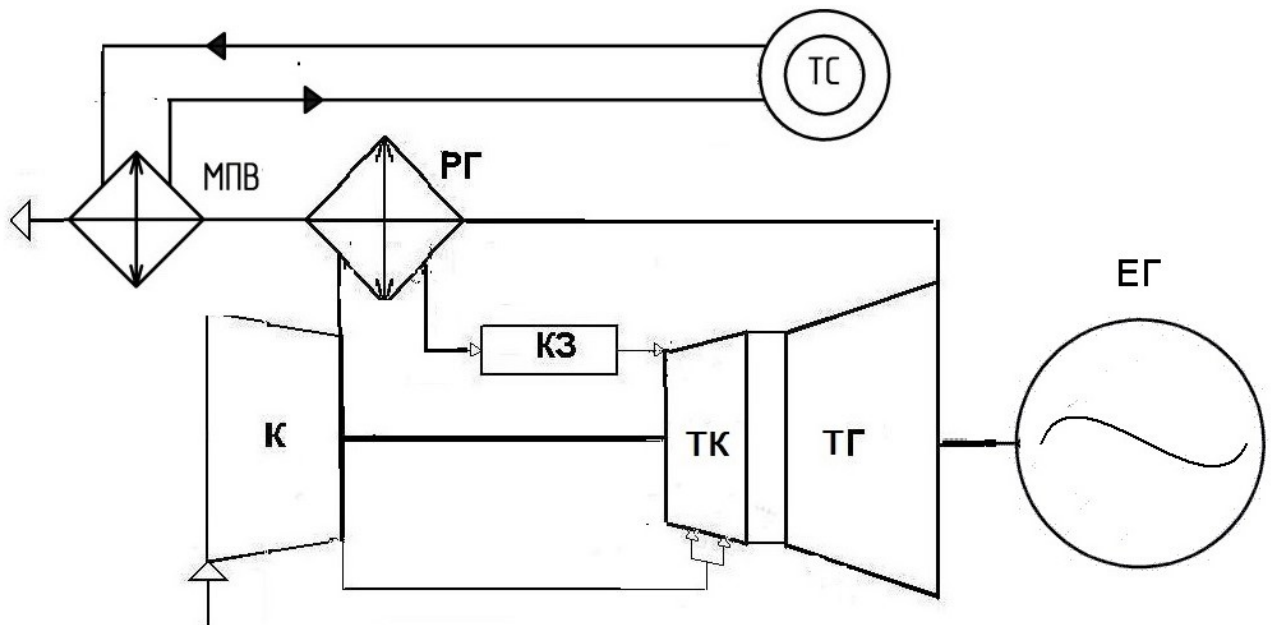


Рис.2.1. ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів:

К – компресор; КЗ – камера згоряння; МПВ – мережевий підігрівач води; ТК - турбіна компресора; ТС – тепловий споживач; ТГ – турбіна генератора; ЕГ - електрогенератор; РГ - регенератор

Як видно з розгляду схеми ГТА, повітря після компресора надходить у поверхневий теплообмінник - регенератор. Теплопередавальна матриця регенератора звичайно буває трубчастого чи пластинчастого типу. Наприклад, у випадку трубчастої

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.02.ПЗ	Арк.
						24

конструкції повітря проходить усередині трубок, які омиваються потоком відхідних газів ГТА, що надходять після останньої турбіни. Підігріте повітря надходить у КЗ, а охолоджені гази відводяться в атмосферу.

Розглянемо термодинамічний цикл цього ГТА, зображений на рис.2.2 у координатах температура-ентропія. Повітря після компресора ГТД з параметрами T_2 і P_2 (т. 2) надходить у канали теплопередавальної матриці регенератора, де в процесі (2-2_p) відбувається його підігрів до температури T_{2p} .

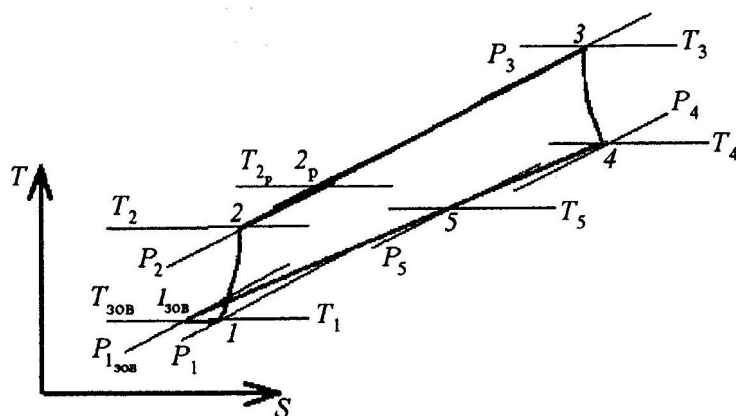


Рис. 2.2 Цикл ГТА з регенерацією теплоти відхідних газів

Тиск повітря перед КЗ $P_{2p} < P_2$ на величину втрат повного тиску в теплопередавальній матриці регенератора по повітряній стороні. Лінія (2_p-3) - процес подальшого нагрівання повітря в КЗ до розрахункової температури T_3 . Газ після турбіни з параметрами T_4 і P_4 (т. 4) підводиться до матриці регенератора, де в процесі (4-5) відбувається його охолодження цикловим повітрям до температури T_5 . Тиск газу за регенератором $P_5 < P_4$ на величину втрат повного тиску в теплопередавальній матриці регенератора по газовій стороні. Лінія (5-1_{30B}) - умовний процес замикання газотурбінного циклу в атмосфері.

Необхідною умовою існування регенеративного циклу є виконання співвідношення $T_4 > T_2$, при цьому внаслідок кінцевих розмірів регенератора завжди $T_{2p} < T_4$ і $T_5 > T_2$. Найважливішою характеристикою циклу ГТА з регенерацією і водночас показником ефективності використовуваного регенератора є так званий *ступінь регенерації*, який визначається за співвідношенням

$$r = \frac{T_{2p} - T_2}{T_4 - T_2}$$

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	ДП.142.6231м.21.02.ПЗ					Арк.
										25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

$$c_{pv.k} = f(T_{cp.k}) - \text{за діаграмою.}$$

Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску

$$\kappa_v = \frac{c_{pv.k}}{c_{pv.k} - R_v}$$

де: $R_v = 0,28704 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ - газова стала повітря.

Загальний коефіцієнт відновлення повного тиску по газоповітряному тракту ГТА

$$\Pi_{v_{ГТА}} = v_{ex} \cdot v_k \cdot v_{pv} \cdot v_{kc} \cdot v_{T_1} \cdot v_{T_2} \cdot v_{p_2} \cdot v_{zo}$$

Загальна міра зниження тиску в турбінах ГТД

$$\Pi_{T\Sigma} = \Pi_{K\Sigma} \cdot \Pi_{v_{ГТА}}$$

Адіабатичний ККД турбінного блоку ГТД

$$\eta_T = \frac{1 - \frac{1}{\Pi_{T\Sigma}^{\frac{\kappa_2-1}{\kappa_2}} \cdot \eta_{am}}}{1 - \frac{1}{\Pi_{T\Sigma}^{\frac{\kappa_2-1}{\kappa_2}}}}$$

Дійсний температурний перепад турбін ГТД, К

$$\Delta T_T = T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\Pi_{T\Sigma}^{\frac{\kappa_2-1}{\kappa_2}}} \right) \cdot \eta_T$$

Температура газу на виході з турбін ГТД, К

$$T_4 = T_3 - \Delta T_T$$

Температура повітря за регенератором, К

$$T_{2p} = T_2 + r \cdot (T_4 - T_2)$$

Середня питома ізобарна теплоємність повітря для процесу в КЗ, кДж/(кг К)

$$T_{cp.v.kc} = \frac{293 + T_{2p}}{2}$$

Середня температура для визначення теплоємності повітря для процесу в КЗ,

$$c_{pv} \Big|_{293}^{T_{2p}} = f(T_{cp.v.kc}) \text{ за діаграмою.}$$

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					ДП.142.6231м.21.02.ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня температура для визначення питомої теплоємності газу для процесу в КЗ, К

$$T_{\text{ср.г.кз}} = \frac{293 + T_3}{2}$$

Середня питома ізобарна теплоємність продуктів згорання для процесу в КЗ

$$c_{p2} \Big|_{293}^{T_3} = f(T_{\text{ср.г.кз}}; \alpha), \text{ кДж/(кг.К) - за діаграмою}$$

Питома кількість теплоти, що підводиться в КЗ в процесі спалювання палива, кДж/кг

$$q_{\text{кз}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_o}\right) \cdot c_{p2} \Big|_{293}^{T_3} \cdot (T_3 - 293) - c_{p2} \Big|_{293}^{T_{2p}} \cdot (T_{2p} - 293)}{\eta_{\text{кз}}}$$

Відносна витрата палива в КЗ

$$g_T = \frac{q_{\text{кз}}}{H_u}$$

Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ

$$\alpha = \frac{1}{g_T \cdot L_o}$$

Середня температура процесу розширення в турбіні, К

$$T_{\text{ср.т}} = T_3 - \frac{\Delta T_m}{2 \cdot \eta_m}$$

Середня питома ізобарна теплоємність продуктів згорання для процесу розширення в турбіні

$$c_{p2} \Big|_{T_4}^{T_3} = f(T_{\text{ср.т}}; \alpha), \text{ кДж/(кг.К) - за діаграмою}$$

Показник ізоентропи для процесу розширення в турбіні

$$\kappa_2 = \frac{c_{p2} \Big|_{T_4}^{T_3}}{c_{p2} \Big|_{T_4}^{T_3} - R_2}$$

де: $R_2 = 0.2880 \text{ кДж/(кг.К)}$ - газова стала продуктів згорання.

Число рядів охолоджуваних лопаток в турбінах ГТД

$$n_{\text{ox}} = \text{целое} \frac{2 \cdot \lg \frac{T_d}{T_3}}{\lg \left(1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{\text{ct}}\right)}$$

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
ДП.142.6231м.21.02.ПЗ	
Арк.	
28	

$(\frac{\Delta T}{T})_{ct}$ - приймаємо: (0.11...0.14).

Відносна витрата повітря, що охолоджує

$$g_{ox} = a \cdot K_{ml} \cdot g_{\gamma} \cdot \beta_T \cdot \frac{n_{ox} + 1}{2} \cdot \frac{T_3 - T_{\partial}}{T_{\partial} - T_2} \cdot (\frac{T_3}{T_2})^{0,25}$$

приймаємо: $\beta_T=0,93$; $a=1,4$; $K_{ml}=1,05$.

Температура початку процесу розширення повітря, що охолоджує, після його скидання в проточну частину ГТД, К

$$T_{p.ox} = T_2 + 0,2 \cdot (T_{\partial} - T_2)$$

Міра зниження тиску в охолоджуваній частині турбін ГТД

$$\Pi_{Tox} = (\frac{T_3}{T_{\partial}})^{\frac{\kappa_{\epsilon}}{(\kappa_{\epsilon}-1) \cdot \eta_{am}}}$$

Міра зниження тиску неохолоджуваної частини турбін ГТД

$$\Pi_{Tn.ox} = \frac{\Pi_{T\Sigma}}{\Pi_{Tox}}$$

$\Pi_{Tox} > \Pi_{T\Sigma}$, то приймаємо: $\Pi_{Tox} = \Pi_{T\Sigma}$, а $\Pi_{Tn.ox} = 1$

Дійсний температурний перепад для повітря, що охолоджує, в неохолоджуваній частині турбін ГТД, К

$$\Delta T_{ox.e} = T_{p.ox} \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{\Pi_{Tn.ox}^{\frac{\kappa_{\epsilon}-1}{\kappa_{\epsilon}} \cdot \eta_{aox}}}} \right)$$

$\eta_{aox} = 0,5 \dots 0,7$; $\kappa_{\epsilon} = 1,35 \dots 1,37$ - приймаємо.

Середня температура для процесу розширення повітря, що охолоджує, в неохолоджуваній частині турбін ГТД, К

$$T_{cp.ox} = T_{p.ox} - \frac{\Delta T_{ox.e}}{2 \cdot \eta_{aox}}$$

Питома ізобарна теплоємність повітря для процесу розширення, кДж/(кг.К)

$$c_{p.e.ox} = f(T_{cp.ox}) - \text{за діаграмою.}$$

Повна робота розширення в турбінах ГТД, кДж/(кг/с)

$$q_T = \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_o} \right) \cdot (\beta - g_{ox}) \cdot c_{p2} \Big|_{T_4}^{T_3} \cdot \Delta T_T$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	ДП.142.6231м.21.02.ПЗ 29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Повернення роботи повітря, що охолоджує, в цикл, кДж/(кг/с)

$$q_{ox} = g_{ox} \cdot c_{pв.ox} \cdot \Delta T_{ox.в}$$

Витрати енергії на привід компресора ГТД, кДж/(кг/с)

$$q_K = c_{pв.к} \cdot \Delta T_K$$

Ефективна питома потужність ГТА, кДж/(кг/с)

$$N_{E.yд} = (q_T + q_{ox} - q_K) \cdot \eta_m \cdot \eta_p$$

Ефективний ККД ГТА

$$\eta_e = \frac{N_{E.yд}}{(\beta - g_{ox}) \cdot q_{кс}}$$

Питома витрата палива на ГТД, кг/(кВт.год)

$$C_{Ne} = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_u}$$

Середня температура повітря для процесу в регенераторі

$$T_{ср.в.рег} = \frac{T_2 + T_{2p}}{2}$$

Середня питома ізобарна теплоємність повітря для процесу в регенераторі

$$c_{pв} \Big|_{T_2}^{T_{2p}} = f(T_{ср.в.рег}) \text{ - за діаграмою}$$

Середня температура газу для процесу в регенераторі

$$T_{ср.г.рег} = \frac{T_4 + T_2}{2}$$

Середня питома ізобарна теплоємність газу для процесу в регенераторі

$$c_{pг} \Big|_{T_2}^{T_4} = f(T_{ср.г.рег}; \alpha) \text{ - по діаграмі.}$$

Температура газу за регенератором, К

$$T_5 = T_4 - \frac{(\beta - g_{ox}) \cdot c_{pв} \Big|_{T_2}^{T_{2p}}}{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_o}\right) \cdot c_{pг} \Big|_{T_2}^{T_4}} \cdot (T_{2p} - T_2)$$

Температура газу за мережевим підігрівачем води ГТД – МПВ

$$T_6 = T_{l_{вп}} + \Delta T_{мпв},$$

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					ДП.142.6231м.21.02.ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

$$T_{\text{ср.МПВ}} = \frac{T_4 + T_6}{2}$$
$$q_{\text{ког}_d} = \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0} \right) \cdot c_{p_r} \Big|_{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6),$$

Коефіцієнт ефективності когенерації

Тепловый ККД ГТУ

$$\eta_{\text{теп}} = \frac{N_{\text{е.уд}} + q_{\text{ког.д}}}{(\beta - g_{\text{ox}}) \cdot q_{\text{кс}}}$$

Наведені нижче результати оптимізації розглядаємого циклу ГТА, а також зроблені параметричні дослідження виконані з урахуванням міжнародних вимог ISO 9001-2008 (без втрат на вході і виході з двигуна і при температурі зовнішнього повітря 288 К). Усі незворотні втрати енергії в термодинамічному циклі, що визначають ККД компресорів, турбін та інші прийняті з урахуванням наявних світових тенденцій розвідку та зростання рівня сучасних технологій турбінобудування.

На рис. 2.3 наведена залежність ефективного ККД η_e термодинамічного циклу з регенерацією тепла відхідних газів ГТД, отримана при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – π_{K_Σ} , а на рис. 2.4 – залежність питомої потужності циклу від того ж параметру. Тут, і надалі, штрих-пунктиром для порівняння показані параметри ГТА простого циклу отримані у співставних умовах.

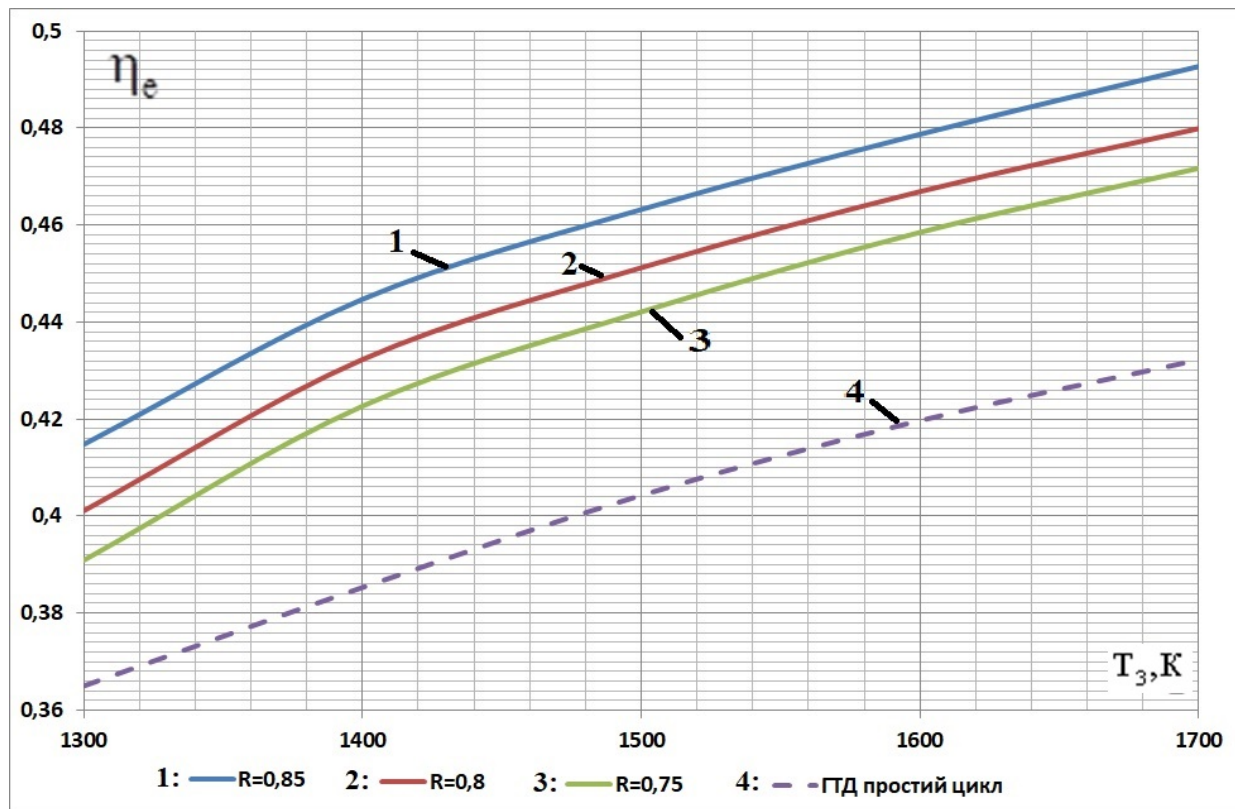


Рис. 2.3. Залежність ефективного ККД циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД від температури T_3 при оптимальних значеннях параметру $\pi_{K\Sigma}$

