

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

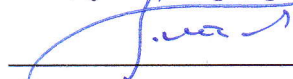
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

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: *Дослідження параметрів газотурбінної установки для теплоенергетичної станції потужністю 60 МВт*

Виконав:

студент групи 6231м



(підпис)

Жук А.О.

Керівник роботи:

д-р техн. наук, проф.



(підпис)

Сербін С.І.

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 _____ Жуку Анатолію Олексійовичу _____

1. Тема роботи:

"Дослідження параметрів газотурбінної установки для теплоенергетичної станції потужністю 60 МВт"

Керівник роботи: д-р техн. наук, проф. Сербін С.І.

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

2. Термін подання роботи: _____ 8.12.2024 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

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

4.1. Розробка конструкції газотурбінної теплоенергетичної станції (ТЕЦ)

4.1.1. Особливості використання газотурбінних ТЕЦ для опалення та в промисловості

4.1.2. Розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ

4.1.3. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" як об'єкт реконструкції

4.2. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегату

4.2.1. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегату

4.2.2. Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД

4.2.3. Термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД

4.3. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА

4.4. Охорона праці

4.5. Охорона навколишнього середовища

5. Консультанти розділів роботи

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

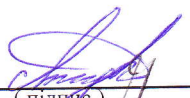
6. Дата видачі завдання 13.09.24

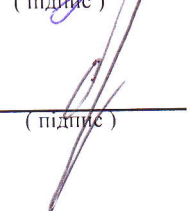
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	При-мітка
1	Розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ	07.09.2024	
2	Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	14.09.2024	
3	Детальний тепловий розрахунок ГТА	21.09.2024	
4	Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна	28.09.2024	
6	Термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД	05.10.2024	
7	Аналіз одержаних результатів	26.10.2024	
8	Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА	03.11.2024	
9	Охорона праці	10.11.2024	
10	Охорона навколишнього середовища	08.12.2024	

Студент

Керівник роботи


(підпис)


(підпис)

Жук А. О.

Сербін С.І.

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

Кафедра турбін

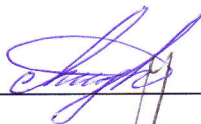
**ПОЯСНЮВАЛЬНА
ЗАПИСКА**

**до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»**

на тему: *Дослідження параметрів газотурбінної установки для теплоенергетич-
ної станції потужністю 60 МВт*

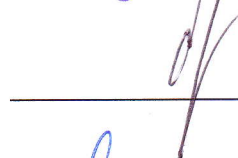
В роботі розроблені наступні питання: вибір теплової схеми та її детальний тепловий розрахунок; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції турбіни ГТД; розрахунок робочої лопатки та диска 1-го ступеня на міцність; розробка засобів підвищення екологічної чистоти ГТД. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному залі та розробка системи штучного освітлення.

Студент групи 6231м



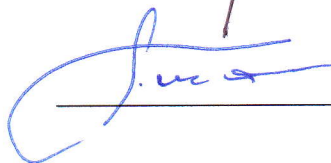
Жук А.О.

Керівник роботи



Сербін С.І.

Завідувач кафедри



Патлайчук В.М.

Миколаїв 2024 р.

Зміст

Пояснювальна записка	2
Анотація.....	8
Список прийнятих скорочень.....	9
Вступ.....	10
РОЗДІЛ 1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОТУРБІННОЇ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОЇ СТАНЦІЇ (ТЕЦ)	12
1.1. Особливості використання газотурбінних ТЕЦ для опалення та в промисловості	12
1.2. Розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ	12
1.3. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" як об'єкт реконструкції.....	28
РОЗДІЛ 2. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННО- ГО АГРЕГАТУ.....	29
2.1. Оптимізація параметрів циклу ГТА	30
2.2. Детальний тепловий розрахунок ГТА простої схеми на режимі повної потуж- ності	33
2.3. Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіо- нального перетину.....	36
2.3.1. Оцінка габаритного розміру осьового компресора	36
2.3.1.1. Розрахунок габаритів вхідного перетину осьового компресора...	36
2.3.1.2. Розрахунок габаритів вихідного перетину осьового компресора.	37
2.3.1.3. Оцінка числа ступенів і осьового габариту компресора.....	38
2.3.2. Оцінка габаритів камери згоряння ГТД.....	40
2.3.3. Визначення габаритних розмірів турбіни ГТД.....	41
2.3.3.1. Оцінка параметрів першого ступеня і габаритів вхідного перетину осьової турбіни	41
2.3.3.2. Розрахунок габаритів вихідного перетину осьової турбіни	43
2.3.3.3. Визначення осьових габаритів турбіни	44
2.4. Термодинамічні розрахунки турбіни	47
2.5. Розрахунок закрутки лопатки 4-го ступеня.....	53

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.3.ПЗ				
					Арк.				
					5				

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ.....	57
3.1 Конструкція двигуна	57
3.2. Розрахунок на міцність робочої лопатки 4-го ступеня турбіни	64
3.3. Визначення запасу міцності диска 4-го ступеня турбіни.....	66
РОЗДІЛ 4. ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ ЧИСТОТИ ГТД	72
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ	104
5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів в приміщенні електростанції	105
5.2 Система пожежегасіння.....	108
5.3 Розрахунок системи вуглекислотного пожежегасіння.....	109
5.4 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних та шкідливих факторів	112
РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	114
6.1. Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінного агрегату електростанції.....	115
6.2. Розробка заходів щодо зменшення викидів газотурбінних установок електростанцій	117
Висновки	120
Список використаних джерел	121

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.10.3.ПЗ					Арк.
										6

Анотація

до кваліфікаційної роботи на тему:

«Дослідження параметрів газотурбінної установки для теплоенергетичної станції потужністю 60 МВт»

За завданням кафедри Турбін розроблено газотурбінний двигун (ГТД) простого циклу потужністю $N_e=60$ МВт для приводу генератора струму.

Двигун спроектовано для температури робочого тіла перед турбіною високого тиску $T_3=1500$ К та загального ступеня підвищення тиску $\pi_{\kappa\Sigma}=20$. В результаті розрахунків отримано ефективний ККД ГТА $\eta_e=0,3699$ та питому потужність $N_{eyd}=300,23$ кВт/(кг/с).

У першому розділі роботи представлено обґрунтування щодо вибору конструкції газотурбінної теплоенергетичної станції (ТЕЦ).

У другому розділі проведено термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегату.

У третьому розділі виконано конструктивні розрахунки і конструювання.

У четвертому розділі розглянуто засоби підвищення екологічної чистоти ГТД.

У п'ятому розділі проведено аналіз небезпечних виробничих факторів в машинному відділенні, що шкідливо впливають на організм людини, та заходи щодо їх зменшення.

У шостому розділі проведено аналіз шкідливого впливу відпрацьованих газів ГТД на оточуюче середовище. Розглянуто методи зменшення викидів шкідливих речовин газів, а також заходи, що поліпшують екологічні характеристики проєктованої установки.