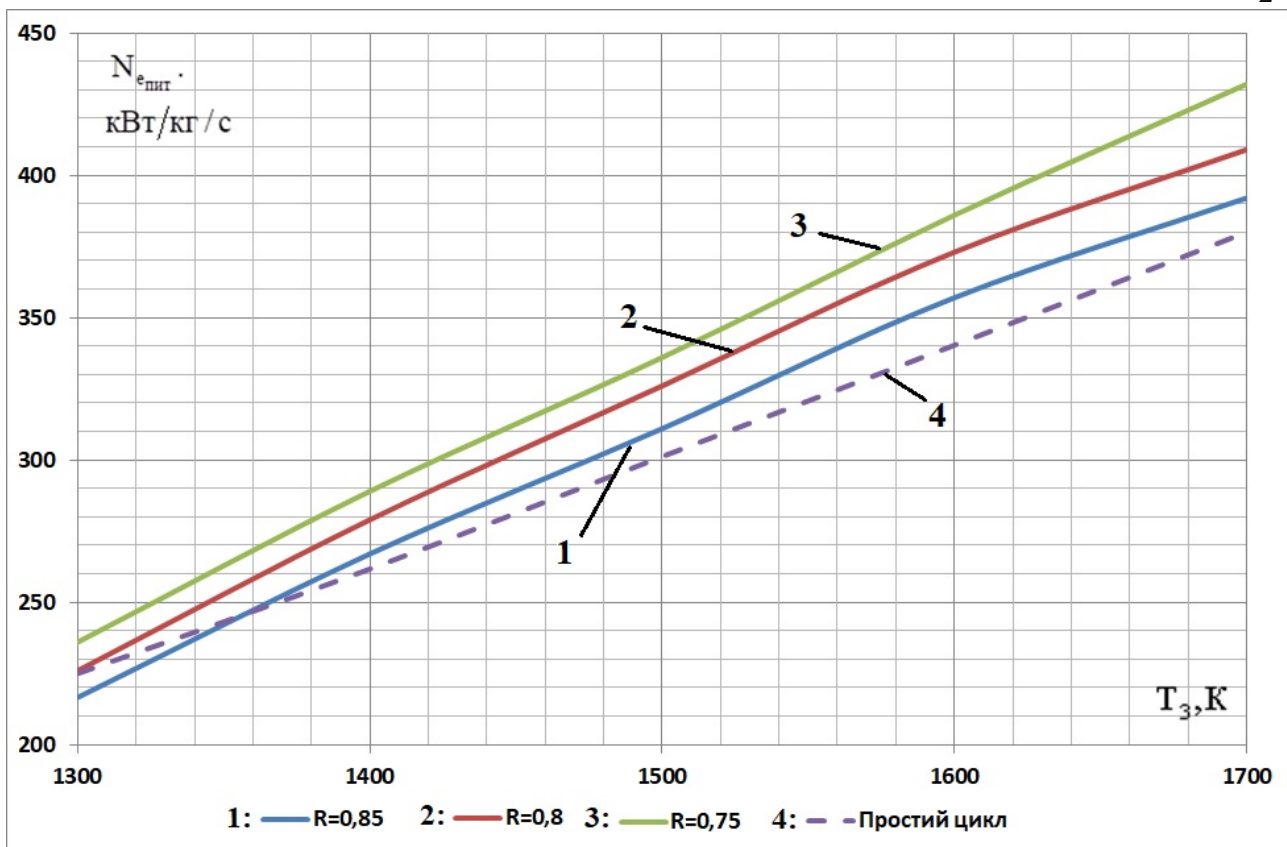


Рис. 2.4. Питова потужність циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД від температури T_3 при оптимальних значеннях параметру $\pi_{K\Sigma}$

Аналіз показує, що в розглянутому інтервалі температур газу перед турбіною

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.02.ПЗ	Арк.
						32

ГТД (1300...1700) К може бути досягнутий максимальний ККД термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД від 41,6% до 49% при мірі регенерації 0,85. Таким чином, ускладнення термодинамічного циклу ГТА простої схеми введенням регенерації тепла відхідних газів ГТД, дозволяє підвищити ККД циклу на 12,0...12,7%. Встановлено досить значний вплив параметру міра регенерації R на ефективний ККД досліджуємого термодинамічного циклу ГТА. Так, при зменшенні параметра R з 0,85 до 0,75, тобто приблизно на 12%, ефективний ККД термодинамічного циклу ГТА знижується на 4,2...5.0%.

Питома потужність термодинамічного циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД може досягати значень від 240 до 430 кВт/(кг/с), зростаючи з підвищенням максимальної температури циклу. Вплив параметру міра регенерації R на показник питомої потужності досліджуємого циклу ГТА виявляється зворотнім. При зменшенні параметра R з 0,85 до 0,75, питома потужність циклу ГТА зростає на 8,0...10.0%.

Результати дослідження залежності оптимальних значень міри підвищення тиску в циклі ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД – π_{Σ} від максимальної температури циклу T_3 та міри регенерації R представлені на рис. 2.5.

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
	Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.02.ПЗ	Арк.
						33

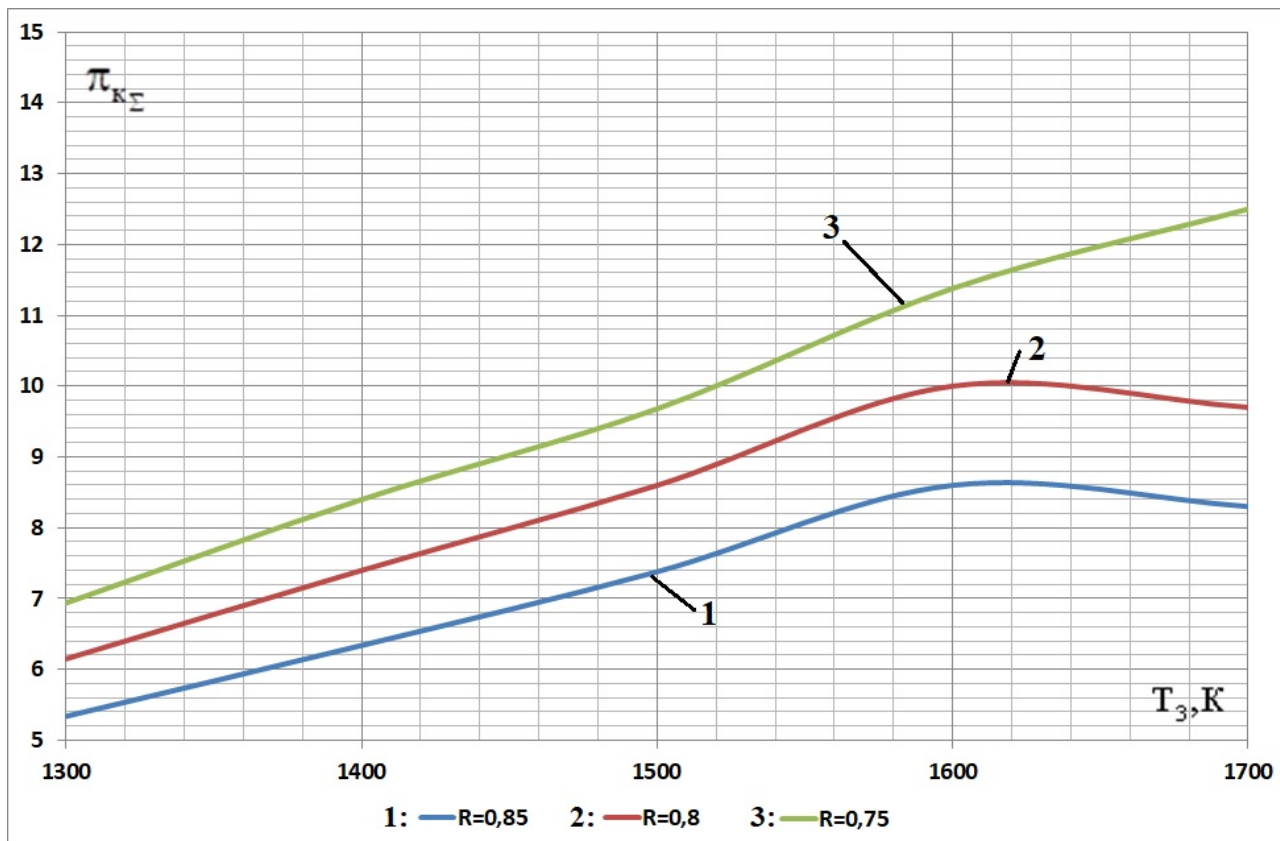


Рис. 2.5. Залежність оптимальних значень міри підвищення тиску в термодинамічному циклі ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД від температури T_3

Слід вказати, що оптимальні значення міри підвищення тиску в циклі ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД в значній мірі залежать як від максимальної температури газу T_3 , так і від міри регенерації R . Так, при мірі регенерації $R = 0,85$ в інтервалі температур газу перед турбіною ГТД (1300...1700) К значення параметру $\pi_{K\Sigma}$ на початку зростає від 5,0 до приблизно 8,6 при $T_3 = 1610K$, а потім зменшується до 8,2 при 1700К. Навпаки, при мірі регенерації $R = 0,75$ значення параметру $\pi_{K\Sigma}$ значно вище і він зростає у всьому розглянутому інтервалі температур газу перед турбіною ГТД (1300...1700) К від 7,0 до 12,5.

Залежність ефективного ККД від міри підвищення тиску ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД представлено на рис. 2.6.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					ДП.142.6231м.21.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

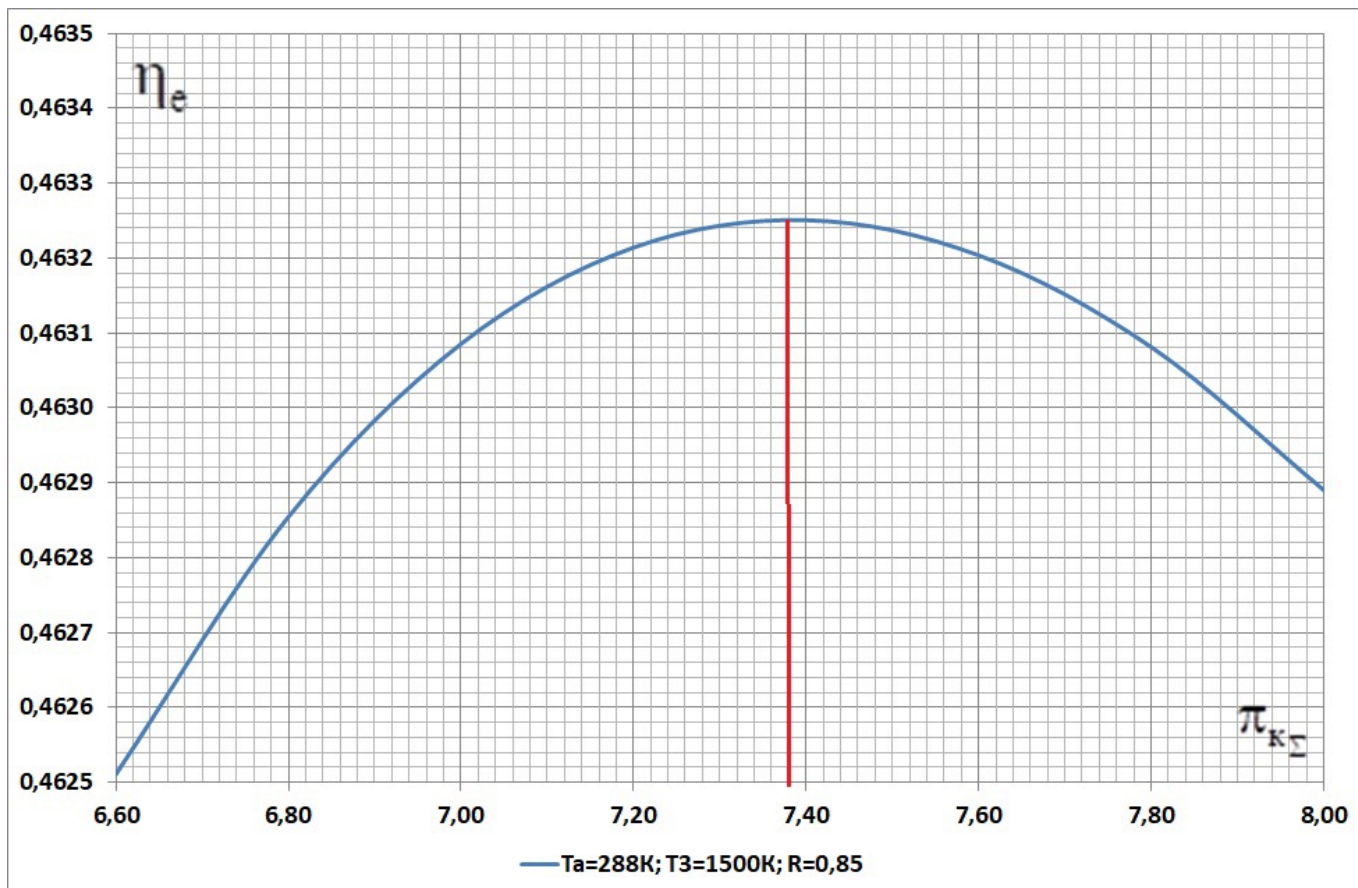


Рис. 2.6. Залежність ефективного ККД від міри підвищення тиску

Спираючись на отримані результати проведеного дослідження, вважаємо доцільним прийняти для подальшої детальної розробки такі термодинамічні параметри циклу ГТА з регенерацією тепла відхідних газів ГТД:

- температура зовнішнього повітря $T_a = 288 \text{ K}$;
- максимальна температура газу $T_3 = 1510 \text{ K}$;
- міра підвищення тиску в однокаскадному компресорі ГТД $\pi_k = 7,5$;
- міра регенерації $R = 0,8$;
- паливо – природний газ (метан).

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.02.ПЗ	Арк.
						35

РОЗДІЛ 3

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ГТА З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ ТА КОГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ГАЗІВ, ЩО ВІДХОДЯТЬ З ГТД

3.1. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з регенерацією та когенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД на режимі повної потужності

Тепловий проєктувальний розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних агрегатів: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик ГТА, а також проєктувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів.

Таблиця 3.1 – Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з регенерацією та когенерацією теплоти газів, що відходять з ГТД на режимі повної потужності

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		перше наближення	друге наближення
1	2	3	4
1. Міра підвищення тиску в компресорній частині ГТА $\pi_{k\Sigma}$	Приймається	7,5	
2. Максимальна температура газу T_3 , К	Приймається	1510	
3. Розрахункова температура зовнішнього повітря T_{30B} , К	Приймається	288	
4. Тиск зовнішнього повітря P_{30B} , МПа	Приймається [1]	0,1013	
5. Допустима температура лопаток турбіни T_d , К	Приймається [1]	1075	
6. Адіабатичний ККД ступеня компресора η_{ak}	Приймається [1]	0,886	
7. Коефіцієнт повноти згорання КЗ η_{K3}	Приймається [1]	0,995	
8. КВПТ вхідного пристрою $v_{вх}$	Приймається [1]	0,985	
9. КВПТ регенератора по повітряній стороні, v_{rp}	Приймається [1]	0,970	
10. КВПТ КЗ v_{K3}	Приймається [1]	0,96	
11. КВПТ опорного вінця ТВТ $v_{т1}$	Приймається [1]	0,995	
12. КВПТ опорного вінця ТН $v_{т2}$	Приймається [1]	0,995	
13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [1]	0,99	
14. КВПТ регенератора по газовій стороні, $v_{рг}$	Приймається [1]	0,96	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.03.ПЗ	Арк.
						37

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
15. Внутрішній ККД ТВТ η_{T_1}	Приймається [1]	0,90	
16. Внутрішній ККД ТН η_{T2}	Приймається [1]	0,92	
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [1]	0,995	
18. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [1]	1,00	
19. Температура охолоджуючого лопаткові вінці повітря, T_{ox} , К	Приймається [1]	390	
20. Коефіцієнт витрати охолоджуючого повітря, g_c	Приймається [1]	0,0199	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Приймається [1]	50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	Приймається [1]	17,18	
23. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Приймається	10000	
24. Міра регенерації, г	Приймається	0,8	
25. Адіабатичний ККД компресора	$\eta_k = \frac{\frac{\kappa_\theta - 1}{\prod_{K\Sigma}^{\kappa_\theta} - 1}}{\prod_{K\Sigma}^{\kappa_\theta \cdot \eta_{ak}} - 1}$	0,8506	0,8509
26. Дійсне підігрів повітря в компресорі, ΔT_k К	$\frac{T_n \cdot (\pi_k^{\frac{\kappa_k - 1}{\kappa_k}} - 1)}{\eta_k}$	263,54	260,67
27. Температура повітря за компресорним блоком ГТД, T_2 К	$T_n + \Delta T_k$	551,54	548,67
28. Середня температура процесу підвищення тиску в компресорі $T_{ср.к}$, К	$T_n + \Delta T_k \eta_k / 2$	400,08	398,90
29. Масова ізобарна теплоємність повітря для процесу в компресорі, $c_{рв.к}$, (кДж)/((кг·К))	$c_{рв.к} = f(T_{ср.к})$ – за діаграмою для повітря	1,014	1,0139
30. Показник ізентропи для процесу підвищення тиску κ_θ	$\frac{c_{рв.к}}{c_{рв.к} - R_\theta}$	1,3955	1,3955
31. Тиск на вході в компресор P_1 , Па	$P_{зov} \nu_{vx}$	0,0998	
32. Тиск повітря на виході з компресору P_2 , Па	$P_1 \cdot \pi_k$	0,7484	
33. Загальний коефіцієнт відновлення повного тиску по газоповітряному тракту ГТА $P\nu_{ГТА}$	$\nu_{vx} \cdot \nu_k \cdot \nu_{p\theta} \cdot \nu_{kc} \cdot \nu_{T_1} \cdot \nu_{T_2} \cdot \nu_{p2} \cdot \nu_{zo}$	0,8587	
34. Загальна міра пониження тиску в турбінах ГТД $P_{T\Sigma}$	$P_{K\Sigma} \cdot P\nu_{ГТА}$	6,4404	

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
35. Температура газу за ГТД у першому наближенні, $T_4^ $, К (прийняти $\eta_{a_r}=0,9$)	$T_3 \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\frac{0,33 \cdot \eta_{a_r}}{1,33}} \right) \right]$	996,18	964,65
36. Температура повітря за регенератором T_{2p} , К	$T_2 + r \cdot (T_4^ - T_2)$	907,26	882,03
37. Тиск повітря на виході з регенератора, P_{2p} , МПа	$P_2 \cdot v_{pн}$	0,7259	0,7259
38. Теплоємності повітря в КЗ, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$: $c_{pн} \Big _{293}^{T_3}$ $c_{pп} \Big _{293}^{T_{2p}}$	за діаграмою $c_p - T$ $f(T_{сер})$ $f(T_{сер})$	1,1574 1,0512	1,1574 1,0484
39. Теплоємність чистих продуктів згоряння $c_{p\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$f(T_{сер}, \alpha = 1)$ за діаграмою $c_p - T$	1,2945	1,2945
40. Відносна витрата палива на КЗ $g_{нал}$	$\frac{c_{pн} \Big _{293}^{T_3} \cdot (T_3 - 293) - c_{pн} \Big _{293}^{T_2} \cdot (T_2 - 293)}{H_U \eta_{кв} - [c_{p\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} (L_0 + 1) - c_{pн} \Big _{293}^{T_3} L_0] \cdot (T_3 - 293)}$	0,0168	0,0174
41. Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ α	$\frac{1}{g_{нал} \cdot L_0}$	3,4596	3,3362
42. Тиск газу на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_{2p} \cdot v_{pн} \cdot v_{кз}$	0,6760	0,6969
43. Число охолоджуваних вінців ТВТ n_{ox1}	$\text{ціле} \frac{2 \cdot \lg \frac{T_\partial}{T_3}}{\lg(1 - (\frac{\Delta T}{T})_{ct})}$	5	5
44. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТВТ g_{ox1} (прийняти $a=1,35$; $\beta_{T_1}=0,92$)	$a \cdot K_{мл} \cdot g_\beta \cdot \beta_T \cdot \frac{n_{ox} + 1}{2} \cdot \frac{T_3 - T_\partial}{T_\partial - T_{ox}} \cdot (\frac{T_3}{T_o})$	0,0694	0,0694
45. Оціночна температура перед ТН $T'_{3,2}, \text{К}$	$T_3 - 0,91 \cdot \Delta T_K$	1272,8	1272,8
46. Число рядів охолоджуємих лопаток ТН n_{ox2}	$\text{ціле} \frac{2 \lg \frac{T_A}{T'_{3,2}}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{ct} \right]}$	3	3
47. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТН g_{ox2} (прийняти $a=1,35$; $\beta_{T_1}=0,96$)	$a k_L g_\beta \beta_{T_1} \frac{n_{ox2} + 1}{2} \frac{T'_{3,2} - T_A}{T_A - T_{ux}} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ux}} \right)^c$	0,0210	0,0210
48. Коефіцієнт витрати КЗ по повітрю $\alpha_{кв}$	$1 - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,015$	0,8946	0,8946
49. Коефіцієнт витрати для ТВТ β_{m1}	$(1 + g_m) \cdot \alpha_{кв}$	0,9097	0,9102
50. Коефіцієнт витрати для ТГ β_{m2}	$\beta_{m1} + g_{ox1} + (0,003 \dots 0,006)$	0,9830	0,9836
51. Коефіцієнт витрати для газовідвідного пристрою β_{zo}	$\beta_{m2} + (0,001 \dots 0,003)$	1,0081	1,0086