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

					КР.142.6231м.08.А.ПЗ.	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список принятых сокращень

ГТД – газотурбінний двигун

ГТА – газотурбінний агрегат

КЗ – камера згоряння

ТГ – турбіна генератора

РК – робоче колесо

РЛ – робоча лопатка

ККД – коефіцієнт корисної дії

[illegible]

Вступ

Потреби в електричній енергії у світі постійно ростуть, і від того яким способом ця енергія буде добуватися багато в чому залежить майбутнє людства. Газотурбінні установки знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням ГТУ для транспортування природного газу, їх все частіше встановлюють на електростанції для покриття пікових і напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни. Це пояснюється рядом переваг ГТУ в порівнянні з іншими установками, у числі яких:

- мала питома маса;
- компактність;
- висока агрегатна потужність одного двигуна;
- високий ступінь автоматизації;
- можливість швидкої агрегатної заміни, що сприяє зменшенню трудомісткості при ремонті.

Для підвищення економічності двигуна необхідно добитися якомога більшого коефіцієнта корисної дії. Щоб досягти цього доводиться стикатися з певними труднощами: для підвищення ККД необхідно підвищити температуру газів перед турбіною T_3 , але її підвищення обмежують гранично допустимі температури існуючих матеріалів; тому доводиться передбачати охолодження самих нагрітих деталей (лопатки, диски, корпусні деталі). Але охолодження ефективно лише до певної межі, оскільки втрати, пов'язані з відбором охолоджуючого повітря можуть бути більшими, ніж виграш від підвищення T_3 . Крім того, при проєктуванні, монтажі, експлуатації і ремонту енергетичних установок разом з їх економічною ефективністю екологічні показники грають важливу роль. Отже, при проєктуванні ГТД доводиться вирішувати складний комплекс питань, пов'язаних як з економічністю, так і з екологічними показниками.

У зв'язку з цим з'являється необхідність застосування на електростанції ГТА складних теплових схем з утилізацією тепла випускних газів.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.08.Вс.ПЗ.	
Арк.	
10	

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

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегату потужністю 60 МВт та його окремих елементів.

Методи дослідження - розробка конструкції та визначення ефективності газотурбінного агрегату та його окремих частин.

					КР.142.6231м.08.Вс.ПЗ.	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

РОЗДІЛ 1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОТУРБІННОЇ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОЇ СТАНЦІЇ (ТЕЦ)

1.1. Особливості використання газотурбінних ТЕЦ для опалення та в промисловості

Типи і умови роботи теплоелектроцентралей. Особливості теплоелектроцентралей зумовлені її основною задачею, яка полягає в забезпеченні споживачів тепловою енергією у вигляді пари або гарячої води необхідних параметрів. Сам процес забезпечення споживачів тепловою енергією називається теплофікацією. У сучасній теплофікації розрізняють наступні типи ТЕЦ: паротурбінні з турбіною з протитиском і відпуском тепловим споживачам всієї або частини відпрацьованої в ній пари; паротурбінні з конденсаційною турбіною, яка має теплофікаційний відбір або відбори для відпуску пари тепловим споживачам; газотурбінні (ГТУ) з використанням тепла вихлопних газів у котлі-утилізаторі або безпосередньо в технологічному процесі; дизельні (ДЕС) з виробництвом високопотенційного тепла завдяки енергії вихлопних газів і низькопотенційного – із контурів охолодження двигуна; парогазові (ПГУ) з використанням тепла вихлопних газів ГТУ для виробництва пари, яка повністю або частково спрямовується в одну або декілька парових турбін [1].

Початкові параметри паротурбінних установок ТЕЦ зазвичай такі ж, як і на конденсаційних станціях, але електрична потужність найбільш крупних установок і загальна електрична потужність станції нижча, ніж на КЕС. Так, в період, коли на крупних опалювальних ТЕЦ встановлювались паротурбінні установки потужністю 100 МВт, КЕС будувались з блоками потужністю 300 МВт; в період освоєння на ТЕЦ блоків потужністю 250 МВт на КЕС застосовувались вже блоки 500 і 800 МВт. Проте питома витрата палива на виробіток електроенергії на ТЕЦ значно нижча. Для ТЕЦ з турбінами Т-100-130 при роботі по тепловому режиму із закритою діафрагмою і двоступеневим підігрівом сітьової води питома витрата теплоти на виробництво електроенергії знаходиться в межах 3800–4900 кДж/кВт·год, а при триступеневому підігріві сітьової води (в режимі з включеним виділенням пучком в конденсаційній турбіні) становить 3000–3500 кДж/кВт·год.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.	
										13	
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	

саторі) складає 3700 кДж/кВт·год. Ці значення майже в 2 рази нижчі витрат теплоти на конденсаційних установках з такими ж початковими параметрами[1].

Питомий виробіток електроенергії на тепловому споживанні таких ТЕЦ складає 120–170 кВт·год/ГДж при двоступеневому підігріві сітьової води і 112–167 кВт·год/ГДж при триступеневому підігріві. Великі значення відносяться до режимів, коли у верхньому теплофікаційному відборі тиск рівний 0,0585 МПа, менші – до режимів, коли тиск складає 0,245 МПа.

Питома витрата палива на виробіток електроенергії на ТЕЦ зменшується зі зростанням частки пари, що відбирається для теплового споживача, і (як для КЕС) з ростом її початкових параметрів. Чим вищий питомий виробіток на тепловому споживанні, тим більша економія палива.

Оскільки ТЕЦ мають нижчі питомі витрати палива і теплоти на виробництво електричної енергії, то при роботі в теплофікаційному режимі їх використовують для покриття базової частини графіка електричних навантажень. У літній період ТЕЦ, розраховані переважно на опалювальне навантаження, переводяться в конденсаційний режим роботи і можуть приймати участь в регулюванні потужності в енергосистемі, тому літом на ТЕЦ проводять, як правило, ремонтні роботи котельного обладнання. Паливозабезпечення ТЕЦ може мати сезонний характер: вугілля і мазут – зимою, природний газ – влітку.

Відпрацьована в турбінах конденсаційних станцій пара має температуру 25–30°C, тому вона непридатна для використання в технологічних процесах на підприємствах. У багатьох виробництвах потрібна пара при тиску 0,5–0,9 МПа, а інколи і до 2 МПа для приведення в рух пресів, парових молотів, турбін. Інколи потрібна гаряча вода з температурою 70–180°C. Для отримання пари з необхідними для споживання параметрами на ТЕЦ використовують теплофікаційні турбіни. Парові теплофікаційні турбіни за конструктивними особливостями і можливими режимами роботи можуть бути поділені на дві групи: турбіни з конденсаційною установкою і регульованими відборами пари і турбіни з протитиском. При цьому розрізняють два види регульованих відборів пари: виробничий і опалювальний, що використовуються

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						14

джерел теплової енергії остання передається мережами численним споживачам. Централізоване теплопостачання – це забезпечення споживачів теплотою тільки за рахунок використання ТЕЦ. Процес централізованого теплопостачання складається із трьох послідовних операцій: підготовки теплоносія, транспортування його до споживачів, використання теплоти теплоносія споживачами.

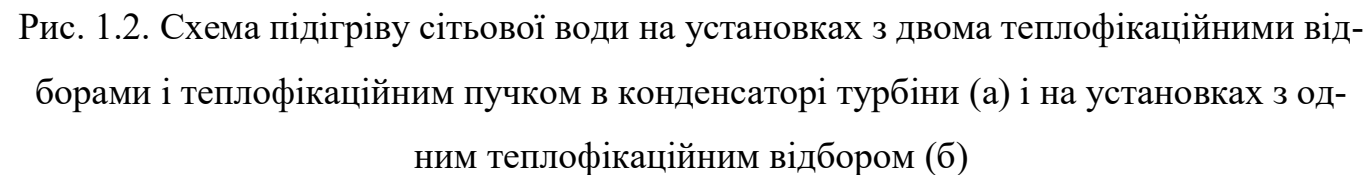
Перша операція здійснюється на ТЕЦ. У залежності від роду теплоносія системи теплопостачання поділяють на водяні й парові. Водяні системи отримали розповсюдження для теплопостачання сезонних споживачів теплоти і гарячої води, а парові використовують для технологічного теплопостачання споживачів високотемпературним теплоносієм. Практика показала наступні переваги водяних систем теплопостачання в порівнянні з паровими: можливість зміни температури в системі в широких межах (20–200°C); більш повне використання теплоти від ТЕЦ; відсутність втрат конденсату; менші втрати теплоти в навколишнє середовище в теплових мережах; воду легко передавати на великі відстані (до 20–50 км), не збільшуючи тиск пари у відборі. Крім того, водяні системи теплопостачання мають велику акумулюючу здатність, внаслідок чого короточасні зміни кількості теплоти, що підводиться до сітьової води, менше відображаються на температурних режимах приміщень, які обігріваються. При обігріві приміщень гарячою водою легше підтримувати допустиму температуру опалювальних батарей (90–95°C).

На рис.1.2,а наведена схема підігріву сітьової води, що застосовується в даний час на крупних ТЕЦ з опалювальним навантаженням. Сітьова установка має два підігрівача, до яких підводиться пара із двох відборів турбіни. У конденсаторі є окремий вбудований теплофікаційний пучок. У зимовий період через цей пучок пропускається сітьова вода або додаткова вода, яка направляється потім у теплову мережу для компенсації витоків. Коли через теплофікаційний пучок проходить сітьова вода, вона нагрівається в ньому на декілька градусів і потім надходить у сітьові підігрівачі. Коли через теплофікаційний пучок проходить додаткова вода, сітьова вода із магістралі направляється безпосередньо в сітьові підігрівачі.

Після сітьових підігрівачів встановлений піковий водогрійний котел (ПВК), проте ПВК включається тільки тоді, коли кількості взятої із відборів пари недостат-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						16

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



					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

МПа, а температура дренажу – до 125°C. Для забезпечення нормальної роботи деаератора в цих умовах дренаж необхідно охолоджувати. Охолодження дренажу сітьовою водою не приводить до зміни теплової економічності ТЕЦ, оскільки через підігрів сітьової води в охолоджувачі дренажу витрата пари в основний підігрівач зменшується, а витрата пари на деаератор збільшується.

На установках з деаератором, що працюють при 0,6 МПа і вище, охолоджувач дренажу не потрібен.

Друга операція централізованого теплопостачання – транспортування теплоносія до місця споживання. Гаряча вода і пара під тиском, що досягає в окремих випадках 3 МПа, доставляються споживачам трубопроводами. Сукупність трубопроводів, призначених для передачі теплоти, називається тепловою мережею.

Конденсат, отриманий після використання пари споживачами, являє собою чисту воду, практично позбавлену домішок солей, оскільки ця вода перед подачею в парогенератори очищується в живильниках. Конденсат доцільно збирати і потім знову використовувати для виробництва пари. Тому парова мережа виконується із парових труб і конденсатопроводів. Водяна мережа також складається із двох видів трубопроводів – подавальних і зворотних.

Теплові мережі зазвичай прокладають під землею, але інколи застосовують і наземне прокладання труб на естакадах або окремо стоячих щоглах. Оскільки при нагріванні трубопроводи розширюються і змінюється їх довжина, то трубопроводи виконуються з температурними компенсаторами, а частина опор, що підтримує труби, виконуються рухомими.

Для зменшення втрат теплоти теплопроводи ззовні покривають тепловою ізоляцією, в якості якої застосовують діатомові фасонні вироби, мінеральну вату, пінобетон та ін. Теплова ізоляція дозволяє при передачі гарячої води з температурою біля 150°C мати втрати не більше 0,4–0,6°C на кожному кілометрі. Проте навіть такі невеликі втрати при розвинутих теплових мережах складають у сукупності значну кількість теплоти, на вироблення якої потрібна велика витрата палива.

Останнім часом знайшли широке застосування труби з попередньою поліуретановою ізоляцією. Теплова поліуретанова ізоляція має переваги в порівнянні з тради-

Інв. № подл.	Підпис і дата			
	Інв. № дубл.			
	Взам. інв. №			
Підпис і дата				Арк. 18
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата				
КР.142.6231м.08.01.ПЗ.				

ційною: вона не гігроскопічна, володіє тривалим терміном експлуатації і, найголовніше, низьким коефіцієнтом теплопровідності ($\gamma = 0,027 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$). Враховуючи, що економія палива пов'язана з удосконаленням теплової ізоляції, підвищення її якості відноситься до одної з найважливіших задач теплофікації.

Недоліками водяних систем тепlopостачання є підвищена витрата електроенергії на транспорт води в мережах, підвищений витік води при аварії, жорсткий гідравлічний зв'язок між ділянками мережі через високу густину теплоносія, а також те, що температура води може виявитись нижче заданої за технологічними умовами.

Третя операція центрального тепlopостачання – подача теплоносія споживачам, зв'язана з наявністю двох систем – закритої і відкритої.

У закритій системі тепlopостачання теплоносій не витрачається споживачем і не відбирається із мережі, а використовується тільки для транспортування теплоти; у відкритих – вона частково або повністю відбирається споживачем із мережі.

Закриті системи характеризуються стабільністю якості теплоносія, що поступає до споживача, простотою санітарного контролю установки гарячого водопостачання, а також контролю герметичності системи за допомогою датчиків тиску. До їх недоліків відносяться: складність обладнання і експлуатації вводів до споживачів, корозія труб у споживачів через використання недеаерованої водопровідної води, можливість випадіння накипу в трубах.

У відкритих водяних системах тепlopостачання застосовуються однотрубні схеми з низькопотенційними тепловими режимами, які мають більшу довговічність обладнання вводів до споживачів. Їх недоліками є необхідність збільшення потужності водопідготовчих установок, що розраховуються на компенсацію витрат води, яка відбирається із системи, і нестабільність санітарних показників зі складною схемою санітарного контролю і контролю герметичності системи.