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

					ДП.142.6231м.21.03.ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
52. Середня температура газу в ТВД $T_{\text{серт}_1}, \text{K}$	$T_3 - 0,91 \cdot \frac{\Delta T_k}{2 \cdot \eta_{T_1}}$	1378,2	1378,2
53. Середня питома масова ізобарна теплоємність газу для процесу у ТВТ $c_{p_{T_1}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{серт}_1}, \alpha)$ по діаграмі $(c_p - T)$	1,2680	1,2702
54. Показник ізоентропи для процесу в ТВД k_{T_1}	$\frac{c_{p_{T_1}}}{c_{p_{T_1}} - R_g}$	1,2939	1,2932
55. Коефіцієнт балансу потужності ТКБВТ C_1	$\frac{c_{p_{\Pi}}}{\beta_{T_1} \cdot c_{p_{T_1}} \cdot \eta_{m_1}}$	0,8834	0,8813
56. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{T_1}, \text{K}$	$C_1 \cdot \Delta T_k$	230,28	229,74
57. Температура газу за ТВТ $T_{4.1}$, К	$T_3 - \Delta T_{T_1}$	1279,7	1280,3
58. Середня питома масова ізобарна теплоємність повітря і газу для процесу «за- холодження потоку» за ТВТ, кДж/(кг·К): $c_{p_{\text{всум}}}$ $c_{p_{\text{гсум}}}$	$f(T_{4.1})$, по діаграмі $(c_p - T)$ $f(T_{4.1}, \alpha)$, по діаграмі $(c_p - T)$	1,1893 1,2494	1,1894 1,2517
59. Температура газу на вході в ТН $T_{3.2}$, К	$\frac{\beta_{T_1}(T_3 - \Delta T_{T_1})}{(\beta_{T_1} + g_{\text{ox}_1})} + \frac{c_{\text{псум}} g_{\text{ox}_1} T_{\text{ox}}}{c_{\text{гсум}}(\beta_{T_1} + g_{\text{ox}_1})}$	1215,4	1215,9
60. Міра зниження тиску ТВТ π_{m_1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{m_1}}{T_3 \cdot \eta_{m_1} - \Delta T_{m_1}} \right)^{\frac{k_{m_1}}{(k_{m_1} - 1)}}$	2,2647	2,2632
61. Тиск суміші за ТВТ $P_{4.1}$	$\frac{P_3}{\pi_{m_1}}$	0,2985	0,3079
62. Тиск суміші перед ТН $P_{3.2}$, Па	$P_{4.1} \cdot v_{m_1}$	0,2970	0,3064
63. Тиск суміші за ТН P_4 , Па	$\frac{P_{\Pi}}{v_{m_2} \cdot v_{p_r} \cdot v_{zo}}$	0,1071	0,1071
64. Середня температура газу у ТН у першому наближенні $T'_{\text{серт}_2}$, К	$T_{3.2} - \frac{\Delta T_k}{4}$	1150,2	1150,7
65. Середня питома масова ізобарна теплоємність газу для процесу у ТН $c_{p_{T_2}}$, кДж/(кг·К)	$f(T'_{\text{серт}_2}, \alpha)$, по діаграмі $(c_p - T)$	1,2268	1,2289
66. Показник адіабати для процесу у ТН k_{T_2}	$\frac{c_{p_{T_2}}}{c_{p_{T_2}} - R_g}$	1,3068	1,3061

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.03.ПЗ	Арк.
						40

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
67. Температурний перепад у ТН ΔT_{T_2} , град	$T_{3.2} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{T_2}^{\frac{k_{T_2}-1}{k_{T_2}}}} \right) \cdot \eta_{T_2}$	238,04	244,17
68. Температура газу за ТГ $T_{4.2}$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{T_2}$	977,32	971,68
69. Середня питома масова ізобарна теплоємність повітря і газу для процесу «захолюдження потоку» за ТН, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$: $c'_{p.p.сум}$ $c'_{p.r.сум}$	$f(T_{4.2})$, по діаграмі $(c_p - T)$ $f(T_{4.2}, \alpha)$, по діаграмі $(c_p - T)$	1,1368 1,1925	1,1357 1,1930
70. Температура газу за ГТД T_4 , К Тепер потрібно повернутися з температурою T_4 на п.36 і зробити наступне наближення	$\frac{\beta_{T_2}(T_{3.2} - \Delta T_{T_2})}{(\beta_{T_2} + g_{ox_2})} + \frac{c'_{p.сум} g_{ox_2} T_{ox}}{c'_{r.сум}(\beta_{T_2} + g_{ox_2})}$	964,65	959,12
71. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, $\text{кДж}/(\text{кг}/\text{с})$	$c_{p_{T_2}} \cdot \Delta T_{T_2} \cdot \beta_{T_2} \cdot \eta_{m_2} \cdot v_{вх}$	289,26	
72. Приведена витрата повітря через КВТ $G_{\kappa 1.пр}$	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	34,57	
73. Дійсна витрата повітря через КВТ G_{κ} , $\text{кг}/\text{с}$	$G_{\kappa 1.пр} \cdot v_{вх}$	34,05	
74. Витрата повітря через КЗ $G_{\kappa c}$	$G_{\kappa 1} \cdot \alpha_{\kappa c}$	30,46	
75. Годинна витрата палива на ГТД $G_{Пал.год}$	$g_{t_5} \cdot G_{nK3} \cdot 3600$	1913,4	
76. Витрата повітря на охолодження лопаток ТВТ G_{ox_1} , $\text{кг}/\text{с}$	$G_{\kappa} \cdot g_{ox_1}$	2,3616	
77. Витрата суміші через ТВТ G_{m1}	$G_{\kappa} \cdot \beta_{m1}$	30,995	
78. Витрата повітря на охолодження лопаток ТН G_{ox_2} , $\text{кг}/\text{с}$	$G_{\kappa} \cdot g_{ox_2}$	0,7157	
79. Витрата суміші через ТГ G_{m2}	$G_{\kappa} \cdot \beta_{m2}$	33,493	
80. Витрата суміші через регенератор G_{zo}	$G_{\kappa} \cdot \beta_{zo}$	34,345	
81. Питома витрата палива на ГТД C_{Ne} , $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	$\frac{G_{пал.год}}{N_e}$	0,1913	
82. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{Ne} \cdot H_u}$	0,3761	
83. Середня температура повітря в регенераторі, $T_{српр}$, К	$\frac{T_2 + T_{2p}}{2}$	715,35	

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.03.ПЗ	Арк.
						41

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
84. Середня питома масова ізобарна теплоємність повітря в регенераторі, $c_{p_{np}}$ кДж/(кг*К)	$f(T_{c_{p_{np}}})$ за діаграмою $c_p - T$	1,0786	
85. Температура газу за регенератором у першому наближенні, T_5^I , К	$T_4 - \frac{\alpha_{k3}}{\beta_{гв}} \cdot (T_{2p} - T_2)$	663,44	669,57
86. Середня температура газу в регенераторі, $T_{c_{p_{гп}}}$, К	$\frac{T_4 + T_5^I}{2}$	811,28	814,35
87. Середня питома масова ізобарна теплоємність газу в регенераторі, $c_{p_{гп}}$ кДж/(кг*К)	$f(T_{c_{p_{гп}}})$ за діаграмою $c_p - T$	1,1015	1,1022
88. Температура газу за регенератором, T_5 , К	$T_4 - \frac{\alpha_{k3} \cdot c_{p_{np}}}{\beta_{гв} \cdot c_{p_{гп}}} \cdot (T_{2p} - T_2)$	669,57	669,76
89. Температура газу за мережевим підігрівачем води ГТД – МПВ T_6 ; К	$T_{l_{вп}} + \Delta T_{мпв}$	684,76	
90. Середня температура газу для процесу в МПВ1 $T_{сер.мпв}$, К	$\frac{T_4 + T_6}{2}$	821,94	
91. Середня питома масова ізобарна теплоємність газу в МПВ1, $c_{p_{мпв1}}$ кДж/(кг*К)	$f(T_{сер.мпв})$ за діаграмою $c_p - T$	1,1039	
92. Питомий відпуск тепла когенерації за ГТД $q_{ког_d}$	$\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{p_r} \Big _{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6)$	308,16	
93. Коефіцієнт ефективності когенерації $\beta_{ког}$	$\frac{q_{ког.d}}{(\beta - g_{ox}) \cdot q_{кв}}$	0,3245	
94. Тепловий ККД ГТУ $\eta_{теп}$	$\frac{N_{e,yd} + q_{ког.d}}{(\beta - g_{ox}) \cdot q_{кв}}$	0,6290	

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

					ДП.142.6231м.21.03.ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ

Габаритний розрахунок виконується з метою визначення радіальних і осьових розмірів компресорів, турбін і камери згоряння. Він дозволяє оцінити в першому наближенні число ступенів компресорів і турбін, і частоти обертання турбокомпресорних блоків, для камери згоряння оцінити число жарових труб, щоб отримати дані для викреслювання меридіонального перерізу проточної частини ГТД. При компонованні поздовжнього розрізу ГТД перехідники між агрегатами визначаються конструктивно [3].

В результаті розрахунку ГТА на повну потужність отримані основні початкові дані, необхідні для розрахунку компресорів. Щоб викреслити меридіональний переріз проточної частини компресорів, необхідно визначити: зовнішній і внутрішній діаметри на вході, число ступенів, величину проекцій хорд лопаток на осьовий напрямок на середньому діаметрі, осьові зазори між лопатками, зовнішній і внутрішній діаметри на виході з компресора.

Розрахунок компресора багато в чому пов'язаний з характеристиками турбіни, що його приводить. Тому що прийнята окружна швидкість визначає частоту обертання турбокомпресорного блоку, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування турбіни.

Розрахунок ведеться за стандартною методикою визначення габаритних розмірів ГТД, запропонованою кафедрою «Турбін» НУК та [3].

Інв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата	4.1 Визначення габаритних розмірів осьового компресору ГТД В результаті розрахунку ГТА на повну потужність отримані основні початкові дані, необхідні для розрахунку компресорів. Щоб викреслити меридіональний переріз проточної частини компресорів, необхідно визначити: зовнішній і внутрішній діаметри на вході, число ступенів, величину проекцій хорд лопаток на осьовий напрямок на середньому діаметрі, осьові зазори між лопатками, зовнішній і внутрішній діаметри на виході з компресора. Розрахунок компресора багато в чому пов'язаний з характеристиками турбіни, що його приводить. Тому що прийнята окружна швидкість визначає частоту обертання турбокомпресорного блоку, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування турбіни. Розрахунок ведеться за стандартною методикою визначення габаритних розмірів ГТД, запропонованою кафедрою «Турбін» НУК та [3].					
						ДП.142.6231м.21.04.ПЗ Арк. 41
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Початковими даними, необхідними для оцінки габаритів компресорів, є дані, які отримані на етапі детального теплового розрахунку ГТД на режимі повної потужності (табл. 4.1.)

Таблиця 4.1 – Вихідні дані до габаритного розрахунку компресору

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1. Міра підвищення тиску	π_k	—	7,5
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	34,05
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	551,54
5. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0998
6. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	0,7484
7. Середня теплоємність повітря	c_{pv}	кДж/(кг·К)	1,0067
8. Газова стала повітря	R_v	кДж/(кг·К)	0,2881

Інв. № подл.	Підпис і дата					Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ			Арк.
								42

Таблиця 4.2 – Визначення габаритних розмірів осевого компресору

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Колова швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі u_{31} , м/с	Приймається[4]	340
2. Відносна осева швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається [4] (0.45...0.55)	0,45
3. Абсолютне значення осевої швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{31}$	153,0
4. Показник ізоентропії повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3996
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,4924
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,7006
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,2047
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається[4]	0,55
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	0,6113
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,3362
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,4737
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході l_{k1} , м	$(D_{31} - D_{B1}) / 2$	0,1375
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	10623
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається[4]	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора ρ_{MK} , кг/м ³	Приймається[4]	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається[4]	920
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня σ_{k1} , МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{MK}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	226,4

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ	Арк.
						43

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\sigma_{\text{к}} / \sigma_{\text{к1}}$	4,06
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9 \div 1,0) c_{a1}$	145,35
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3817
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,3389
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5102
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,0521
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_{\theta} = \text{const}$
	$D_{c2} = D_{c1}$ $D_{32} = D_{c2} + \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c2}}$ $D_{B2} = D_{c2} - \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c2}}$	—
	$D_{B2} = D_{B1}$	0,3362
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$	0,4235 0,3798
25. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{к2}}$, м	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,0437
26. Міра підвищення тиску в компресорі $\pi_{\text{к}}$	Приймається[4]	7,5
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора $\pi_{\text{кст}}$	Приймається[4]	1,17
28. Число ступенів компресора $z_{\text{к}}$	Ціле $\frac{\lg \pi_{\text{к}}}{\lg \pi_{\text{кст}}}$	12
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{\text{ск}}$, м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,1284

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.21.04.ПЗ

Арк.

44

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_B = \text{const}$
	$D_{c1} = D_{cc}$ $D_{bc} = D_{cc} - \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$ $D_{zc} = D_{cc} + \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$	
	$D_{bc} = D_{b1}$ $D_{zc} = \sqrt{D_{bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$	0,3362
	$D_{cc} = (D_{bc} + D_{zc}) / 2$	0,4235
		0,3798
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{kc} , м	$(D_{zc} - D_{bc}) / 2$	0,0437
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{лк}$	D_{cc} / l_{kc}	8,70
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стк}$	$0,087353 + 0,02604 v_{лк} + 0,00092 v_{лк}^2 + 0,00004 v_{лк}^3$	1,1961
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стк}$, м	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{стк}$	0,0522
35. Осьовий габарит проточної частини L_k , м	$L_{стк} \cdot z_k$	0,6266
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}$, м	$0,22 \cdot D_{31}$	0,1345
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,2567

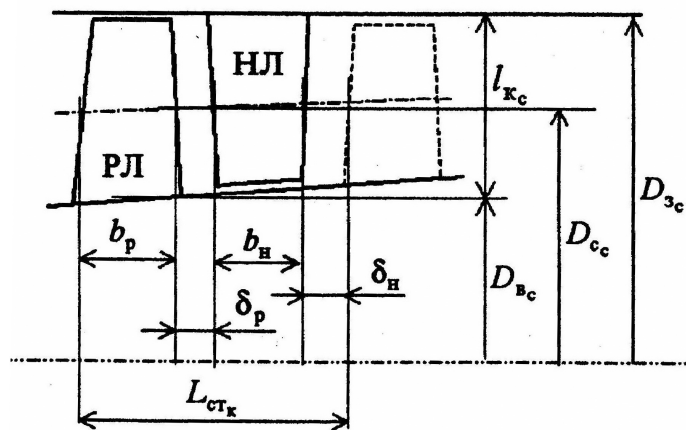


Рис. 4.1. Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьового компресора

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ	Арк.
						45

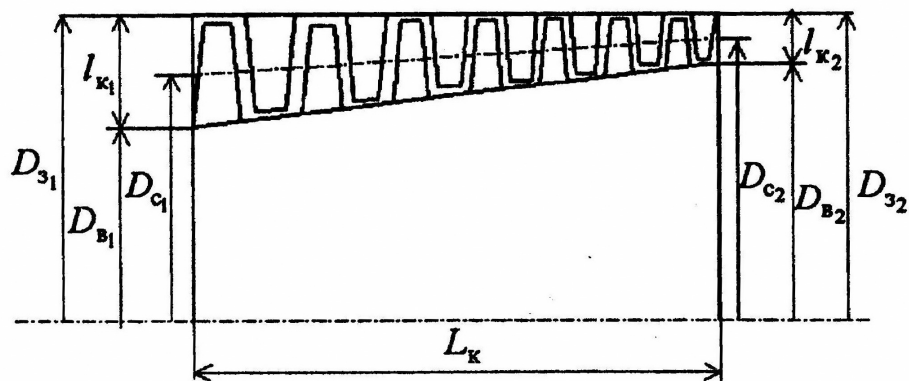


Рис. 4.2. Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

4.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД

З розрахунку ГТА на повній потужності відомі основні дані, необхідні для габаритного розрахунку КЗ.

Камера згоряння протитечійна, трубчасто-кільцевого типу. Для зручності розрахунок ведеться в табличній формі (1.8). Вихідні дані для розрахунку приведені в табл. 4.3. Як паливо для ГТА використовуються природний газ.