Теплові мережі, які відповідають за транспортування теплоносія до споживача, закінчуються тепловими пунктами (ТП), які служать для розподілу теплоти на місцях. У залежності від кількості обслуговуваних споживачів розрізняють індивідуальні (місцеві) і центральні (групові) теплові пункти. Індивідуальні служать для обслуговування одного або декількох споживачів з однаковими параметрами спожи-

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.
						19

вання. Групу споживачів (декілька будівель) або цілий район обслуговують центральні теплові пункти. Обладнання теплових пунктів у кожному конкретному випадку вибирається, виходячи із потреби повного задоволення всіх споживачів теплотою як в якості теплоносія для системи опалення, так і для гарячого водопостачання.

Переваги теплофікації полягають в тому, що вона давала і дає можливість замість численних і, як правило, недостатньо удосконалених місцевих котелень використовувати високоефективні джерела тепла – ТЕЦ, здатні працювати практично на будь-якому виді органічного палива, а також корисно застосовувати в системах централізованого теплопостачання відпрацьовану при виробітку електроенергії теплоту, яка на теплових електростанціях конденсаційного типу неефективно скидається в навколишнє середовище, створюючи так зване «теплове забруднення» навколишнього середовища.

Завдяки перевагам, властивим централізації теплопостачання і комбінованому виробництву електричної і теплової енергії, теплофікація стала одним із основних напрямків у розвитку електро- і теплоенергетики.

Незважаючи на переваги, при максимальній централізації теплопостачання на ТЕЦ може бути вироблено тільки 25–30% потрібної електроенергії. Робота ж конденсаційних станцій визначається тільки умовами вироблення електроенергії, що забезпечує сприятливі можливості для концентрації великих електричних потужностей і швидкого нарощування електроенергетичного потенціалу. Тому будуть розвиватись як теплоелектроцентралі, так і конденсаційні станції.

Сьогодні поряд з класичною водопаровою теплофікаційною технологією в світі дуже широко застосовуються газотурбінна і парогазова технології. Використання цих технологій переважно на ТЕЦ, де основним паливом є природний газ, дозволяє суттєво збільшити к.к.д. ТЕЦ, особливо в частині виробництва електроенергії. Серед побудованих в світі парогазових електроцентралей, що знаходяться в даний час в експлуатації, є електростанції з к.к.д., рівним 56–60%. При успішному вирішенні питань подальшого збільшення температури на вході в газову турбіну шляхом додаткового удосконалення системи охолодження компонентів, матеріалів, аеродинамі-

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					20
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

ки компресора і турбіни, а також захисних і теплоізоляційних покриттів к.к.д. парогазової електростанції може досягнути 65%.

Будівництво нових крупних ТЕЦ і створення протяжних систем централізованого теплопостачання, а також модернізація існуючих паротурбінних теплофікаційних електростанцій, що працюють на природному газі, шляхом вводу газотурбінних надбудов і перетворення їх в парогазові установки великої потужності, будівництво ТЕЦ на базі дизельних електростанцій, газотурбінних установок і парогазових установок малої і середньої потужності, а також на базі формування компактних систем теплопостачання – міні-ТЕЦ (МТЕЦ) – це основні напрямки розвитку теплофікації, які не суперечать один одному, а доповнюють один одного.

Теплофікація є особливістю вітчизняного теплопостачання і забезпечує близько 40% теплової енергії, що споживається в промисловості й комунальному господарстві для потреб опалення і гарячого водопостачання. У табл. 1.1 наведено характеристики відносно потужних ТЕЦ України станом на 01.01.2007 р.

Споживання теплової енергії в Україні характеризується наступними особливостями. По-перше, існуючий житловий фонд України і нове будівництво відрізняються великою різноманітністю, що накладає відбиток і на забезпечення його тепловою і електричною енергією, необхідною для опалення, гарячого водопостачання. Питання економного і ефективного використання цих видів енергії зараз особливо актуальні для України, яка споживає імпортоване паливо.

По-друге, різноманітність промислових підприємств за продукцією, що випускається, особливостями виробництва і розташування сировини часто не дозволяє використовувати в них електроенергію і теплоту, отриману централізованим шляхом на ТЕЦ. Крім того, при значному віддаленні підприємства від ТЕЦ стає неможливим транспортування до нього гарячого теплоносія від ТЕЦ.

По-третє, багато ТЕЦ України (табл. 1.1), що відпрацювали свій ресурс, підлягають глибокому відновлювальному ремонту і є основним джерелом забруднення атмосфери. Крім того, більшість розподільних теплових мереж знаходяться в поганому технічному стані й сприяють значним втратам теплоти в навколишнє середовище.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата				
КР.142.6231м.08.01.ПЗ.				
Арк. 21				

Всі ці особливості ставлять питання про можливість і необхідність реалізації в Україні ідей помірно-децентралізованого енергозабезпечення як житлового фонду, так і промислових об'єктів, тобто широкого застосування поряд з традиційними ТЕЦ когенеративних технологій.

Таблиця 1.1. Характеристики крупних ТЕЦ України

Назва ТЕЦ	Установлена потужність		Рік введення в експлуатацію
	електрична, МВт	теплова, Гкал/рік	
Київська ТЕЦ-5	700,0	974,0	1971–1976
Київська ТЕЦ-6	750,0	660,0	1982–1984, 2004
Краматорська	150,0	458,0	1936–1977
Кременчуцька	255,0	671,0	1965–1969
Львівська	31,1	155,0	1930–1954
Миронівська	260,0	210,0	1953–1956
Миколаївська	40,0	110,0	1949–1958
Одеська	68,0	205,0	1954–1984
Севастопольська	54,5	141,2	1937–1957
Сєверодонецька	270,0	906,0	1956–1977
Симферопольська	278,0	164,2	1958–1961
Харківська	62,0	293,0	1944–1970
Харківська ТЕЦ-5	470,0	700,0	1979–1990
Херсонська	80,0	350,0	1956–1967
Херсонська ТЕЦ-2	74,0	160,0	1952–1957
Черкаська	200,0	648,0	1961–1969
Чернігівська	210,0	409,0	1961–1974

1.2. Розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ

Більшість сучасних ГТУ працюють за схемою безперервного згоряння палива і виконуються по відкритому (розімкнутому) або закритому (замкнутому) циклу залежно від виду палива, що спалюється. У ГТУ відкритого циклу в якості палива використовується рідке малосірчане газотурбінне паливо або природний газ, які подаються в камеру згоряння (рис.1.3).