Таблиця 4.3 - Вихідні дані до габаритного розрахунку камери згоряння

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1.Тиск повітря на вході в КЗ	$P_{1кз}$	Па	748400
2.Годинна витрата палива	$G_{пг}$	кг/год	1913,4
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{п.диф.}$	кг/с	30,46
4.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{кз}$	—	0,990
5.Теплотворна здатність газоподібного палива	H_u	кДж/кг	50032
6.Стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива	L_0	кг/кг	17,18

Інв. № подл.	Підпис і дата											
	Інв. № дубл.											
	Взам. інв. №											
	Підпис і дата											
<table border="1"> <tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td></tr> </table> ДП.142.6231м.21.04.ПЗ <table border="1"> <tr><td>Арк.</td></tr> <tr><td>46</td></tr> </table>						Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.	46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Арк.												
46												

Таблиця 4.4 - Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
1. Тиск повітря на вході в КЗ $p_1^{КЗ}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$0,7484 \cdot 10^6$		
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[1]	1100		
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал.200} H_u \cdot \eta_{КЗ}) / (Q_v \cdot p_1^{КЗ})$	0,1157		
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[5]	10	12	14
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.} \cdot 10^{-3}$	11,6	9,64	8,27
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[1]	0,7		
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,65		
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,179	0,169	0,160
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,655	0,616	0,585
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,2 \cdot d_{ж.т.}$	0,049	0,042	0,040
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с.кз.}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,725	0,815	0,901
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.8)	1,4		
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал.200} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	12,78		
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал.диф} - G_{п1}$	17,68		
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз.ж.т.}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,253	0,268	0,283
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,3 \cdot F_{кз.ж.т.}$	0,581	0,617	0,650
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з.кз.}$, м	$D_{с.кз.} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	0,980	1,056	1,130
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в.кз.}$, м	$D_{с.кз.} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	0,471	0,574	0,671
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,56 \cdot D_{с2.кз.т}$	0,2127		
20. Довжина циліндричної частини камери згоряння $L_{ц.кз.}$, м	$l_{ж.тр.} / b$	0,574	0,540	0,513
21. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,753	0,708	0,673

Варто звернути увагу на те, що довжину осерадіального дифузора можна прийняти конструктивно спираючись на досвід проектування подібних двигунів.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ	Арк.
						47

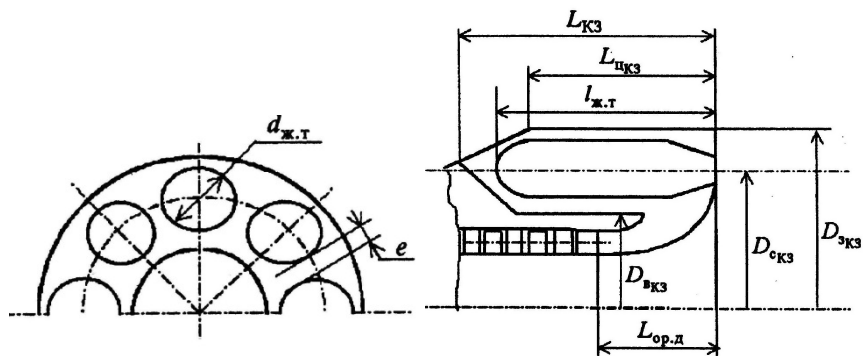


Рис. 4.3. Схема трубчато-кільцевої протитокової камери згоряння

4.3 Визначення габаритних розмірів осевих турбін ГТД

На даному етапі проектування необхідно визначити розміри осевих турбін двигуна. При цьому необхідно враховувати стикування загального компоновання кожної турбіни з попередньою частиною ГТД (КЗ або попередньою турбіною).

Слід зазначити, що розрахунок проводиться для оптимізації на IBM PC з використанням програми газодинамічного розрахунку осевої силової турбіни. Це обумовлено необхідністю одержання заданих частот обертання ТКВТ і ТКНТ, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування.

У ході розрахунку визначається середній діаметр на вході в ТГ. Необхідно враховувати загальне компоновання турбіни з опорним вінцем ТНТ. А також необхідно забезпечити плавність лінії струму від ТНТ до ТГ. Силевий розрахунок силової ТГ проводиться лише після оціночного газодинамічного розрахунку турбіни для аналізу залежності вихідної потужності і частоти обертання турбіни від середнього діаметра $D_{сз}$, кута виходу потоку із соплової решітки α_{11} , кутів розкриття проточної частини γ_k та γ_n і т.д. Необхідність у забезпеченні потужності на фланці двигуна не менш $N_e = 10$ МВт продиктовано вимогами замовника (технічним завданням).

В прийнятій тепловій схемі КГТА передбачається висока температура газу і перед турбінами: 1510 К перед ТВТ і 1280,3 К перед силовою турбіною. Що вимагає вискоелективних схем охолодження соплових робочих лопаток, застосування корозійностійкого покриття лопаток. Для захисту лопаток від корозії застосовується покриття системи $Me \cdot Co \cdot Cr \cdot Al \cdot Y$.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ
					Арк.
					48

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

					ДП.142.6231м.21.04.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Арк.
49

Таблиця 4.6- Розрахунок габаритних розмірів турбін

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТГ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg[1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	2	5
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03
3.Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_a^* \cdot 10^5$, кДж/кг	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_{p\kappa} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	3,78	3,77
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається[4]	10	30
5. Корнева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається[4]	0,1	0,00
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,29	0,0656
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,98
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	502,50	367,93
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	1,2494	1,2627
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,7242	0,5896
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається[4]	14	25
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{\kappa_{T3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{T3} - 1)}{(\kappa_{T3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{T3} - 1}}$	0,9124	0,8062
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2 + 1}{k_2 - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1t}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$,	0,1977	0,2825
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,8150	1,0595
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,0772	0,0849
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,0811	0,0891
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	10,05	11,89
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,6833	0,4849

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ	Арк.
						50

Продовж. табл. 4.6.

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТГ
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	10623	3000
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	453,33	166,42
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,9021	0,4523
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	0,7574	1,07
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{cl}$	0,8922	1,1444
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3} , м	$D_{3c} - l_{cl}$	0,7378	0,9746
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається[4]	ЧС88	ЭП539
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M_3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними[4]	8100	8300
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M_3} , К	Приймається $T_{M_3} = T_d$	1080	1080
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p_2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 70$		-
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[1]	195	180
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M_3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	1,632	6,832
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	142,23	186,59
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_\Gamma}$	1,2593	1,2790
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,2222	0,3335
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,3479	0,5071
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,2658	0,4908
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{M_4} , К	Приймається $T_{M_4} = T_d$	1075	
	$1,08 \cdot T_4$		1049,4

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ	Арк.
						51

Продовж. табл. 4.6.

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТГ
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{M4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[4]	195	640
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в кореневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	1,968	13,98
38. Діаметри на виході з турбіни			
$D_c = const$	$D_{c4} = D_{c3}$ $D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$ $D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,815 0,7112 0,9188	
$D_B = const$	$D_{4B} = D_{3B}$ $D_{43} = \sqrt{D_{4B}^2 + 4F_4 / \pi}$ $D_{4c} = (D_{4B} + D_{43}) / 2$		0,9746 1,2549 1,1148
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4}) / 2$	0,1038	0,1401
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня V_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	7,8504	7,9541
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст.}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,2318	0,3867
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня			
$D_c = const$	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{Bc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$ $D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,815 0,7245 0,9055	
$D_B = const$	$D_{Bc} = D_{B3}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{cm} / \pi}$ $D_{Cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,9746 1,2009 1,0878
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,0905	0,1131
44. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065 + 0,05899 v_T + 0,00331 \times v_T^2 + 0,00003 v_T^3$	1,0429	1,0602

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.21.04.ПЗ

Арк.

52

Продовж. табл. 4.6

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТГ
45. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}, м$	$l_{тс} \cdot \bar{L}_{стт}$	0,0944	0,1200
46. Осьовий габарит проточної частини $L_{т}, м$	$L_{стт} \cdot z_{т}$	0,1888	0,5998

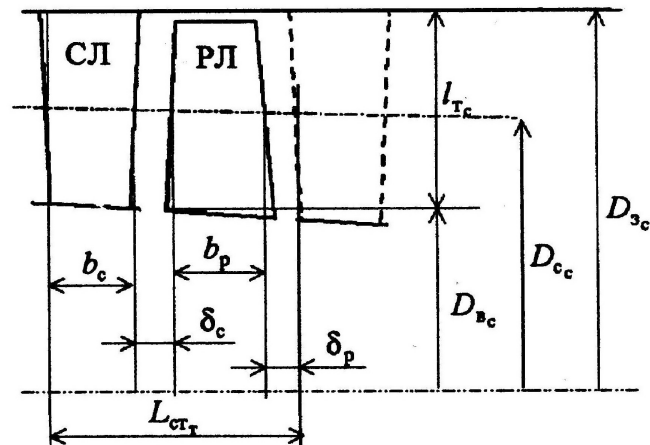


Рис. 4.4. Середній ступінь осьової турбіни

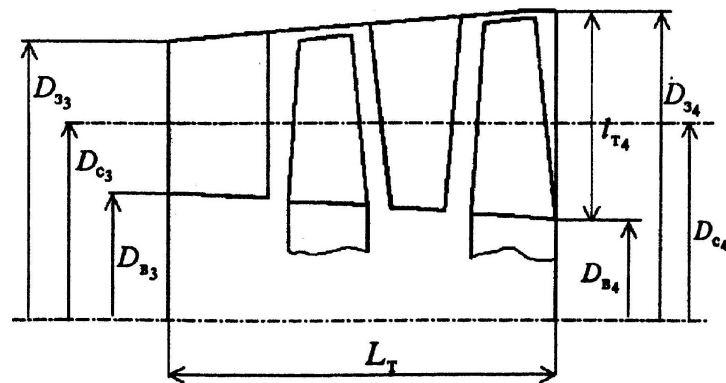


Рис. 4.5. Меридіанний переріз проточної частини турбіни

За результатами габаритно-компоновочного розрахунку основних елементів ГТД будується ескіз його меридіанного перетину(рис. 4.6).

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					ДП.142.6231м.21.04.ПЗ	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДП.14.2.623М.2104.ПЗ.

М 1:15

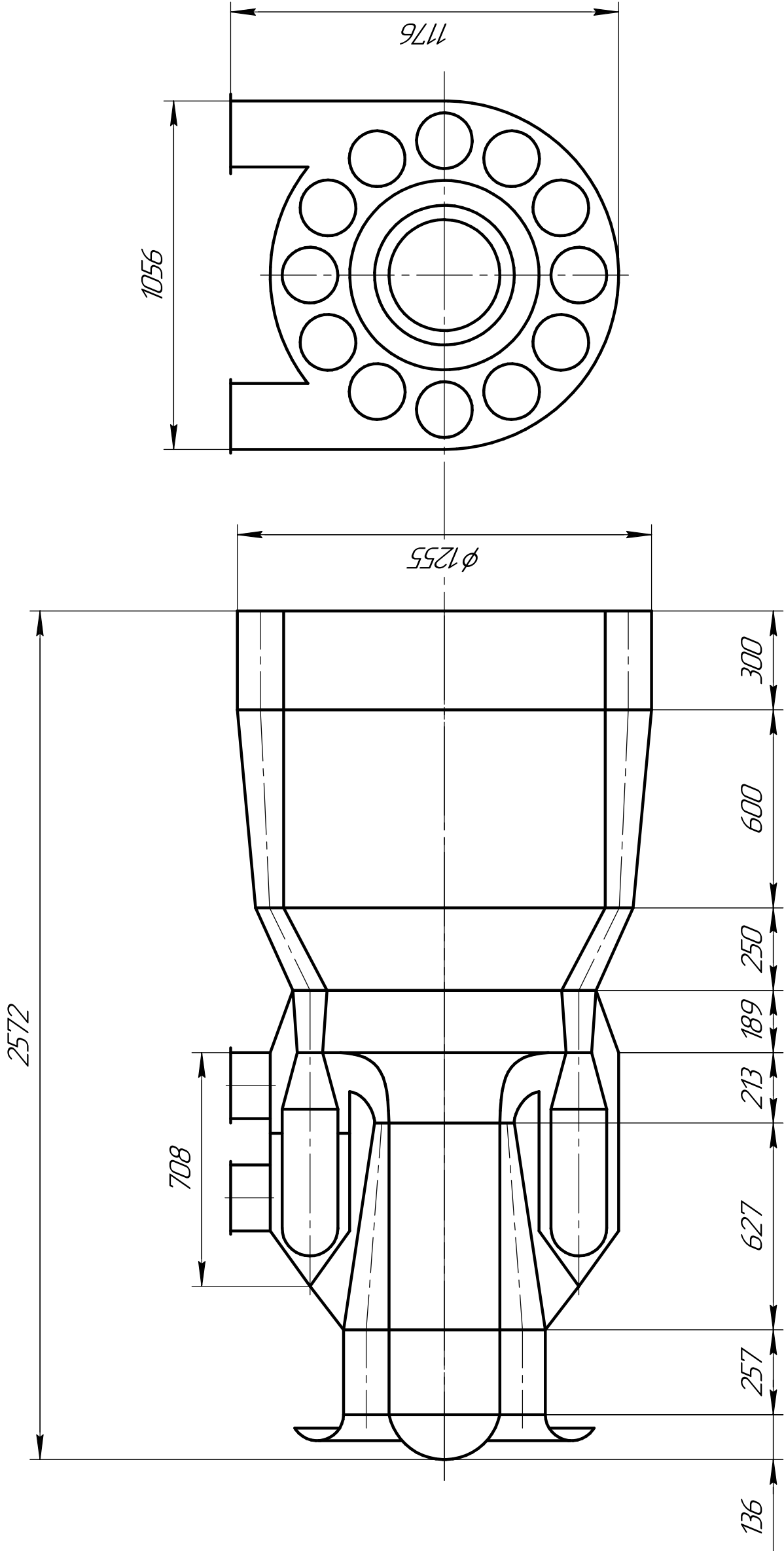


Рис. 4.6. Ескіз мередіонального перерізу проточної частини ГТД

М.б. № подл.	Подп. у дата	Взам. инб. №	Инб. № дучл.	Подп. у дата
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

М.б. № подл.	Подп. у дата	Взам. инб. №	Инб. № дучл.	Подп. у дата	Лист
ДП.14.2.623М.2104.ПЗ.					Лист
Копировал					Формат А3

4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД

4.4.1. Визначення габаритних розмірів регенератора ГТА

Таблиця 4.7 – Визначення габаритних розмірів регенератора ГТА

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу через регенератор (Р), G_{zo} кг/с	З розрахунку теплової схеми ГТА	34,345
2. Температура газу за ГТД, T_4 , К	З розрахунку теплової схеми ГТА	964,65
3. Тиск газу перед Р, P_{4p} , Па	З розрахунку теплової схеми ГТА	107100
4. Температура газу за Р., T_5 , К	З розрахунку теплової схеми ГТА	669,76
5. Тиск повітря перед Р, P_{1m} , Па	З розрахунку теплової схеми ГТА	736400
6. Температура повітря перед Р, T_{1m} , К	З розрахунку теплової схеми ГТА	548,67
7. Температура повітря на виході з Р, T_{2m} , К	З розрахунку теплової схеми ГТА	882,03
8. Відносний крок трубного пучка (ТП), а	$a = S_1/d_1 = 1,25; 1,31; 1,38...1,5$	1,5
9. Еквівалентний діаметр оребреної трубки, d_e м	Прийнято	0,026
10. Зовнішній діаметр трубки, d_1 , м	Прийнято	0,020
11. Внутрішній діаметр трубки, d_2 , м	Прийнято	0,016
12. Висота ребра на трубі, h_p , м	Прийнято	0,015
13. Відносна площа поверхні трубки $\bar{F}_{mp}$, m^2/m	Прийнято	0,4115
14. Поперечний крок в ТП, S_1 , м	$a \cdot d_1$	0,039
15. Поздовжній крок в ТП, S_2 м	$S_2 = S_1$	0,039
16. Середня температура газу в Р, T_{c_2} , К	$(T_4 + T_5)/2$	862,35
17. Середня теплоємність газу в Р, C_{p_2} Дж/(кг×К)	$f(T_{c_2}, \alpha)$	1189
18. Тепло, передане повітрю в Р, Q_{mzo} , Дж/с	$G_{zo} C_{p_2} (T_4 - T_5)$	8210349
19. Середня температура повітря в Р, T_{c_m} , К	$(T_{2m} + T_{1m})/2$	750,8
20. Середня теплоємність повітря в Р, C_{p_a} Дж/(кг×К)	$C_{p_a} = f(T_{c_m})$	1086,0
21. Витрата повітря через Р, G_M , кг/с	З розрахунку теплової схеми ГТА	34,345
22. Відносна кількість тепла, що передане повітрю у верхній секції Р (ВСР), $\bar{q}_{\text{верх}}$	Прийнято	0,5
23. Тепло, що передане повітрю в ВСР, $Q_{\text{вср}}$, Дж/с	$Q_{\text{тго}} \cdot \bar{q}_{\text{верх}}$	4105175
24. Тепло, що передане повітрю в нижній секції Р (НСР), $Q_{\text{нср}}$, Дж/с	$Q_{\text{тго}} - Q_{\text{вср}}$	4105175

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ	Арк.
						55

Продовж. табл. 4.7

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
25. Температура повітря на вході в НСР, $T_{1_{мн}}$, К	$T_{1_{мн}} + Q_{вср} / (G_{пгн} \cdot c_{p_{мн}})$	735,1
26. Температура газу на вході в ВСР, $T_{4_{в}}$, К	$T_5 + Q_{то_{в}} / (G_{то} \cdot c_{p_{г}})$	862,4
27. Середня температура газу в ВСР, $T_{с_{г_{в}}}$, К	$(T_{4_{в}} + T_5) / 2$	814,1
28. Середня температура газу в НСР, $T_{с_{г_{н}}}$, К	$(T_4 + T_{4_{в}}) / 2$	910,6
29. Середня температура повітря в ВСР, $T_{ср_{м_{в}}}$, К	$(T_{1_{мн}} + T_{1_{м}}) / 2$	666,0
30. Середня температура повітря в НСР, $T_{ср_{м_{н}}}$, К	$(T_{2_{м}} + T_{1_{мн}}) / 2$	819,8
Тепловий розрахунок і компоновка конвективної поверхні теплообміну НСР		
31. Густина газу середня, $\rho_{г}$, кг/м ³	$\rho_{г} / (313 \cdot T_{с_{г}})$	0,3817
32. Швидкість газу в "вузькому" перетині НСР, $W_{г}$, м/с	Приймаємо (25...45) м/с	45
33. Площа "вузького" перетину НСР, F_{yc} , м ²	$G_{то} / (W_{г} \cdot \rho_{г})$	2,0822
34. Площа "фронту" ТП НСР, F_{ϕ} , м ²	$F_{yc} / (1 - 1/a)$	6,2466
35. Перетин квадратного газоходу, м	$L = B = \sqrt{F_{\phi}}$	2,4993
36. Перепад температур НСР, ΔT_1 , град..	$\Delta T_1 = T_4 - T_{2_{м}}$	54,30
37. Перепад температур НСР, ΔT_2 , град..	$\Delta T_2 = T_{4_{в}} - T_{1_{мн}}$	127,27
38. Максимально досяжний температурний напір НСР, ΔT_{LM} , град.	$(\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$	85,67
39. Комплекс R НСР	$R = (T_4 - T_{4_{в}}) / (T_{2_{м}} - T_{1_{мн}})$	0,5696
40. Комплекс P НСР.	$P = (T_{2_{м}} - T_{1_{мн}}) / (T_4 - T_{1_{мн}})$	0,7574
41. Поправочний коефіцієнт F НСР	$f(R, P)$ [6]	0,94
42. Ефективний температурний напір НСР, $\Delta T_{M_{нс}}$, град.	$\Delta T_{LM} \cdot F$	80,53
43. Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні трубки, $K_{то}$, Вт/(м ² · К)	Приймаємо (25...40)	34,78
44. Повна площа зовнішньої поверхні ТП НСР, $F_{нсп}$, м ²	$Q_{то} / (K_{то} \cdot \Delta T_{m_{то}})$	1465,73
45. Розрахункове число труб в ряду по фронту Z_{ϕ_p} , шт.	$Z_{\phi_p} = B / S_1$	64,08
46. Число труб в ряду по фронту Z_{ϕ} , шт.	Приймаємо	64
47. Розрахункове число труб в ряду по глибині $Z_{г_{лр}}$, шт.	$Z_{м_{г_{лр}}} = F_{нсп} / (\bar{F}_{тр} \cdot L \cdot Z_{\phi})$	22

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ	Арк.
						56

Продовж. табл. 4.7

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
48. Число труб в ряду по глибині $Z_{\text{гл}}$, шт.	Приймаємо	22
49. Висота ТП НСР, м	$H_{\text{нсп}} = S_2 \cdot Z_{\text{гл}}$	0,8580
50. Загальна кількість труб в пучку НСР, $Z_{\Sigma \text{нс}}$, шт	$Z_{\Sigma \text{нс}} = Z_{\phi} Z_{2\text{л}}$	1408
51. Густина повітря середня, $\rho_{\text{м}}$, кг/м ³	$P_{1\text{м}} / (287 \cdot T_{\text{см}})$	4,2406
52. Швидкість повітря в трубі, $G_{\text{го}} / (W_{\text{г}} \cdot \rho_{\text{г}})$	$(4G_{\text{м}}) / (\rho_{\text{м}} \cdot \pi \cdot d_2^2 \cdot Z_{\Sigma \text{нс}})$	22,25
Тепловий розрахунок і компоновка конвективної поверхні теплообміну ВСР		
53. Густина газу середня ВСР, $\rho_{\text{гв}}$, кг/м ³	$P_4 / (313 \cdot T_{\text{сг}})$	0,4356
54. Площа "вузького" перетину ВСР, $F_{\text{ус}}$, м ²	$G_{\text{го}} / (W_{\text{г}} \cdot \rho_{\text{г}})$	2,082
55. Площа "фронт" ТП ВСР, F_{ϕ} , м ²	$F_{\text{ус}} / (1 - 1/a)$	6,247
56. Перетин квадратного газоходу, L , м	$L = B = \sqrt{F_{\phi}}$	2,499
57. Швидкість газу в "вузькому" перетині ВСР, $W_{\text{гв}}$, м/с	$G_{\text{го}} / (F_{\text{ус}} \cdot \rho_{\text{гв}})$	39,42
58. Перепад температур ВСР, ΔT_1 , град..	$\Delta T_1 = T_{4\text{в}} - T_{1\text{мн}}$	127,23
59. Перепад температур ВСР, ΔT_2 , град..	$\Delta T_2 = T_5 - T_{1\text{м}}$	168,8
60. Максимально досяжний температурний напір ВСР, ΔT_{LM} , град.	$(\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$	147,1
61. Комплекс R ВСР	$R = (T_4 - T_{4\text{в}}) / (T_{2\text{м}} - T_{1\text{мн}})$	0,6993
62. Комплекс P ВСР.	$P = (T_{2\text{м}} - T_{1\text{мн}}) / (T_4 - T_{1\text{мн}})$	0,5204
63. Поправочний коефіцієнт F ВСР	$f(R, P)$ - рис. 4.7	0,98
64. Ефективний температурний напір ВСР, $\Delta T_{\text{Мнс}}$, град.	$\Delta T_{\text{LM}} \cdot F$	144,11
65. Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні трубки, $K_{\text{то}}$, Вт/(м ² · К)	Приймаємо (25...60)	55,2
66. Повна площа зовнішньої поверхні ТП ВСР, $F_{\text{всп}}$, м ²	$Q_{\text{всп}} / (K_{\text{то}} \cdot \Delta T_{\text{мто}})$	515,63
67. Розрахункове число труб в ряду по фронту $Z_{\phi \text{р}}$, шт.	$Z_{\phi \text{р}} = B / S_1$	64,08
68. Число труб в ряду по фронту Z_{ϕ} , шт.	Приймаємо	64
69. Розрахункове число труб в ряду по глибині $Z_{\text{глр}}$, шт.	$Z_{\text{мзр}} = F_{\text{всп}} / (\bar{F}_{\text{тр}} \cdot L \cdot Z_{\phi})$	11,21

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.04.ПЗ	Арк.
						57

Продовж. табл. 4.7

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
70. Число труб в ряду по глибині $Z_{\text{гл}}$, шт.	Приймаємо	16
71. Висота ТП ВСР, м	$H_{\text{вср}} = S_2 \cdot Z_{\text{гл}}$	0,6240
72. Загальна кількість труб в пучку НСР, $Z_{\Sigma_{\text{нс}}}$, шт	$Z_{\Sigma_{\text{нс}}} = Z_{\phi} Z_{\text{эл}} \quad Z_{\Sigma_{\text{нс}}} = Z_{\phi} Z_{\text{мго}}$	1024
73. Висота Р, $H_{\text{р}}$, м	$H_{\text{тго}} = H_{\text{тго}_в} + H_{\text{тго}_н} + 0,20$	1,68

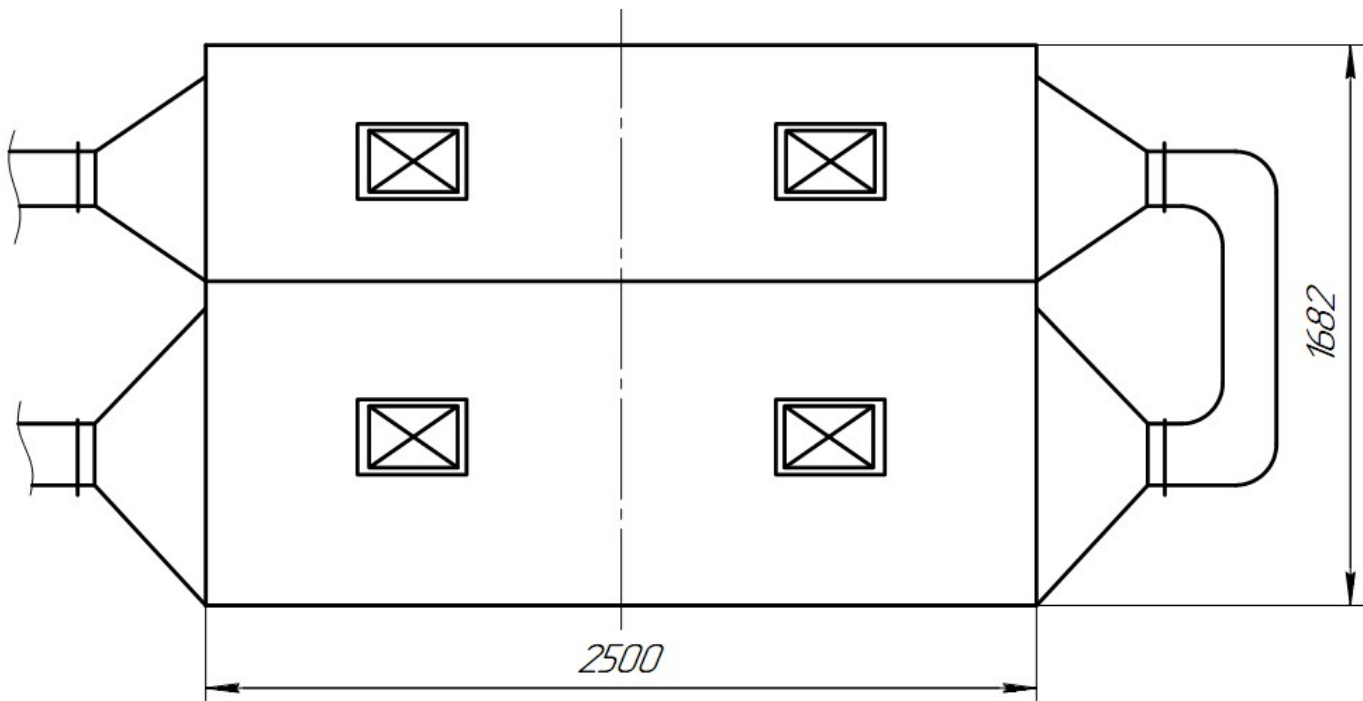


Рисунок 4.7 - Габаритний ескіз регенератора

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

4.4.2. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за регенератором

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також вибору оптимальної компоновки мережевого підігрівача води (МПВ). Розрахунок ведеться за методикою, розробленою на кафедрі турбін НУК. Вихідними даними для розрахунків МПВ є дані з детального теплового розрахунків схеми рекуперативного ГТА. Розрахунки габаритних розмірів МПВ представлені нижче в табл.4.8.

Таблиця 4.8 - Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу на вході до МПВ, $G_{ГТД}$, кг/с	Розрахунок ГТА	34,345
2. Температура газу на виході з ГТД, T_4 , К	так само	959,12
3. Температура води перед МПВ, $T_{1в}$, К	так само	333,0
4. Температура води після МПВ, $T_{2в}$, К	так само	373,0
5. Тиск газу на вході до МПВ, P_4 , МПа	так само	0,1071
6. Мінімальний температурний напір по газу за МПВ, $\Delta T_{МПВ}$, град.	так само	12,0
7. Температура газу за МПВ, T_6 , К	$T_{1_6} + \Delta T_{МПВ}$	684,76
8. Середня масова ізобарна теплоємність газу для процесу в МПВ, $c_{P_r} \Big _{T_6}^{T_4}$, кДж/(кг·К)	$c_{P_r} \Big _{T_6}^{T_4} = f(T_{сер.МПВ}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,1039
9. Тепловий потік в МПВ, $Q_{МПВ}$, кВт	$G_{ГТД} \cdot c_{P_r} \Big _{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6)$	10402
10. Температурний напір вхідний, $\Delta T_{вх}$, К	$T_4 - T_{2_6}$	586,12
11. Середньо логарифмічний температурний напір у МПВ, $\Delta t_{МПВ}$, К	$\Delta t_{МПВ} = \Delta T_{МПВ} - \Delta T_{вх} / \ln \left(\frac{\Delta T_{МПВ}}{\Delta T_{вх}} \right)$	147,64
12. Коефіцієнт теплопередачі у МПВ, $k_{МПВ}$, кДж/(м ² ·год·К)	Приймаємо: (300...450)	450
13. Площа теплопередаючої поверхні трубного пучка, $F_{МПВ}$, м ²	$\frac{Q_{МПВ} \cdot 3600}{k_{МПВ} \cdot \Delta t_{МПВ}}$	563,64
14. Середня швидкість газу в міжтрубному просторі, W_r , м/с	Приймаємо: (20...45)	45
15. Середня температура газу МПВ, $T_{сер.МПВ}$, К	$\frac{T_4 + T_6}{2}$	821,94
16. Газова стала продуктів згоряння, R_r , Дж/(кг·К)	Розрахунок ГТА	288
17. Середня густина газу, $\rho_{сер}$, кг/м ³	$\frac{P_4}{T_{сер.МПВ} \cdot R_r}$	0,4541

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Інв. №	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.

Продовж. табл. 4.8.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
18. Крок розташування ребер на трубі, S_p , м	Приймаємо	0,012
19. Крок розташування труб вздовж газоходу, S_2 , м	так само	0,030
20. Крок розташування труб між сусідніми рядами, S_1 , м	так само	0,060
21. Діаметр оребреної труби, D_p , м	так само	0,038
22. Зовнішній діаметр трубки, d_n , м	так само	0,018
23. Внутрішній діаметр трубки, d_v , м	так само	0,016
24. Товщина ребра, δ_p , м	так само	0,001
25. Розрахункова ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{кт}$, м	$\sqrt{\frac{G_{ГТД} \cdot S_p \cdot S_2}{\rho_{сеп} \cdot W_z \cdot [S_p (S_2 - d_n) - \delta_p (D_p - d_n)]}}$	2,209
26. Конструктивна ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{гх}$, м	Приймаємо	4,9
27. Кількість труб по фронту для пучка обраної геометрії Z_1	$\frac{B_{гх}}{2 \cdot S_2}$	81,667
28. Прийнята кількість труб по фронту, Z_ϕ	Приймаємо	82
29. Повна площа поверхні нагрівання оребреної трубки, $f_{от}$, м	$\frac{\pi \cdot B}{S_p} [d_n (S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_n^2) + \delta_p \cdot D_p]$	1,021
30. Розрахункова кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{МПВ,р}$	$\frac{F_{МПВ}}{f_{тр} \cdot Z_\phi}$	6,7315
31. Конструктивна кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{МПВ}$	Приймаємо	7
32. Висота трубного пучка, $H_{трМПВ}$, м	$Z_{МПВ} \cdot S_1 + D_p$	0,458
33. Конструктивна висота МПВ, $H_{МПВ}$, м	$H_{трМПВ} + 0,20$	0,658

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.21.04.ПЗ

Арк.

60

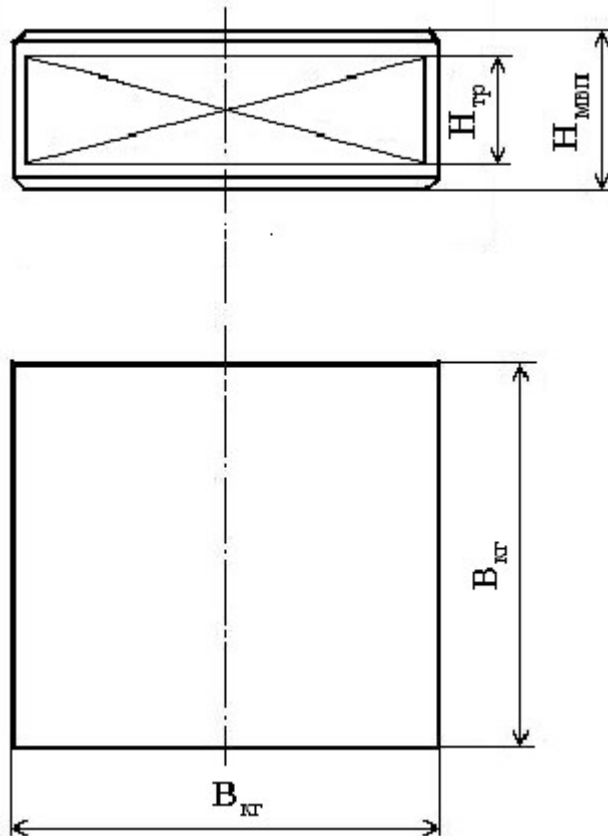


Рисунок 4.8 - Габаритний ескіз МПВ

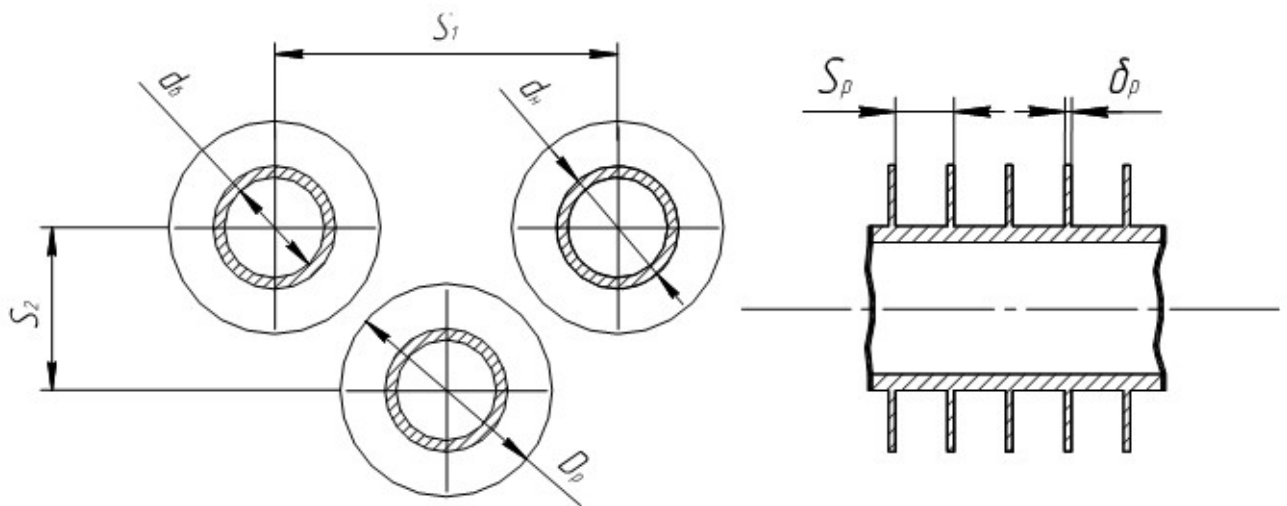


Рисунок 4.9 - Схема розташування трубних пучків в МПВ

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.21.04.ПЗ

[illegible]

Вступ

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Завдання охорони праці – звести до мінімальної ймовірності ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Прикладами небезпечних факторів можуть служити відкриті струмопровідні частини обладнання, рухомі деталі машин і механізмів, розпечені тіла, можливість падіння з висоти самого працюючого або деталей і предметів, наявність ємностей із стисненими або шкідливими речовинами тощо. Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє освітлення, вібрації, шум, ультра- і інфразвук, іонізуючі і лазерні випромінювання, електромагнітні поля. Підвищені напруженість і важкість праці, наявність шкідливих мікроорганізмів або комах і т.д..

Між небезпечними і шкідливими факторами часто не можна провести чіткої межі. Один і той же фактор може призвести до нещасного випадку.

Дисципліна “Охорона праці” – комплексна соціально-технічна дисципліна. Вона включає виробничу санітарію, техніку безпеки, пожежну і вибухову безпеку, законодавство з охорони праці.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.05.ПЗ.	Арк.
						63

5.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції

При роботі ГТА мають місце ряд явищ, що роблять шкідливий вплив на організм людини. До них відносяться, шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випаровування масла і технічних рідин.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих факторів є ГТД та нагнітач. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали допустимим нормам. Це пов'язано з тим, що шкідливі фактори, діючи дратівливо на організм людини, послаблюють реакцію людини і погіршують його самопочуття.

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 “Загальні вимоги до повітря робочої зони” встановлено норми на температуру в машинному залі і на його чистоті. У теплу пору року температура на робочих місцях не повинна перевищувати температуру зовнішнього повітря і повинна бути не вище +25°C [19].

ГТД насичений трубопроводами. При витoku і випаровуванні технічних рідин, масла та інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система припливно-витяжної вентиляції, яка забезпечує необхідну кількість повітря. У табл. 5.1 наведені гранично допустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння та випаровування, які можуть потрапляти в машинний зал.

Таблиця 5.1

ГДК на робочому місці	Токсичні компоненти, мг/м ³						
	Пил	Сажа	Окис вуглецю	Окис вуглеводню	Окис азоту	З'єднання сірки	
	-	С	СО	СН ₂ О	N ₂ О	SO ₂	H ₂ SO ₄
	-	3,5	20	0,7	9	-	-

Велика гучність, особливо при тривалому впливі не тільки вражає органи слуху, а й надає шкідливий вплив на нервову систему і діяльність всього організму людини. При його дії послаблюється увага, знижується гострота зору, загальмовуються психічні реакції. Сильний шум в умовах експлуатації ГТА значно знижує продуктивність праці і може з'явитися причиною нещасного випадку.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.05.ПЗ.					

У табл. 5.2 наведені гранично допустимі рівні шуму для певних робочих місць.

Таблиця 5.2

Вид робочого місця	Рівень звукового, дБ, в октавних полосах з середньо геометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Постійні робочі місця в виробничому приміщенні і на території підприємства	99	92	86	83	80	78	76	74
Пульти в кабінах стеження і ДУ без мовного зв'язку по телефону	97	94	82	78	75	73	71	70

Шум і пов'язані з ним вібрації роблять також руйнівний вплив на споруди і конструкції. Основними джерелами шуму в ГТД є: всмоктуючий (повітрозабірний) патрубок турбіни; вихлопної патрубок турбіни; корпус ГТУ і її агрегатів. Рівень акустичної потужності у вирішальній мірі визначається витратою повітря, залежних від потужності ГТУ.

Основним джерелом шуму, випромінюваного повітрозабірним патрубком ГТУ, є компресор, що генерує шум в області середніх і високих частот, складаючись з широкосмугового “білого” шуму і піків шуму на дискретних частотах. Останні за своєю інтенсивністю можуть на 15-20 дБ перевищувати рівень широкосмугового шуму, і найбільш неприємні для сприйняття.