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.										
<table border="1"> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
КР.142.6231м.08.01.ПЗ. Арк. 22														

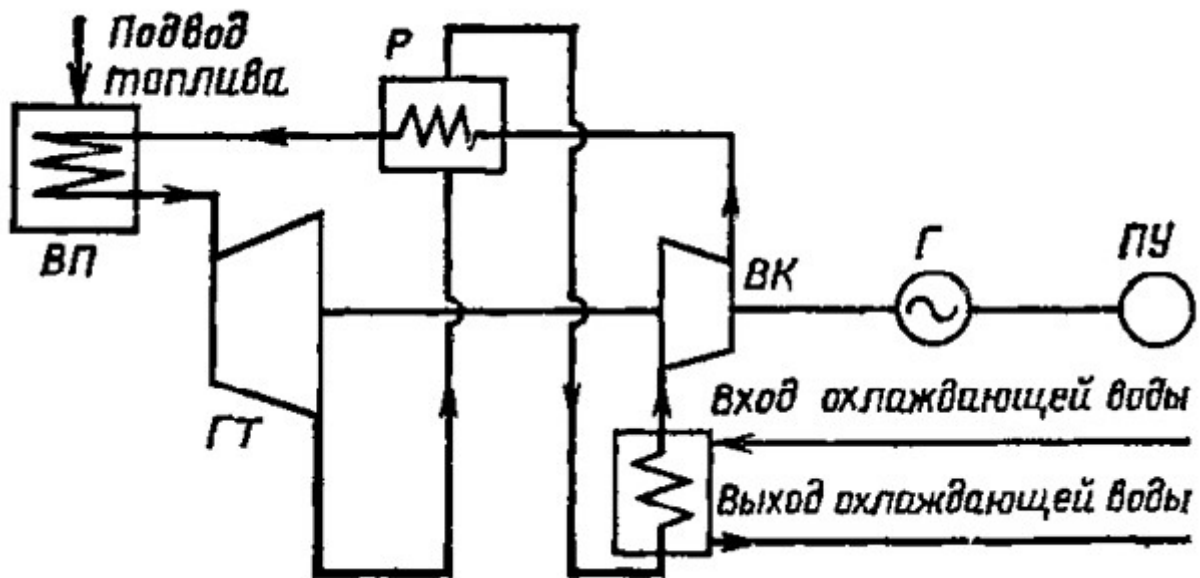


Рис.1.4. Принципова схема ГТУ закритого циклу:

ВП – повітряпідігрівач; ГТ - газова турбіна; Р - регенератор; ВК - повітряний компресор; Г - електрогенератор; ПУ - пусковий пристрій.

Залежно від типу установки її час пуску і навантаження становить 5-20 хв. ГТУ характеризуються низькою питомою вартістю (на 50-80 % менше, ніж базові енергоблоки), високим ступенем готовності до пуску, відсутністю потреби в охолоджувальній воді, можливістю швидкого будівництва ТЕС при малих габаритах електростанції і незначному забрудненні навколишнього середовища. Разом з тим ГТУ мають невисокий ККД виробництва електроенергії (28-30%), заводське виготовлення їх складніше, ніж турбін, вони вимагають дорогих і дефіцитних видів палива. Ці обставини визначили і найбільш раціональну область застосування ГТУ в енергосистемі як пікових і зазвичай автономних установок з використанням встановленої потужності 500-1000 год/рік.

Для таких установок доцільна конструктивна схема у вигляді одновальної ГТУ простого циклу без регенерації або з регенерацією тепла відхідних газів. Така схема характеризується великою простотою і компактністю установки, яка в значній мірі виготовляється і монтується на заводі. Рідке газотурбінне паливо, використовуване для ГТУ, на електростанції піддається фільтрації та промиванню від солей лу-

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	рактизуються низькою питомою вартістю (на 50-80 % менше, ніж базові енерго- блоки), високим ступенем готовності до пуску, відсутністю потреби в охолоджува- льній воді, можливістю швидкого будівництва ТЕС при малих габаритах електрос- танції і незначному забрудненні навколишнього середовища. Разом з тим ГТУ ма- ють невисокий ККД виробництва електроенергії (28-30%), заводське виготовлення їх складніше, ніж турбін, вони вимагають дорогих і дефіцитних видів палива. Ці об- ставини визначили і найбільш раціональну область застосування ГТУ в енергосис- темі як пікових і зазвичай автономних установок з використанням встановленої по- тужності 500-1000 год/рік.					
Для таких установок доцільна конструктивна схема у вигляді одновальної ГТУ простого циклу без регенерації або з регенерацією тепла відхідних газів. Така схема характеризується великою простотою і компактністю установки, яка в значній мірі виготовляється і монтується на заводі. Рідке газотурбінне паливо, використову- ване для ГТУ, на електростанції піддається фільтрації та промиванню від солей лу-										
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						24

жних металів. Потім в паливо додають присадку з вмістом магнію для запобігання ванадієвої корозії. За даними експлуатації така підготовка палива сприяє тривалій роботі газових турбін без забруднення і корозії проточної частини. Важливою особливістю газотурбінних установок є залежність їх показників від параметрів зовнішнього повітря, а передусім від його температури. Під її впливом змінюється витрата повітря через компресор, співвідношення внутрішніх потужностей компресора і газової турбіни і в результаті - електрична потужність ГТУ і її ККД. Зниження температури зовнішнього повітря з +40 до -40°C призводить до значного збільшення електричної потужності ГТУ. Для різних початкових температур це збільшення становить 140-160%. Для обмеження зростання потужності ГТУ при зниженні температури зовнішнього повітря та з урахуванням можливості перевантаження електрогенератора доводиться впливати або на температуру газів перед газовою турбіною, зменшуючи витрати палива, або на температуру зовнішнього повітря, підмішуючи невелику кількість газів, що відходять (2-4%) до повітря, що засмоктується компресором. Постійну витрату повітря в діапазоні навантажень 80-100% можна підтримувати також прикриттям вхідного направляючого апарату компресора ГТУ. Підвищення зовнішньої температури повітря збільшує коефіцієнт надлишку повітря за газовою турбіною і температури відхідних газів сприяє погіршенню енергетичних показників ГТУ. Підвищення атмосферного тиску призводить до збільшення витрати повітря через компресор внаслідок збільшення щільності повітря. З ростом цього тиску в діапазоні 720-800мм.рт.ст. при постійному значенні температури зовнішнього повітря електрична потужність ГТУ зростає приблизно на 10%, тоді як електричний ККД установки залишається практично постійним.

В роботі запропоновано використання простої схеми для газотурбінної ТЕЦ, до складу якого входять ГТД, створений за простим циклом (рис. 1.5).

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.																			
<table border="1"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td rowspan="3"> КР.142.6231м.08.01.ПЗ. </td> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>25</td> </tr> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td></td> </tr> </table>										КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.						25	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					КР.142.6231м.08.01.ПЗ.	Арк.																	
						25																	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																			