Основне джерело шуму на вихлопі – струмінь продуктів згорання, яка породжує шум в процесі її турбулентного змішування з навколишнім повітрям.

З внутрішніх шумів, що прослуховуються на вихлопі, низькочастотні (30-200 Гц) належать зазвичай камері згорання і теплообмінним апаратам, а високочастотні (2000-8000 Гц) – турбіні.

Шум корпусу породжується об'єднаними в нього агрегатами: компресором, турбіною, камерою згорання, редуктором, регулювальними клапанами, насосами, і тому може бути як механічного, так і газодинамічного походження.

Низькочастотна частина спектру коливань стінок корпусу (30-200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна – аеродинамічними збудженнями. До механічних причин належать коливання (вібрації), викликані неврів-

Ивв. № подл. Підпис і дата Взам. івв. № Ивв. № дубл. Підпис і дата						Арк.
						65
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
	КР.142.6231м.21.05.ПЗ.					

новаженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння та інших частин, тим чи іншим чином пов'язаних з корпусом ГТУ. Аеродинамічними збудженнями є різні нестационарні процеси в проточній частині агрегатів газоповітряного тракту двигуна.

Складову шуму турбіни, викликану взаємодією роторних і статорних вінців, можна знизити збільшенням осьового зазору між сопловими і робочими вінцями і збільшенням числа ступенів, що зменшує перепад тисків і число Маха в кожного ступеня.

Шум камери згоряння має складну природу, відображаючи складність протікання в ній процесів. По самій своїй конструкції вона являє собою зосередження аеродинамічних генераторів шуму: струменів, що втікають в порожнину жарової труби; закручених потоків, що створюються завихрювачами; зворотних течій.

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Як видно з рис. 5.1, шум цей має широкосмуговий спектр.

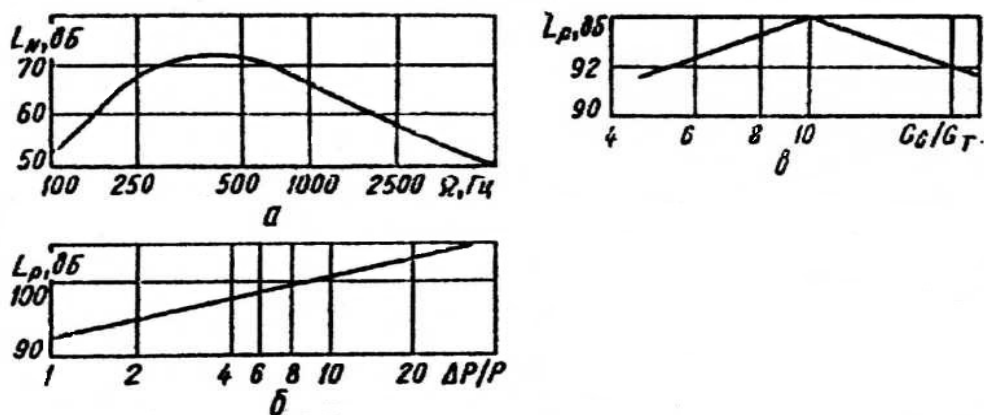


Рисунок 5.1 - Деякі акустичні характеристики шуму горіння:

а – спектр шуму полум'я; б – вплив перепаду тиску на пальник; в – вплив складу горючої суміші.

Істотну частку шуму, породжуваного камерою згоряння, можуть складати компоненти, пов'язані з нестабільністю процесу горіння. У даному випадку мається на увазі нестабільність, що виявляється у вигляді сталих коливань, що відрізняються від гулу горіння значною амплітудою і добре вираженою частотою.

У даному проекті для зниження шуму в камері згоряння служить подача пари

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.05.ПЗ.				Арк.
									66

в камеру згоряння. Заміщення в повітрі частини кисню паром надає дію, аналогічну зменшенню надлишку первинного повітря, тобто подовжує факел. Крім того, позначається і релаксаційні поглинання паром звукових хвиль. При подачі пари в камеру згоряння зменшуються кількість і протяжність вібраційних зон, а також падає амплітуда коливань тиску.

Ще однією небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння – це хімічна реакція окислення, що супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібна наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача і джерела загоряння. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів необхідно враховувати їх агресивний стан. Так як горіння, як правило, відбувається в газовому середовищі, то в якості показників пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утвориться достатня для горіння кількість газоподібних горючих продуктів. Основними показниками пожежної небезпеки, що визначають умови виникнення та розвитку процесу горіння, є температура самозаймання та концентраційні межі заpalення.

в камеру згоряння. Заміщення в повітрі частини кисню паром надає дію, аналогічну зменшенню надлишку первинного повітря, тобто подовжує факел. Крім того, позначається і релаксаційні поглинання паром звукових хвиль. При подачі пари в камеру згоряння зменшуються кількість і протяжність вібраційних зон, а також падає амплітуда коливань тиску.

Ще однією небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння – це хімічна реакція окислення, що супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібна наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача і джерела загоряння. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів необхідно враховувати їх агресивний стан. Так як горіння, як правило, відбувається в газовому середовищі, то в якості показників пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утвориться достатня для горіння кількість газоподібних горючих продуктів. Основними показниками пожежної небезпеки, що визначають умови виникнення та розвитку процесу горіння, є температура самозаймання та концентраційні межі заpalення.

в камеру згоряння. Заміщення в повітрі частини кисню паром надає дію, аналогічну зменшенню надлишку первинного повітря, тобто подовжує факел. Крім того, позначається і релаксаційні поглинання паром звукових хвиль. При подачі пари в камеру згоряння зменшуються кількість і протяжність вібраційних зон, а також падає амплітуда коливань тиску.

Ще однією небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння – це хімічна реакція окислення, що супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібна наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача і джерела загоряння. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів необхідно враховувати їх агресивний стан. Так як горіння, як правило, відбувається в газовому середовищі, то в якості показників пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утвориться достатня для горіння кількість газоподібних горючих продуктів. Основними показниками пожежної небезпеки, що визначають умови виникнення та розвитку процесу горіння, є температура самозаймання та концентраційні межі заpalення.

5.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будівлі електростанції (система піногасіння)

Система піногасіння призначена для гасіння пожеж у машинних і насосних відділеннях, сховищах палива і масла, ангарах та інших пожежонебезпечних приміщеннях.

Для даної будівлі доцільно використовувати стаціонарну систему піногасіння із застосуванням стаціонарно встановлених і переносних генераторів високократної піни. Система піногасіння складається з наступних елементів:

резервуар для зберігання піноутворювача;

змішувачі або пристрої для отримання піноутворюючої суміші;

генератори високократної піни, труби, подовжувачі до них, повітроводи та пінопроводи;

повітряно-пінні стволи;

арматура і контрольно-вимірювальні прилади.

Стаціонарні системи піногасіння розміщуються поза охоронюваних приміщень в станціях піногасіння. Інтенсивність подачі піноутворюючої суміші для отримання повітряно-механічної піни кратністю 70-100 на кожен квадратний метр приміщення, що охороняється. Час безперервної роботи системи і запас піноутворювача приймаються згідно з вимогами [21] .

Вихідні дані:

Площа будівлі $F=252 \text{ м}^2$;

Інтенсивність подачі води $g = 6 \frac{\text{л}}{\text{хв.} \cdot \text{м}^2}$;

Розрахунковий час роботи $t = 15 \text{ хв}$;

Продуктивність парогенераторів $G = 600 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.05.ПЗ.	Арк.
						68

Розрахунок системи піногасіння для компресорної станції

1. Розрахункова кількість піноутворювача:

$$V = 0,06 \cdot g \cdot F \cdot t = 2160 \text{ л.}$$

2. Інтенсивність подачі розчину на розрахункову площу:

$$g_1 = g \cdot F = 2400 \frac{\text{л}}{\text{хв}}.$$

3. Розрахункова кількість піно генераторів:

$$n = \frac{g_1}{G} = 4.$$

4. Запас піноутворювача:

$$V_1 = V \cdot 6 = 12960 \text{ л.}$$

5. Запас піноутворювача для першої стадії:

$$V_2 = \frac{2}{3} \cdot V_1 = 8640 \text{ л.}$$

6. Запас піноутворювача:

$$V_3 = V_1 - V_2 = 12960 \text{ л.}$$

7. Кількість води на першій стадії:

$$g_2 = 0,06 \cdot g_1 = 144 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

8. Кількість води на другій стадії:

$$g_3 = 0,5 \cdot g_2 = 72 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

9. Приймаємо швидкість води в трубопроводі: $W = 2,4 \text{ м/с.}$

10. Діаметр трубопроводу:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot g_2}{W \cdot \pi \cdot 3600}} = 0,15 \text{ м.}$$

11. Розмір труби: $D \times S = 150 \times 4 \text{ мм.}$

12. Площа перерізу трубопроводу:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,0177 \text{ м}^2.$$

Підпис і дата						КР.142.6231м.21.05.ПЗ.	Арк.	
Інв. № дубл.								
Взам. інв. №								
Підпис і дата								
Інв. № подл.		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

13. Різниця тисків біля діафрагми: приймаємо $P_1 - P_2 = 5000 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2} = 500 \text{Па}$.

14. Перемноження коефіцієнтів:

$$m_1 \cdot a = \frac{g_2 \cdot \gamma}{3600 \cdot F_1 \cdot 2 \cdot g \cdot (P_1 - P_2)} = 0,042,$$

де $\alpha_1 = 0,975$ – коефіцієнт витрати; $m = m_1 \cdot \frac{\alpha}{\alpha_1} = 0,043$ – відношення площі.

15. Площа нормальної діафрагми: $F_2 = m \cdot F_1 = 76 \cdot 10^{-5} \text{м}^2$.

16. Діаметр отвору в нормальній діафрагмі:

$$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot F_2}{\pi}} = 0,031 \text{м}.$$

17. Розмір труби для піноутворювача: $D \times S = 30 \times 2 \text{мм}$.

18. Площа перерізу труби для піноутворювача:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} = 7,07 \cdot 10^{-4} \text{м}^2.$$

19. Питома вага піноутворювача: $\gamma = 1110 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^3}$.

20. Висота бака піноутворювача: $H = 2 \text{м}$.

21. Витрата піноутворювача:

$$g_n = \frac{g_1}{10^6} \cdot 2400 \cdot 10^{-6} = 0,0024 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

22. Відношення площі:

$$m_1 = \sqrt{\frac{g_n^2}{g_n^2 \cdot F_3^2 \cdot H \cdot 2 \cdot g \cdot \frac{F_3^2 \cdot (P_1 - P_2) \cdot 2 \cdot g}{\gamma}}} = 0,358.$$

23. Площа отвору дозуючої діафрагми:

$$F_4 = m_1 \cdot F_3 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{м}^2.$$

24. Діаметр отвору дозуючої діафрагми:

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_4}{\pi}} = 0,0178 \text{м}.$$

Ив. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	13. Різниця тисків біля діафрагми: приймаємо $P_1 - P_2 = 5000 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2} = 500 \text{Па}$.	
					14. Перемноження коефіцієнтів: $m_1 \cdot a = \frac{g_2 \cdot \gamma}{3600 \cdot F_1 \cdot 2 \cdot g \cdot (P_1 - P_2)} = 0,042,$ де $\alpha_1 = 0,975$ – коефіцієнт витрати; $m = m_1 \cdot \frac{\alpha}{\alpha_1} = 0,043$ – відношення площі.	
					15. Площа нормальної діафрагми: $F_2 = m \cdot F_1 = 76 \cdot 10^{-5} \text{м}^2$.	
					16. Діаметр отвору в нормальній діафрагмі: $D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot F_2}{\pi}} = 0,031 \text{м}.$	
Ив. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	17. Розмір труби для піноутворювача: $D \times S = 30 \times 2 \text{мм}$.	
					18. Площа перерізу труби для піноутворювача: $F_2 = \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} = 7,07 \cdot 10^{-4} \text{м}^2.$	
					19. Питома вага піноутворювача: $\gamma = 1110 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^3}$.	
					20. Висота бака піноутворювача: $H = 2 \text{м}$.	
Ив. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	21. Витрата піноутворювача: $g_n = \frac{g_1}{10^6} \cdot 2400 \cdot 10^{-6} = 0,0024 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$	
					22. Відношення площі: $m_1 = \sqrt{\frac{g_n^2}{g_n^2 \cdot F_3^2 \cdot H \cdot 2 \cdot g \cdot \frac{F_3^2 \cdot (P_1 - P_2) \cdot 2 \cdot g}{\gamma}}} = 0,358.$	
					23. Площа отвору дозуючої діафрагми: $F_4 = m_1 \cdot F_3 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{м}^2.$	
					24. Діаметр отвору дозуючої діафрагми: $D_d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_4}{\pi}} = 0,0178 \text{м}.$	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.05.ПЗ.	Арк.
						70

5.3. Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів

Управління ГТА повинно проводитися дистанційно з пульта дистанційного керування (ПДК). Для забезпечення безпеки людей, що працюють з електричним струмом, всі струмоведучі поверхні повинні бути ізольовані. Ізоляція в процесі експлуатації повинна задовольняти вимогам ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ “Електробезпека. Загальні вимоги, номенклатура видів захисту”.

Для зменшення небезпеки виникнення пожежі на ГТД повинні бути передбачені системи пожежогасіння. Паливопроводи, масляні ємності та інші трубопроводи повинні бути герметичні, розташовуватися в приміщеннях, ізольованих від ГТД, на безпечній відстані від високотемпературної зони.

Для запобігання потрапляння людини на рухомі елементи ГТА необхідно застосовувати засоби колективного захисту: запобіжні, блокуючі, які сигналізують і спеціальні відповідно до ГОСТ 12.04.001-75.

Для захисту від шуму найбільш галасливі машини і механізми повинні бути закриті звукоізованими кожухами, локалізуючи джерело шуму. Кожухи зазвичай виготовляються з дерева, металу або пластмаси. Із засобів індивідуального захисту від шумів застосовувати вкладиші, навушники або шоломи.

В УПГ в певних умовах при обтіканні потоком їх теплообмінних поверхонь можуть збуджуватися низькочастотні автоколивання, що призводять до сильної вібрації і шуму, як у машинному залі, так і на виході вихлопної труби. Такий шум може поширюватися в радіусі декількох кілометрів. Для придушення автоколивань в газозоді встановлені перегородки, що змінюють ефективне значення поперечного розміру газозоду. Досвід показує, що так можна повністю усунути можливість газодинамічних коливань в теплообмінниках (і зв'язаних з ними газозодах) практично на всіх режимах роботи.

До шумів механічного походження відносяться шуми, породжені вібраціями ротора, роботою підшипників і т.д. Для зниження цих шумів застосовані такі заходи: ретельне балансування і центрування роторів, висока точність виготовлення підшипників, заміна підшипників кочення підшипниками ковзання, застосування високоякісних масел.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.05.ПЗ.	Арк.
						71

Для зменшення шуму всмоктування застосовано двоступеневе глушіння шуму (рис. 5.2). Один з пластинчастих глушників встановлений до повороту потоку, а другий – за поворотом, в конфузорі всмоктуючого тракту ГТУ. Повороти повітря також вважаються засобом, що знижує рівень зовнішнього шуму.

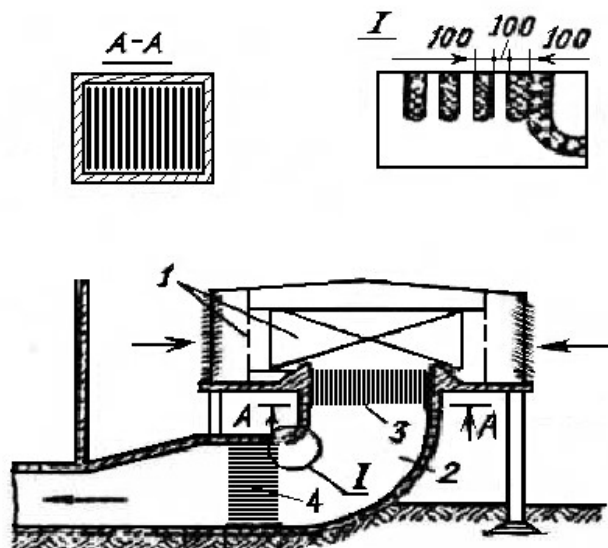


Рисунок 5.2 - Двоступеневе глушіння шуму

1 – повітряні фільтри; 2 – поворотне коліно; 3,4 – панельні ступені шумопоглинання

За ГТД є УПГ і ПГК, теплообмінні поверхні яких значною мірою сприяють зниженню вихлопного шуму.

У залі компресорної станції повинен бути виключений контакт з вібруючими об'єктами шляхом використання огорожень, сигналізації. У разі виникнення необхідності контакту з вібруючими поверхнями застосовувати засоби індивідуального захисту рук (ГОСТ 12.4.002-74), а при загальній вібрації застосовувати спецвзуття (ГОСТ 12.4.024-76).

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.21.05.ПЗ.	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3 - Граничні спектри рівнів вібрації (ГОСТ 12.1.012-90) по швидкості ПС (L_z), LS, відносно $V_0=5 \cdot 10^{-8}$ м/с

$N = PC(L_z)$	Середньогометрична частота в октавн. полос., Гц					
	2	4	8	16	32	63
1	115	107	104	102	101	101
2	112	104	101	99	99	98
3	106	98	98	95	93	92

Таблиця 5.4 - Граничні спектри рівнів вібрації по прискоренню ПС (L_z), LS, відносно $a_0=3 \cdot 10^{-8}$ м/с

$N = PC(L_z)$	Середньогометрична частота в октавн. полос., Гц					
	2	4	8	16	32	63
1	115	107	104	102	101	101
2	112	104	101	99	99	98
3	106	98	98	95	93	92

Приміщення для роботи в ПДК має бути освітлене відповідно до норм СНіП.

Норми штучного освітлення наведені в табл. 4.5.

Таблиця 5.5

Приміщення, робоче місце	Площина освітлення	Мінімум при люмінесцентних лампах Е, Лк	Мінімум при лампах накаливання Е, Лк
Машинний зал	Горизонтальна	100	50
Приміщення допоміжних установок	Вертикальна	500	300
Котельне відділення	Горизонтальна	100	500
Котельне відділення	Вертикальна	300	200

Висновок: при проведенні аналізу і розробки по зниженню впливу небезпечних виробничих факторів в машинному залі компресорної станції, необхідний стан робочої зони може бути забезпечений виконанням заходів:

- а) дотриманням правил техніки безпеки і поведіння на виробництві;
- б) захист від джерел теплових випромінювань;
- в) влаштування вентиляції та опалення;

г) засоби індивідуального захисту.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.

					КР.142.6231м.21.05.ПЗ.	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		
						КР.142.6231м.21.06.ПЗ.			
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
	Студент.	Татаров О.О.				Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Ващиленко М.В.						74	85
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

Вступ

Охорона навколишнього середовища – самостійна наука, яка вивчає вплив різних промислових підприємств на навколишнє середовище.

Проблеми захисту навколишнього середовища від забруднень і відходів, що викидаються промисловими підприємствами та транспортом, з кожним роком набувають все більшого значення. Вирішення цих проблем носить важливий характер, так як це позначається на стані екології та на стані здоров'я людей.

Охорона навколишнього середовища повинна розглядатися не як раптово виникла проблема або непередбачений наслідок зростання виробництва, а як нормальна умова загального процесу.