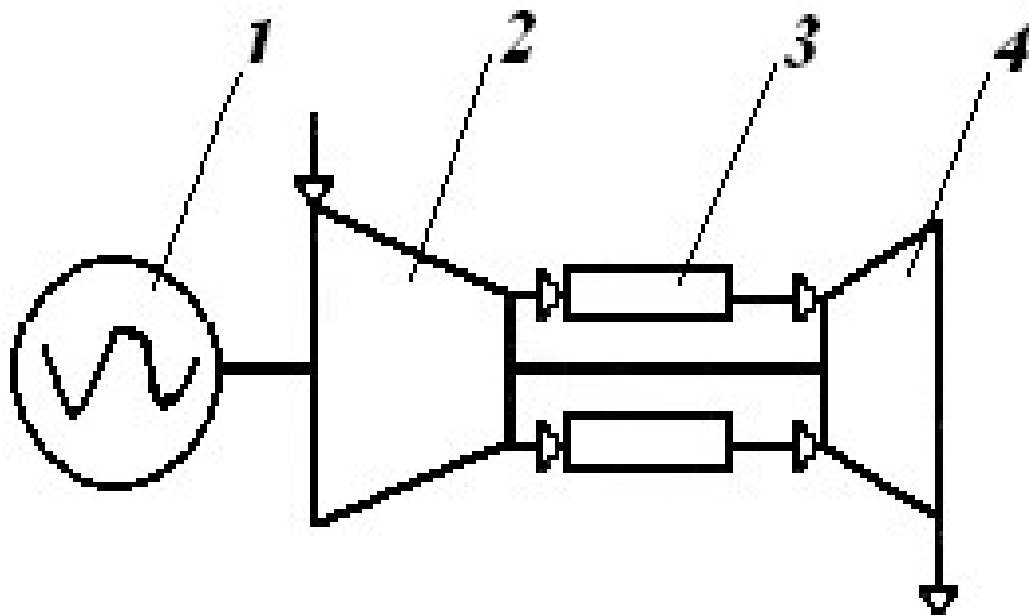


Рис. 1.5. ГТА простої схеми:

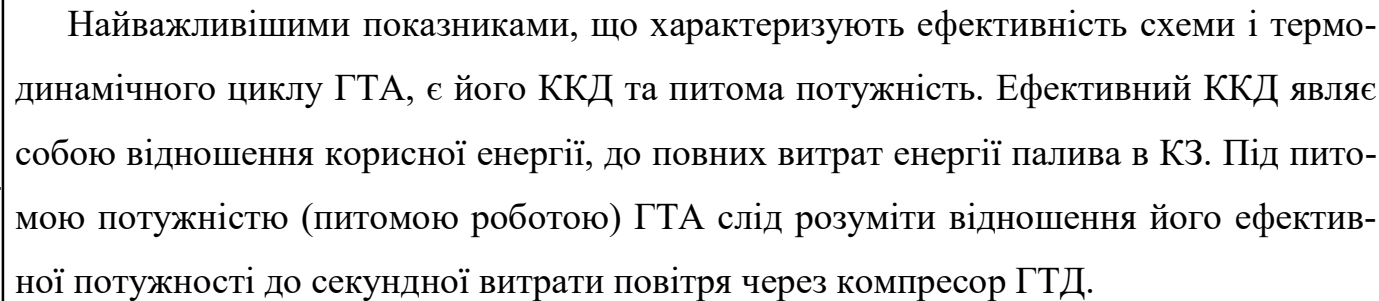
1 – електрогенератор; 2 - компресор; 3 – камера згоряння; 4 - турбіна приводу генератора

ГТД у складі подібного ГТА працює звичайно за термодинамічним циклом з підведенням тепла при постійному тиску (цикл Брайтона). Такий теоретичний цикл складається з двох ізоентроп і двох ізобар, як це показано на рис. 1.6.

Цикл побудований у координатах температура - ентропія. На рис. 1.6 проведені ізобари: P_{306} - атмосферний (зовнішній) тиск; P_1 - тиск повітря перед компресором; P_2 - тиск повітря на виході з компресора; P_3 - тиск газу перед турбіною; P_4 - тиск газу на виході з турбіни. Компресор ГТД забирає повітря з атмосфери з параметрами P_{306} і T_{306} та здійснює процес підвищення тиску від P_1 , T_1 , до P_2 , T_2 у теоретичному ізоентропійному процесі і до P_2 , T_2 у дійсному політропічному процесі.

Таким чином, $(1_{\text{зос}}-1)$ - процес підведення повітря на вході в компресор ГТД, що супроводжується втратами повного тиску у входному пристрої ГТА. Реальний процес підвищення тиску $(1-2)$ проходить з утратами енергії в ступенях компресора, а тому ентропія системи зростає (рис. 1.4). Після компресора повітря надходить у КЗ, куди також подається і паливо. Підведення тепла до повітря в процесі горіння палива відбувається при практично постійному тиску (лінія 2-3). Параметри кінця процесу теплопідведення в КЗ (P_3 і T_3) характеризують стан робочого тіла перед турбіною ГТД. Унаслідок утрат повного тиску в КЗ тиск перед турбіною P_3 на 3...5% менший,

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



КР.142.6231_М.08.01.ПЗ.

1.3. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" як об'єкт реконструкції

ПрАТ «Миколаївська ТЕЦ» — теплоелектроцентрально, призначена для централізованого забезпечення теплом промислових підприємств, житлових та адміністративних будівель Миколаєва з одночасним постачанням електроенергії в енергосистему України [3].

Станом на 2014 рік ТЕЦ забезпечує опаленням понад 40 % промислових підприємств; близько 160 тис мешканців; 777 багатоповерхових будинків; 19 лікарень, 87 шкіл та дитячих садочків та Миколаєва. Колектив Миколаївської ТЕЦ налічує 525 чоловік.

Питома витрата умовного палива на відпущену електроенергію у 2015 році склала 262,0 г/кВт·год, на відпущену теплоенергію — 131,5 кг/Гкал, при цьому Миколаївською ТЕЦ було спожито 45 млн 330 тис. м³ природного газу.

ПрАТ «Миколаївська ТЕЦ» складається з 4х енергоблоків: 2 по 100 МВт та 2 по 250 МВт; котельні агрегати: ТКП-2 (2 шт.); ТП-230-2 (2 шт.); ПТВМ-100 (2 шт.); КВГМ-100 (1 шт.); Турбіни: П-15-29/10 (1 шт.), Р-15-90/30 (1 шт.), ТР-10-29/0,8 (1 шт.).

Річне виробництво електроенергії: 101,325 млн кВт·год (2005); 77,383 млн кВт·год (2015). Річне виробництво тепла: 374,082 тис. Гкал (2005); 278,829 тис. Гкал (2015).

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.01.ПЗ.					

Інв. № подл.	Підпис і дата					Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.			
	Студент.	Жук А.О.				Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегату	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Сербін С.І.						29	56
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТУ

2.1. Оптимізація параметрів циклу ГТА

З використанням прикладного програмного забезпечення з бібліотеки навчальних програм кафедри «Турбін» здійснюємо оптимізаційне параметричне дослідження заданого об'єкту: термодинамічного циклу ГТА простої схеми, одноступінчастої чи багатоступінчастої газової турбіни, процесів горіння в КЗ ГТД тощо.

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Значення вихідних параметрів приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні параметри

T_3 , К	T_n , К	T_0 , К	g_e	$\eta_{ак}$	η_{at}	η_{m_t}	$\eta_{кс}$
1500	288	1080	0,0220	0,900	0,900	0,9900	0,9950

Задаємося інтервалом зміни параметра π_Σ від 16 до 34 із кроком 1, виконуємо коригування файлу вихідних даних.

Перелік неописаних ідентифікаторів приведено в табл.2.2.

Таблиця 2.2 – Список ідентифікаторів

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
QKN	Міра підвищення тиску	-
UE	Питомий ККД	-
HU	Питома потужність	кВт/(кг/с)
T4	Температура газу за турбіною	К
GOX	Витрата охолоджуючого повітря	-
AL	Коефіцієнт надлишку повітря	-

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.	
										30	
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	

Таблица 2.3 – Оптимізація параметрів циклу

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ
Студент гр.6231м Жук А.О.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД, К	1500.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9900
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9950
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	16.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	34.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО, ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП, ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД. 25.КВПД ДЛЯ КСПП					0.00 1.0000											
Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА											
					QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO	
					16.0	0.36197	324.5	0.000	0.000	682.1	846.8	0.000	4.0	0.0849	2.91	
					17.0	0.36557	322.5	0.000	0.000	694.4	835.2	0.000	4.0	0.0869	2.94	
					18.0	0.36867	320.0	0.000	0.000	706.1	824.4	0.000	4.0	0.0891	2.98	
					19.0	0.37131	317.3	0.000	0.000	717.3	814.2	0.000	4.0	0.0912	3.02	
					20.0	0.37354	314.3	0.000	0.000	728.1	804.7	0.000	4.0	0.0934	3.06	
					21.0	0.37540	311.1	0.000	0.000	738.4	795.7	0.000	4.0	0.0957	3.10	
					22.0	0.37691	307.7	0.000	0.000	748.4	787.2	0.000	4.0	0.0980	3.14	
					23.0	0.37809	304.2	0.000	0.000	758.1	779.2	0.000	4.0	0.1003	3.18	
					24.0	0.37898	300.4	0.000	0.000	767.4	771.5	0.000	4.0	0.1027	3.22	
					25.0	0.37958	296.6	0.000	0.000	776.5	764.2	0.000	4.0	0.1052	3.26	
					26.0	0.37990	292.6	0.000	0.000	785.2	757.3	0.000	4.0	0.1077	3.29	
					27.0	0.37997	288.6	0.000	0.000	793.7	750.7	0.000	4.0	0.1103	3.33	
					28.0	0.37979	284.4	0.000	0.000	802.0	744.3	0.000	4.0	0.1129	3.37	
					29.0	0.37936	280.1	0.000	0.000	810.0	738.2	0.000	4.0	0.1156	3.41	
					30.0	0.37870	275.7	0.000	0.000	817.9	732.4	0.000	4.0	0.1184	3.44	
					31.0	0.37781	271.3	0.000	0.000	825.5	726.8	0.000	4.0	0.1213	3.48	
					32.0	0.37668	266.7	0.000	0.000	832.9	721.4	0.000	4.0	0.1242	3.52	
					33.0	0.37533	262.1	0.000	0.000	840.2	716.2	0.000	4.0	0.1272	3.55	
					34.0	0.37375	257.4	0.000	0.000	847.3	711.1	0.000	4.0	0.1304	3.59	
										КР.142.6231м.08.02.ПЗ.						Арк.
																31
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

Будуємо графік залежності ефективного ККД циклу та питомої потужності ГТА простої схеми від загальної міри підвищення тиску в циклі (рис.2.1).

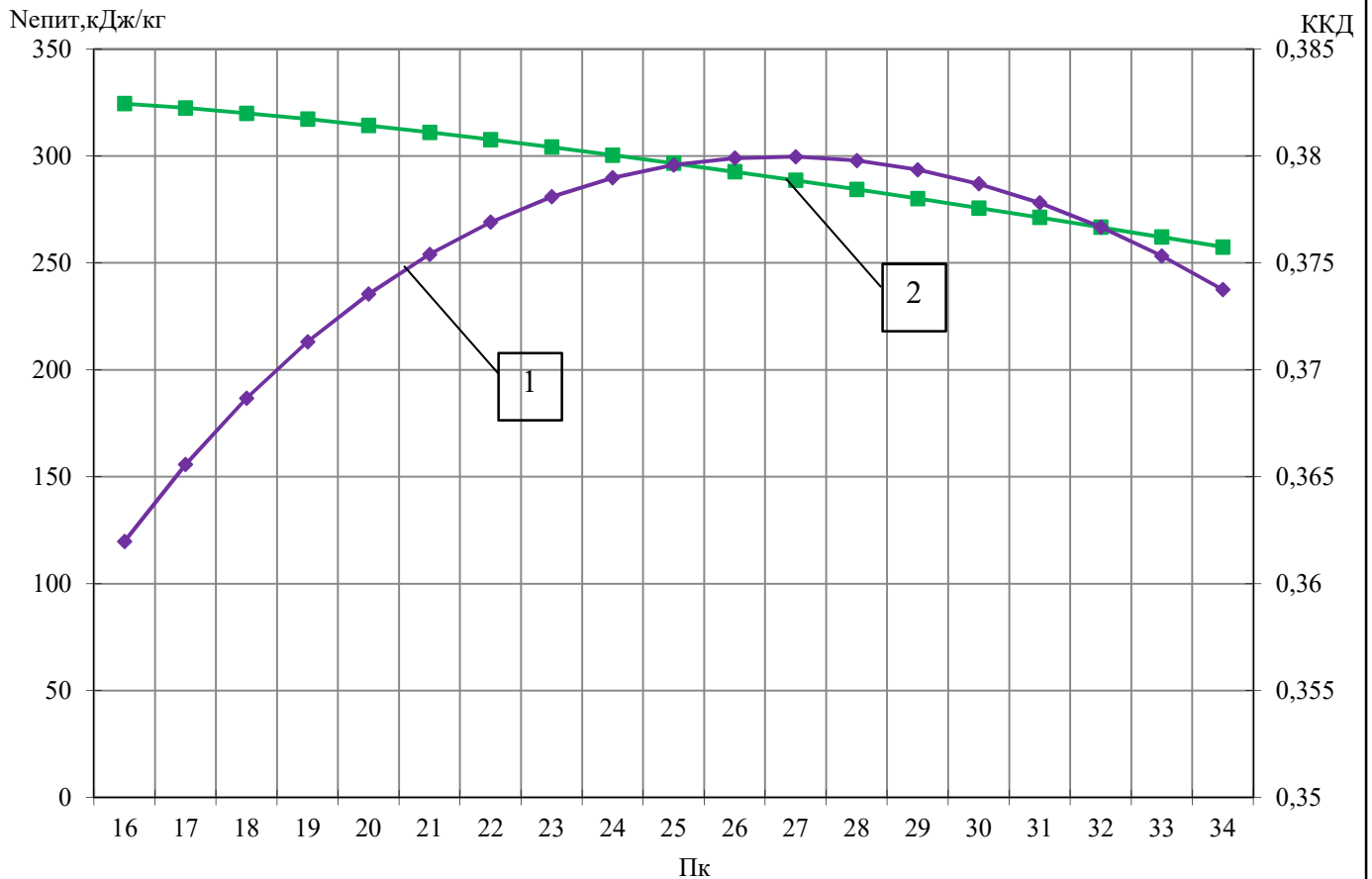


Рис. 2.1. Графіки залежностей $\eta_e = f(\pi_\kappa)$ і $N_{\text{enum}} = f(\pi_\kappa)$ відповідно ККД(1) та питомої потужності(2) від міри підвищення тиску в циклі

Аналізуючи графік приходимо до висновку, що оптимальне значення загальної міри підвищення тиску повітря в циклі ГТА $\pi_\kappa = 20$.