Гострота проблеми захисту навколишнього середовища під час бурхливого розвитку науки і техніки обумовлюється тим, що в сучасних умовах негативні наслідки впливу антропогенного характеру на природу досягли великих масштабів. Щоб виключити можливий явище т.зв. “ екологічної кризи ”, необхідні зусилля наукових, громадських та інших організацій.

6.1. Аналіз шкідливої дії вихлопних газів ГТД на навколишнє середовище

Техніко-економічний аналіз і накопичений світовий досвід показують, що застосування газотурбінних установок є одним з перспективних шляхів вдосконалення енергетичних систем, підвищення їх економічності і надійності. Значні також переваги газотурбінних двигунів в якості транспортних. Тому останні десятиліття характеризуються інтенсивним розвитком газотурбобудування.

ГТД та ГТУ відносяться до сімейства теплових двигунів, в основі робочого процесу яких лежить процес горіння палива. У зв'язку з цим їх розвиток застосування супроводжується як зростанням споживання палива та атмосферного кисню, так і збільшенням масштабів забруднення атмосфери вихлопними (димовими) газами.

Загалом, з боку газових турбін найбільш значними факторами впливу на навколишнє середовище є: теплові викиди, викиди в атмосферу екологічно шкідливих речовин і шум.

Вихлопні гази являють собою суміш продуктів згоряння з надмірним повіт-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ.	Арк.
						75

рям. У загальному випадку продукти згоряння застосовуваних у ГТД і ПГУ рідких і газоподібних (вуглеводневих) палив можуть містити:

продукти повного згоряння горючих компонентів палива – вуглекислий газ CO_2 , водяні пари H_2O , оксиди сірки SO_2 і SO_3 (за наявності в паливі сірки);

компоненти неповного згоряння палива – вільний вуглець (сажа – C), оксид вуглецю CO , різні вуглеводні C_xH_y ;

оксиди азоту (основними з яких є оксид азоту NO і діоксид азоту NO_2);

зольні частинки, що утворюються з негорючих мінеральних домішок.

Окремі складові продуктів згоряння палива дуже токсичні, негативно діють на людину і навколишнє середовище. Токсичні оксиди вуглецю CO , азоту NO_x , сірки SO_x , незгорілі вуглеводні C_xH_y , сірчисті, галоїдні з'єднання і багато інших компонентів. Дим, який являє собою вуглецеві частинки, як активний адсорбент може також містити канцерогенні речовини.

Кількість шкідливих викидів найчастіше вимірюють: в грамах забруднюючої речовини, яка випадає на 1 кг згорілого палива (г/кг); в міліграмах забруднювача на 1 м^3 продуктів згоряння (мг/м^3); в об'ємних відсотках (%); в частинах на мільйон об'ємних часток продуктів згорання (ppm). Димність визначається в умовних одиницях щодо затемнення матеріалу фільтра або у відсотках.

Оксид вуглецю – газ без кольору і запаху. При його поєднанні з гемоглобіном зменшується здатність крові переносити кисень. Гранично допустима концентрація (ГДК) цього забруднювача в повітрі населених пунктів складає 1 мг/м^3 .

Оксиди азоту ($\text{NO} + \text{NO}_2$) дуже токсичні. Потрапляючи в організм людини і з'єднуючись з водою, вони утворюють азотну кислоту, яка руйнує легеневу тканину, подразнює слизові оболонки, викликає незворотні зміни в серцево-судинній системі. ГДК якого становить 0,085 мг/м^3 (у перерахунку на NO_2).

Оксиди сірки впливають на верхні дихальні шляхи як дратівливий і задушливий газ. ГДК якого становить 0,05 мг/м^3 (в перерахунку на SO_2).

Незгорілі вуглеводні при попаданні в людський організм впливають на світлову чутливість очей, умовно-рефлекторну діяльність, активність мозку. ГДК якого становить 2,5 мг/м^3 (у перерахунку на бензин). Найбільш токсичний з вуглеводнів

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ.	Арк.
						76

бензоперін $C_{20}H_{12}$, ГДК якого $0,000001 \text{ мг/м}^3$.

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТД:
водяний пар і двоокис вуглецю через небезпеку виникнення в атмосфері “парникового” ефекту;

сполуки сірки, які викликають утворення в атмосфері твердих частинок, що не пропускають сонячні промені;

оксиди азоту через небезпеку руйнування озонового шару і збільшення в результаті цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Азотисті сполуки в паливі знаходяться в незначній кількості. В атмосферному повітрі об'ємна частка азоту перевищує 78%. У загальному випадку оксиди азоту можуть бути як продуктом окислення азоту повітря (“повітряні” окисли азоту), так і продуктом окислення азоту, що міститься в паливі (“паливні” окисли азоту). Абсолютні їх кількості і співвідношення між ними різні в залежності від вмісту паливного азоту і від факторів, що впливають на процеси окислення.

При нормальному тиску азот інертний, проте при збільшенні його парціального тиску $0,8-1,2 \text{ МПа}$ з'являється ефект наркотичної дії, а підвищення вмісту в повітрі до 93% може призвести до аноксемії і навіть смерті.

Газові викиди ГТД та ГТУ відрізняються димовими газами від інших теплових двигунів і промислового палива спалюваного обладнання тим, що в них продукти згоряння сильно розбавлені надлишковим повітрям. Коефіцієнт надлишку повітря у вихлопних газах ГТУ: $\alpha_0 = G_B / G_T \cdot L_0$, де G_B , G_T – секундні витрати повітря і палива, L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання поданого в камеру згоряння палива, досягає 3-6 на номінальному режимі і ще більш високих значень – на часткових навантаженнях. Це призводить до того, що реальні концентрації токсичних речовин у вихлопних газах ГТД і ГТУ завжди істотно нижче, ніж в димових газах ПТУ і у вихлопних газах ДВЗ. Проте, існуючими нормами вміст шкідливих (токсичних) компонентів у вихлопних газах ГТУ також лімітується.

Концентрація оксидів азоту у вихлопних газах ГТУ визначається величиною NO , що утворюється в первинній зоні, але з урахуванням розбавлення продуктів згоряння вторинним повітрям.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ.	Арк.
						77

Розбавлення повітрям, природно, полегшує наступне розсіювання вихлопних газів ГТУ до необхідних санітарно-гігієнічних норм, не вимагаючи високих димових труб.

Однак розбавлені газів повітрям, що знижує концентрації шкідливих викидів у вихлопному струмені, не означає зменшення загального, а тим більше регіонального забруднення атмосфери, оскільки воно визначається абсолютним значенням шкідливих викидів.

У ГТД, що працюють на газоподібному паливі, викиди оксидів сірки та золи відсутні, а основними шкідливими компонентами вихлопних газів є оксид азоту (повітряного походження) і продукти неповного згоряння палива: С, СО, С_хН_у. У ГТД масові викиди СО і С_хН_у істотно нижче, ніж в поршневому ДВЗ, але по викиду NO_х може навіть перевершувати поршневий двигун (особливо за наявності регенерації тепла). Не поступаються ГТУ в цьому відношенні і іншим видам паливоспалювального обладнання.

На відміну від котлоагрегатів паротурбінних ТЕС, де склад токсичних компонентів димових газів визначається в основному видом палива і мало залежить від навантаження, в ГТУ склад токсичних компонентів дуже сильно змінюється зі зміною навантаження. Якщо при часткових навантаженнях токсичність вихлопних газів в своїй мірі визначається токсичністю СО і NO_х, то на максимальних режимах домінуючими стають високотоксичні оксиди азоту, причому намітилися тенденції подальшого розвитку ГТУ та ГТД сприяють зростанню їх емісії.

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ. 78

6.2. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів вихлопних газів

Методи зменшення емісії CO і C_xH_y полягають у наступному:

- зменшення часу існування крапель палива;
- підвищення ефективності процесів сумішоутворення;
- зменшення часу затримки займання і горіння палива.

У реальних системах горіння це досягається:

- поліпшенням якості розпилювання палива використанням високонапірних і низьконапірних паливоповітряних форсунок;
- оптимальною організацією робочого процесу в камері згоряння і підвищенням температури в зоні хімічного реагування;
- використанням принципів попереднього підігріву і випаровування палива, а також гомогенізації паливоповітряної суміші;
- збільшенням обсягу первинної зони і часу перебування в ній;
- зменшенням витрати повітря на плівкове охолодження стінок жарових труб.

Методи зменшення димності. При спалюванні рідких палив димність збільшується із збільшенням вмісту в паливі ароматичних складових, щільності і температури кипіння. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням вмісту в паливі водню. Димність істотно зростає при збільшенні тиску в камері згоряння. Методи зменшення димності полягають у наступному:

- зменшення часу існування крапель палива;
- зменшення часу затримки займання і горіння палива.

Ці методи реалізуються шляхом :

- зменшення обсягу перенасиченням паливом високотемпературних зон, якщо це не супроводжується зменшенням стійкості горіння;
- використання багатофорсуночних фронтів пристроїв камер згоряння;
- поліпшенням якості розпилювання палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ.	Арк.
						79

барію або магнію);

- використання водопаливних емульсій і уприскування води.

Способи зменшення викиду NO_x . Так як боротьба з утворенням оксидів азоту паливного походження NO_T важка, то єдиною практично доцільною мірою зниження їх концентрації у вихлопних газах ГТУ слід вважати обмеження вмісту азоту в паливі. Річ утім, що в традиційних газотурбінних паливах вміст азоту невеликий, і тому основну частку NO_x у вихлопних газах ГТУ, особливо при великих навантаженнях, складають зазвичай оксиди азоту “повітряного” (тобто термічного) походження NO_B . У зв'язку з цим розглянемо заходи щодо зниження емісії саме цих оксидів.

1. Збільшення коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння камери (тобто збіднення суміші в первинній зоні). Цим зменшується температура в зоні горіння і час перебування газів в ній. Цей метод ефективний, якщо передбачені додаткові пристосування для збільшення коефіцієнта повноти згоряння палива при збідненні паливоповітряної суміші.

Можливе при цьому зниження NO_x в різних камерах згоряння показано на рис. 6.1.

При різних конструкціях камер згоряння збільшення α_1 зменшує емісію NO_x , особливо при роботі камер згоряння на газоподібному паливі. Однак слід зауважити, що при збільшенні α_1 збільшується емісія CO і C_xH_y , в результаті чого сумарний фактор токсичності може зберегти досить високе значення. При більш високих початкових параметрах повітря зростання емісії продуктів недопалу може бути не настільки різким, як при випробуваннях в умовах низьких параметрів повітря, але все ж матиме місце. Як це відбувається в камерах при збільшенні надлишку повітря на часткових навантаженнях. Крім того, в камерах класичного виконання при збільшенні α_1 , погіршуються пускові властивості характеристики стійкого горіння.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ.	Арк.
						80

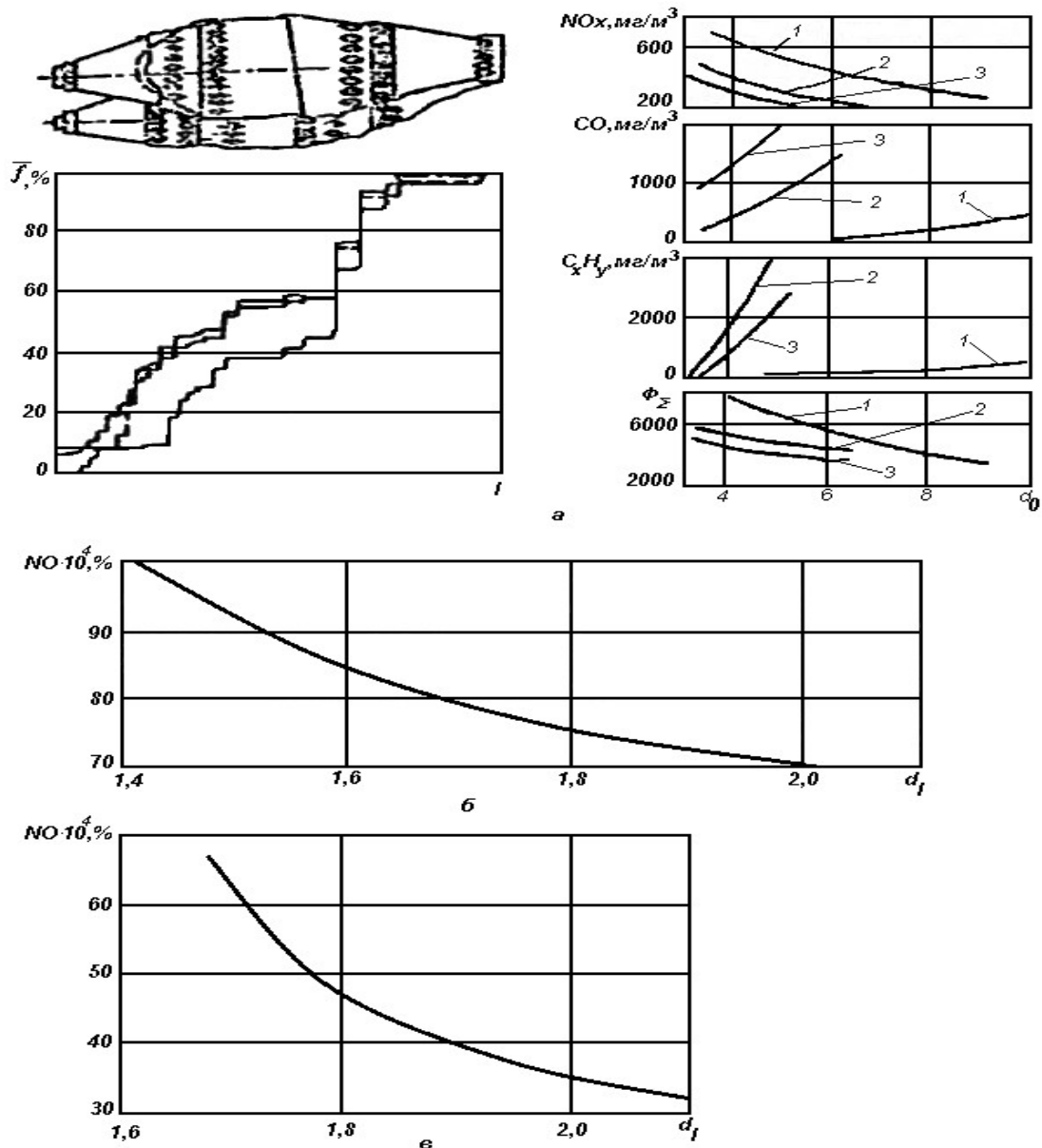


Рисунок 6.1 - Графіки зміни показників токсичності камер згоряння в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

а – кільцева камера авіаційного ГТД при роботі на природному газі (умови $P_b=0,12...0,13$ МПа. $T_b = 343...353$ К); 1,2,3 – варіанти розподілу повітря по трактам; б – трубчатa камера (газотурбінне паливо $\alpha_0=5,5$); в – семипальникова камера з регулюючим змішувачем (природний газ, $\alpha_0=5,7$).

З усього викладеного можна зробити висновок, що збідніння (збільшення α_1) суміші в зоні горіння, дійсно, може бути ефективним засобом зниження емісії NO_x , і з цієї точки зору доцільно виконання камери взагалі без розділення повітря на первинну і вторинну зони. Однак для реалізації такого режиму необхідна розробка спе-

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ.				Арк.
									81

ціальних конструкцій фронтних пристроїв, здатних ефективно і стійко працювати при високих надлишках повітря.

2. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям. Наприклад, використання низьконапірних паливоповітряних форсунок зменшує вихід оксидів азоту на 25...35%. У цьому розумінні оптимальним є отримання гомогенної паливоповітряної суміші до подачі її в зону горіння камери. У результаті з сумарного часу горіння рідкого палива виключається час прогріву, випаровування і сумішоутворення, що зменшує довжину зони хімічного реагування та викиди NO_x . Однак зайва гомогенізація суміші істотно звужує область стійкої роботи камери.

3. Подача в зону горіння води або пари. Теплоємність водяної пари майже в два рази перевищує теплоємність повітря, тому подача його в зону горіння дає більш значне зниження температури, ніж рециркуляція продуктів згоряння.

У результаті такого зниження температури в експериментальних дослідженнях вдавалося знизити вміст оксидів азоту в 1,6 рази, ніж при роботі на сухому повітрі.

Ще більший ефект дає подача в зону горіння води, тому що тоді зона горіння втрачає додаткове тепло на випаровування рідини.

Але детальні дослідження показують, що введення в зону горіння води або пари дає також ряд побічних ефектів, які помітно впливають на інші характеристики робочого процесу камер згоряння.

4. Застосування каталітичних камер згоряння. Застосування каталізаторів в процесах горіння дозволяє або збільшити швидкість хімічних реакцій при тому ж рівні температур, або зберегти цю швидкість на необхідному рівні при істотно зниженому температурному рівні процесу. Друге – для зменшення утворення окислів азоту. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.

Випробування показали, що поряд з видом матеріалу каталізатора велику роль грає також його конструктивне виконання у вигляді спеціальних матриць або ґрат.

5. Введення спеціальних присадок в паливо, які запобігають утворенню NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так добавки

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ.	Арк.
						82

0,3% кобальту або міді в паливо зменшують викиди оксидів азоту на 20...25%.

6. Плазмохімічне горіння. Плазмохімічні технології засновані на використанні низькотемпературних плазмових струменів. Спалювання палив в камерах згоряння за допомогою плазмового факела істотно підвищує повноту згоряння. Це спалювання відбувається за участю плазмотрона, який конструктивно розміщується поблизу форсунок або суміщають з ними.

Инов. № подл.	Підпис і дата					Инов. № дубл.	Взам. інов. №	Підпис і дата	Инов. № подл.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ.				Арк.
									83

6.3. Заходи, прийняті в проектованому двигуні для зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище

Розвиток нової техніки ставить на перше місце вимоги щодо захисту навколишнього середовища. Для цього створені і створюються, як у нас, так і за кордоном, різні природоохоронні організації, діяльність яких спрямована на контроль і захист навколишнього середовища. У зв'язку з швидким збільшенням числа діючих енергетичних установок, їх вплив на навколишнє середовище з кожним днем зростає.

Завдання охорона навколишнього середовища полягає в тому, щоб не перевищувати допустимий рівень забруднення. Це завдання може бути вирішене за двома основними напрямками:

- очищення і зниження токсичності викидів, які неминуче потрапляють у атмосферу;
- створення систем, що працюють по замкнутому циклу і дозволяють утилізувати основну масу відходів.

Характер забруднення середовища залежить від ряду чинників:

- сорт використовуваного палива і масла;
- тип двигуна;
- умови експлуатації.

У проекті була використана ідея контактного ГТД з уприскуванням пари в камеру згоряння. Після камери згоряння парогазова суміш з високою температурою надходить у турбіну, після якої тепло суміші використовується в УПГ. Після УПГ суміш надходить в ПГК, де охолоджується і конденсується пар. Конденсат повертається в цикл, а які відпрацьовані продукти згоряння палива, максимально очищені і охолоджені, викидаються в атмосферу.

Зниження вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах забезпечується плавним процесом згоряння палива в камері згоряння, зниженням температури в зоні горіння за рахунок підмішування пару, наявністю УПГ. З точки зору захисту навколишнього середовища, переваги утилізаційного котла полягають у тому, що він не тільки значно знижує теплові викиди в атмосферу, а й зменшує рівень шуму при

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.06.ПЗ.	Арк.
						84

вихлопі і осаджує розпорошені частки, які знаходяться у відпрацьованих газах.

Таким чином видно, що навіть правильно обрана теплова схема установки сприяє захисту від шуму і шкідливих викидів.

До найбільш ефективних технічних заходів щодо захисту навколишнього середовища слід віднести комбіновані системи нейтралізації відпрацьованих газів і утилізації їх теплоти. До таких систем відносяться: каталітичні нейтралізатори, рідинні нейтралізатори, іскрогасники, різні фільтри, що уловлюють сажу і частки палива, масла і токсичних речовин. У даному двигуні для зниження токсичності вихлопних газів крім усього вище перерахованого застосовується і плівковий абсорбер, так як він застосовується при великих швидкостях газів, а також має можливість додатково їх охолодити. Плівковий абсорбер встановлений після конденсатора.

Вихлопні гази повинні розсіюватися в атмосфері до гранично допустимих концентрацій. В енергетичних ГТД необхідного рівня концентрацій вихлопних газів у приземному шарі атмосфери досягають відповідним вибором висоти вихлопних труб. Для проектного двигуна при витраті палива 8834,4 кг/год за графіком на рис. 6.2 обрана висота вихлопної труби 14 м.

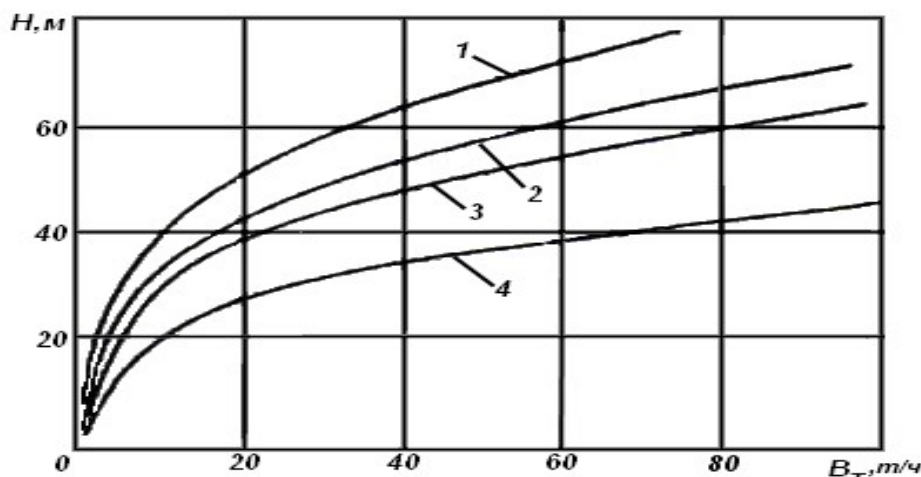


Рисунок 6.2 - Графіки залежності висоти вихлопної труби ГТУ від виду і витрати використовуваного палива: 1 – газотурбінне паливо ($S^P=2,5\%$); 2 – газотурбінне паливо ($S^P=1\%$); 3 – дизельне паливо ($S^P=0,2\%$); 4 – природний газ

З вище викладеного випливає, що запропонована ГТУ з утилізацією теплоти відпрацьованих газів істотно менше забруднює навколишнє середовище шкідливими викидами, ніж базова модель.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.21.06.ПЗ.	Арк.
						85
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

РОЗДІЛ 7 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ

ТЕМА: Аналіз видів й наслідків відмов при функціонуванні газотурбінної електростанції

7.1. Обґрунтування необхідності проведення аналізу видів й наслідків відмов при функціонуванні електростанції

Аналіз видів і наслідків відмов (АВНВ) - формалізована, контрольована процедура якісного аналізу проекту, технології виготовлення, правил експлуатації і зберігання, системи технічного обслуговування та ремонту виробу, що полягає у виготовленні на деякому рівні розширення його структури можливих відмов різного виду, а також простежуванні причинно-наслідкових зв'язків, що обумовлюють їх виникнення, і можливих наслідків цих відмов на даному і вищестоящому рівнях, а також у якісній оцінці і ранжируванні відмов за рівнем важливості їх наслідків.

АВНВ проводять з метою обґрунтування, перевірки достатності, оцінки ефективності і контролю за реалізацією керуючих рішень, що направлені на вдосконалення конструкцій, технологій виготовлення правил експлуатації, системи технічного обслуговування в ремонті об'єкту і що забезпечують попередження виникнення та/або послаблення вагомості можливих наслідків його відмов, досягнення характеристик безпеки, екологічності, ефективності та надійності. Необхідність проведення АВНВ полягає в тому, що кількість аварій, котрі трапляються останнім часом на Україні, зростає внаслідок морального та фізичного пристарення обладнання та технологій виготовлення цього обладнання. Необхідність проведення АВНВ конкретного об'єкту визначають за домовленістю заінтересованих сторін при виробленні вимог до програми забезпечення його надійності, що включається у контрактні документи (технічне завдання, договір та ін.).

Рекомендується передбачувати проведення АВНВ для таких об'єктів:

- у яких можливі відмови, що є загрозою щодо безпеки людини, небезпечного забруднення навколишньої середовища, значної економічної або іншої шкоди;
- пряме експериментальне підтвердження відповідності яких встановленим вимогам безпеки й надійності технічно неможливо або економічно недоцільно і проводиться розрахунками або розрахунково - експериментальними методами;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.07.ПЗ	Арк.
						87

Проведення АВНВ повинно бути обов'язковим у випадку коли відсутні вихідні дані для застосування інших методів аналізу надійності об'єкту (розрахункових та ін.) або їх об'єм та/або достовірність на періоді життєвого циклу, який розглядається, об'єкту визнані недостатніми .

У даному випадку, виходячи з вищесказаного та здорового глузду , для компресорної станції і для машинного відділення необхідно провести або аналіз відмов і їх наслідків, або дослідження надійності комплектуючого обладнання .

Газотурбінна компресорна станція є небезпечним виробничим об'єктом, на якому можуть виникнути небезпечні події (вибух, пожежа, порив газопроводу, що підводить і т.д.).

При експлуатації турбіни особливу увагу необхідно звернути на:

- виникнення сильної вібрації, що свідчить про ушкодження проточної частини, прогину ротора, вильоту лопаток;
- гідравлічний удар, ознакою якого є різке зниження температури пари, поява з вистових труб вологої пари, шум і удари в циліндрі турбіни;
- поява диму з підшипника турбіни й нагнітача (підвищення температури підшипників до 75°C небезпечно);
- зниження рівня масла в баці нижче граничного;
- осьове зрушення турбіни вище граничного;
- зниження вакууму до аварійного значення й надмірне нагрівання вихлопної частини турбіни;
- відхилення параметрів свіжої пари від установлених норм.

Мірами забезпечення безпеки є заходи попередження аварій. Для якісного аналізу безпеки застосовується Міждержавний стандарт надійності в техніці «Аналіз видів, наслідків і критичності відмов». При цьому розглядається кожний апарат ГТУ (кожух двигуна, газопровід, утилізаційний котел, трубопровід, турбіна, нагнітач) на предмет того, як він став несправним (вид і причина відмови) і який буде вплив відмови на технічну систему.

Инов. № подл. Підпис і дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Підпис і дата						Арк. 88
	КР.142.6231м.21.07.ПЗ					
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

7.2.2. Аналіз видів й наслідків відмов

Досліджуючи ГТД визначаємо, що найбільш небезпечними відмовами є пролив газопроводу та утилізаційного котла, так як крім матеріальних збитків можливі людські жертви.

Для запобігання відмов необхідно вжити такі заходи:

- корпус турбіни, трубопроводи, арматури й інші гарячі поверхні ретельно ізолюють, а поблизу маслопроводів ізоляцію покривають металевим кожухом для того, щоб на неї не потрапило масло;
- небезпечні ділянки маслопроводів високого тиску містять у спеціальні щільні металеві коробки із сальниками. Витоку масла дренують у канал;
- поза коробом маслопровід відокремлюється екраном від гарячої поверхні. Фланцеві з'єднання закривають кожухами;
- маслопровід укладають на віброізолятори й міцно закріплюють. Якщо в цьому випадку він почне вібрувати, турбіну необхідно зупинити автоматом безпеки й усунути причини вібрації.

Випускання та перекачування води є наслідком порушення обслуговуючим персоналом інструкцій. Можуть призвести до вибуху котла, створюється загроза травматизму людей зі значним матеріальним збитком.

У разі випускання води виникають умови для перегрівання металу нагрівних поверхонь та тріщеноутворення, а потім витікання гарячої води та опік людей. Порушення міцності конструкції внаслідок термічної деформації може стати причиною вибуху з тяжкими наслідками.

Основною причиною утворення вибухоподібної суміші є витік газу через пальниковий пристрій через нещільність запірних арматур і інших порушень інструкції для експлуатації.

Вибух і хлопок відбуваються у момент первісного розпалювання коли в заповнений газоповітряною сумішшю топки вводять палаючий запальник або електрична іскра від запального пристрою; спалювання газу зі значним хімічним недопалюванням. Продукти неповного горіння газового палива в суміші з повітрям накопи-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.07.ПЗ	Арк.
						90

чуються в застійних зонах і при відповідній температурі та концентрації газів у суміші можуть вибухнути.

З метою запобігання можливості аварійних ситуацій (вибух, пожежа) при експлуатації ГТЕС враховані вимоги протипожежної безпеки, вибухобезпеки, дотримані діючі норми й правила, інструкції й стандарти, дотримані необхідні розриви між окремими блоками й існуючими спорудженнями, обрані засоби пожежогасіння.

При проектуванні будівлі компресорної станції враховані вимоги ДБН В.2.5-28-2006 «Протипожежні норми», а також вимоги відповідних глав ДБН на проектування.

Забезпечено можливість безпечної евакуації людей із приміщень у випадку пожежі через евакуаційні виходи.

В укритті в окремому ізольованому приміщенні розташована станція вуглекислотного пожежогасіння з вентиляцією та електроопаленням.

На випадок виникнення вогнища загоряння в будь-якому блоці компресорної станції передбачена автоматична пожежна сигналізація з тепловими та димовими датчиками із світловим і звуковим оповіщенням. Всі газові двигуни незалежно від варіанта місця їхні установки обладнані системою автоматичного пожежогасіння.

Наприклад: при виникненні пожежі в контейнері ГТД включається відповідна сигналізація про пожежу на ПУ й виконується аварійна автоматична зупинка ГТД із будь-якого режиму роботи. Одночасно включається сигналізація й через 30 сек. у контейнер подається вогнегасний засіб. Передбачено, як ручна, так і дистанційна подача вогнегасного засобу. Крім того, у випадку виникнення пожежі, відбувається відключення вентиляторів охолодження контейнерів.

Забезпечення зовнішнього пожежогасіння передбачається від існуючих пожежних гідрантів протипожежного водопроводу.

Утилізаційний котел обладнаний автоматикою безпеки, що забезпечує зупинку котла при аварійному відключенні та має світлозвукову сигналізацію. Контроль наявності полум'я й стан повітряного середовища топкової камери й газоходів відбувається за допомогою датчиків.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.07.ПЗ	Арк.
						91

Таблиця 7.1 - Наслідки, що призводять до відмов визначених елементів ГТД

	Наслідки відмови						
Найменування елемента	Опис відмови	Причини відмови	На рівні, який розглядається	На вищому рівні	Методи виявлення і локалізації відмови	Рекомендації зниження важкості наслідків відмови	Категорія важкості наслідків відмови
1	2	3	4	5	6	7	8
Компресор ГТД	Розрив	Дефектний матеріал; Ушкодження при експлуатації. Надмірний тиск	Руйнування двигуна		Автомат безпеки		III
Газопровід	Порив	Нещільність з'єднань	Витік газу; Пожежа.	Отруєння людей;Вибух	Вибухові попереджувальні клапани	Дотримувати вимог протипожежної безпеки й вибухобезпеки	IV
Трубопровід	Розрив	Перевищення тиску	Опіки; Великі руйнування		Системи аварійної сигналізації	Контроль за тиском	III

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Продовж. табл. 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Турбіна	1) Сильна вібрація; 2) Дим з підшипників і нагнітача	1) Зниження температури робочого тіла; 2) Ушкодження проточної частини; прогин ротора, виліт лопаток; 3) Підвищення температури.	Руйнування турбіни		Автомат безпеки; Система автоматичного пожежогашіння	Контроль за температурою, відключення турбіни	II
Генератор	Замикання	Ненормальний режим роботи	Враження електричним струмом персоналу		Захисне відключення; диференціальний захист нагнітача та двигуна	Удосконалення диференціального захисту;	II

Нижче представлене дерево відмов при експлуатації ГТД на електростанції (рис.7.1).

Ив. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.21.07.ПЗ	Арк.
						93

Инов. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інов. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

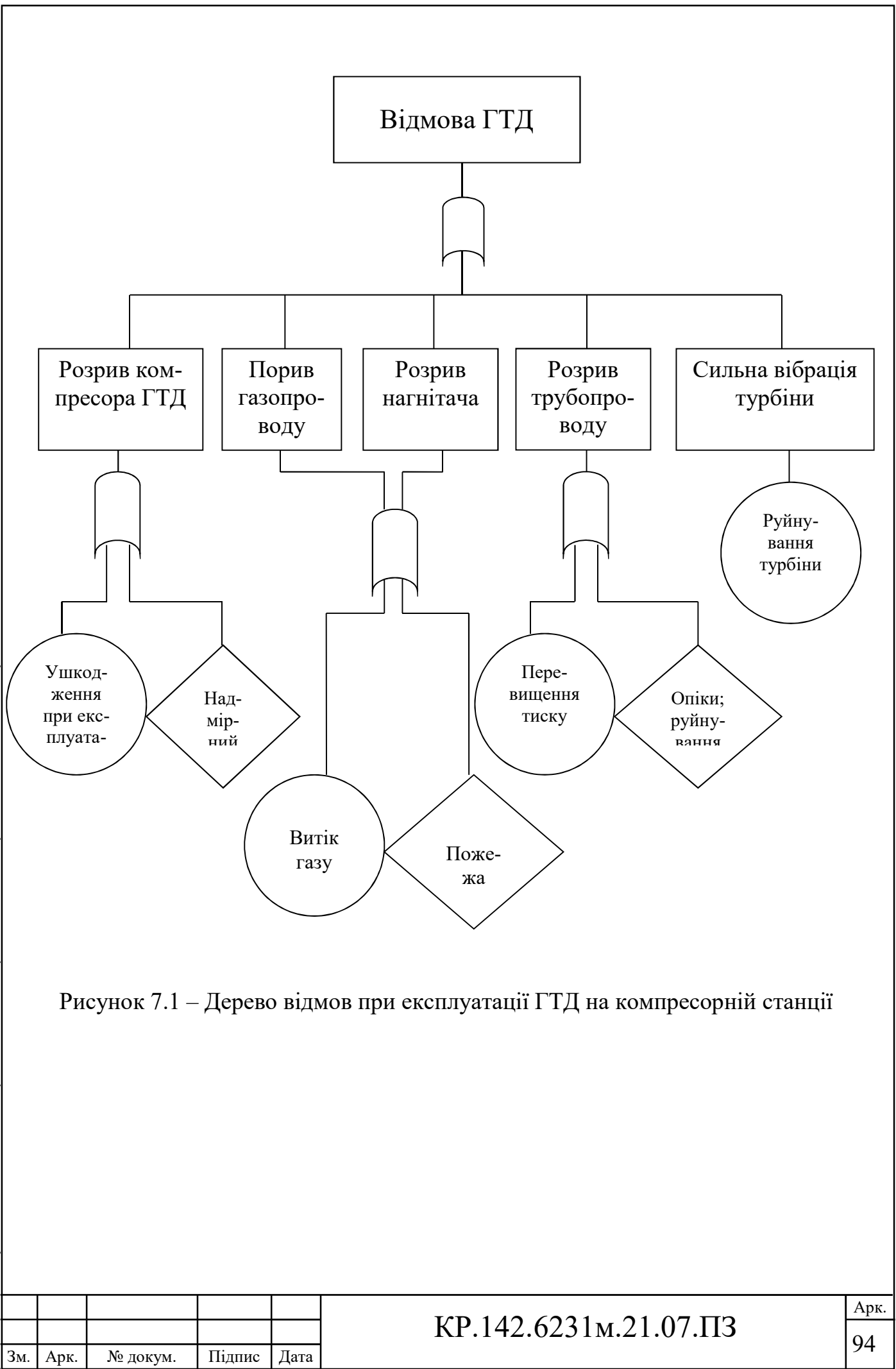


Рисунок 7.1 – Дерево відмов при експлуатації ГТД на компресорній станції

7.3. Аналіз проведеного дослідження стійкості роботи газотурбінної електростанції

В результаті проведеного аналізу щодо стійкості роботи газотурбінної компресорній станції були виявлені основні види відмов, котрі могли статися під час її експлуатації. Були проаналізовані можливі причини відмов, а також наслідки цих відмов. На основі цього були вироблені рекомендації щодо попередження виникнення відмов і їх наслідків, а також конкретні заходи для запобігання відмов. Таким чином, в результаті проведеного аналізу щодо стійкості роботи газотурбінної компресорній станції виникнення аварійних ситуацій на розглянутому об'єкті практично виключається.

[illegible]

ВИСНОВКИ

1. В роботі, згідно із завданням кафедри турбін виконано розробку та дослідження вдосконаленого термодинамічного циклу й теплової схеми ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД. На базі проведених досліджень розроблено перспективний ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції.

2. На основі аналізу результатів математичного моделювання виконано дослідження ефективності схеми ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД з урахуванням наявних світових тенденцій розвідку та зростання рівня сучасних технологій турбінобудування

3. Пропонується для детальної розробки перспективного ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт для електростанції прийняти наступні параметрами теплової схеми: $T_3 = 1510 \text{ K}$; $T_{\text{зов}} = 288 \text{ K}$; міра підвищення тиску в компресорі ГТД – 7,5.

4. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегату на режимі повної потужності для рівня технології вітчизняного проєктанта та виробника приводних ГТД – НВКГ "Зоря" – "Машпроект". отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегату $\eta_e = 0,3761$, питома потужність $N_{\text{пит ГТД}} = 289,26 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива за ГТД, $C_{N_e} = 0,1913 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$.

5. Виконані розрахунки основних габаритних розмірів компресорної частини ГТА, камери згоряння, турбінної частини та проведене компоновання ГТА. Проведено габаритні розрахунки та виконано компоновку теплообмінних апаратів: регенератора та мережевого підігрівача води. Здійснено компоновання ГТА з регенерацією та когенерацією тепла відхідних газів ГТД потужністю 10000 кВт в цілому и його розміщення «на рамі».

6. Розроблено комплекс заходів з техніки безпеки та охорони праці персоналу електростанції, що працює з газотурбінною установкою.

7. Аналізуються необхідні заходи по захисту навколишнього середовища, зок-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	ДП.142.6231м.21.В.ПЗ	Арк.
						96
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Романовський, Г. Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]: Навчальний посібник. / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
2. **Романов, В. И.** Николаевские газотурбинные двигатели и установки. История создания [Текст] / В. И. Романов // ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Центр НИОКР «Машпроект» - Николаев: Издательство «Юг-Информ», 2005. – 304 с.
3. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії [Текст]: Навчальний посібник / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук – Миколаїв: НУК, 2008. – 420с.
4. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії [Текст]: Навчальний посібник / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук – Миколаїв: НУК, 2005. – 344с.
5. **Ващиленко, М. В.** Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування [Текст]: Навчальний посібник. / М. В. Ващиленко – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

5. Ващилєнко, М. В. Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування [Текст]: Навчальний посібник. / М. В. Ващилєнко – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.21.Л.ПЗ	Арк.
						98