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

					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.4

QKN	Міра підвищення тиску у циклі ГТА	
R	Міра регенерації у циклі ГТА	
GPN	Відносний розмір відбору насиченої пари із УПГ	
RGPP	Відносний розмір відбору перегрітої пари перед ПТ	
T3N	Температура газу на вході у ТВТ ГТД	К
TD	Припустима температура металу лопаток	К
TN	Температура атмосферного повітря на вході у ГТА	К
TPB	Температура живильної води УПГ	К
HNO	КВПТ газівідвідного пристрою	
HNP	КВПТ по газовій стороні регенератора	
HK	КВПТ перехідника компресора	
HKS	КВПТ основної камери згоряння	
HKY	КВПТ газового тракту УПГ	
HPB	КВПТ по повітряній стороні регенератора	
URED	Механічний ККД редуктора ГТА	
UT(J)	Внутрішній адіабатичний ККД турбіни ГТД	
UTP	Внутрішній ККД парової турбін	
XEE(J)	Параметр розподілу міри підвищення тиску між компресорами ГТД	
Y	Формальна ознака схеми ГТА	
TRP	Температура перегрітої пари на виході з УПГ	К
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння КЗ	
UM(J)	Механічний ККД турбіни	
UMTP	Механічний ККД парової турбіни	
UNI	ККД насосів ТУК	
UPC	ККД елементарного ступеня компресора	

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

					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблица 2.5 – Розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності

РАСЧЕТ СХЕМЫ ОДНОКАСКАДНОГО БЛОКИРОВАННОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ГТА

Студент гр.6231м Жук А.О.

01.ПРИЗНАК БАЗОВОГО ГТД, IGTД	1
02.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА, IRT (1-ДИЗЕЛЬНОЕ; 2-ПРИРОДНЫЙ ГАЗ)	2
03.ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ТУРБИНЫ, ZТ	4
04.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД, ТЗN, К	1500.0
05.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, TN, К	288.0
06.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, TD, К	1080.0
07.ДАВЛЕНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, PN, МПА	0.1013
08.ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, FIO	0.6000
09.КПД ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА, UAK	0.9000
10.К.П.Д. РЕДУКТОРА, UR	1.0000
11.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, UKS	0.9950
12.ВНУТРЕННИЙ АДИАБАТИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТУРБИНЫ, UTI	0.9000
13.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТУРБИНЫ, UM1	1.00
14.ОБЩАЯ СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ЦИКЛЕ, QKN	20.000
15.К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА, NBX	0.9800
16.К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, NKS	0.9500
17.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ, NT	0.9950
18.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА, ННО	0.9850
19.ТЕМП. ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА 1-Й СТУПЕНИ ТУРБИНЫ, ТОХВ	705.0
20.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ, NE, КВТ	60000.0

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА СХЕМЫ

ГТА ПРОСТОГО ЦИКЛА (СХЕМА 1)

БАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ - GTD 110

КОМПРЕССОР

QK	GK	UK	T1	T2	DTK	P1	P2	CPB	KB
	КГ/С		К	К	ГРАД	МПА	МПА	КДЖ/(КГ*К)	
20.000	195.85	0.8538	288.0	723.4	435.4	0.0993	1.9855	1.042	1.382

КАМЕРА СГОРАНИЯ

T1KS	T2KS	P1KS	P2KS	OGT	AL	OGPNB	GBKS	GTH
К	К	МПА	МПА				КГ/С	КГ/Ч
723.36	1500.00	1.9855	1.8862	0.01938	3.00	0.0068	167.479	11685.4

ТУРБИНА ГТД

QT	GT	GHO	UT	T3	T4	DTT	ODP
	КГ/С	КГ/С	К	К			
18.341	170.725	199.104	0.9000	1500.00	794.43	678.32	0.0078
P3	P4	CPPH	KPH	BET	OGOХ1	OGOХ2	OGOХ3
МПА	МПА	КДЖ/(КГ*К)					
1.8862	0.1028	1.2099	1.3157	0.8717	0.0767	0.0403	0.0029

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГТА

УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ГТА, КВТ/ (КГ/С)	300.23
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. ГТА	0.3699
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ГТА, КГ/ (КВТ*Ч)	0.1948
ТЕМПЕРАТУРА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЗА ГТА, К	794.43
СУММАРНЫЙ ОТНОСИТ. ОТБОР ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.1449

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										35
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.

2.3. Габаритно - компоновочний розрахунок ГТД та побудова ескізу його меридіонального перерізу

2.3.1. Оцінка габаритного розміру осьового компресора

Вихідні параметри та дані для габаритного розрахунку компресора:

$$P_{11} = 0,09930 \text{ МПа}; P_{21} = 1,9855 \text{ МПа}; T_{11} = 288 \text{ К}; T_{21} = 723,4 \text{ К}; G_{\kappa 1} = 195,85 \text{ кг/с}; \\ \kappa_{\theta 21} = 1,382, c_{\text{pv}} = 1,042 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; R_{\text{в}} = 0,287 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Вибираємо матеріал робочих лопаток ЭИ696: $\sigma_{\kappa} = 900 \text{ МПа}$; $\rho_{\text{МК}} = 7900 \text{ кг/м}^3$.

Беремо колову швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса першого ступеня компресора

$$u_{n1} = 280 \quad \text{м/с}.$$

Приймаємо осьову складову абсолютної швидкості для вхідного перерізу компресора

$$\overline{c_{a1}} = 0,5.$$

Приймаємо втулкове відношення

$$\overline{d} = \frac{D_{\theta 1}}{D_{n1}} = 0,4.$$

2.3.1.1 Розрахунок габаритів вхідного перерізу компресора

Осьова швидкість на вході у компресор

$$c_{a1} = u_{n1} \cdot \overline{c_{a1}} = 140 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт швидкості для вхідного перерізу компресора

$$\lambda_{c_{a1}} = \frac{c_{a1}}{18,32 \cdot \sqrt{T_1}} = 0,4521$$

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_{a1}}) = \lambda_{c_{a1}} \cdot \left[\frac{k_{\theta 1} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{\theta 1} - 1}{k_{\theta 1} + 1} \cdot \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{\theta 1} - 1}} = 0,6547$$

Величина кільцевої площі вхідного перерізу

$$F_1 = \frac{G_{\kappa} \cdot \sqrt{T_1}}{0,0403 \cdot P_1 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})} = 1,2706 \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр вхідного перерізу компресора

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.					
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.				
					Арк.				
					36				

$$D_{n1} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot (1 - \bar{d}^2)}} = 1,388 \text{ M.}$$

Внутрішній діаметр на вході до компресора

$$D_{\epsilon 1} = \bar{d} \cdot D_{H1} = 0,555 \text{ м.}$$

Середній діаметр на вході до компресора

$$D_{c1} = \frac{D_{H1} + D_{\epsilon 1}}{2} = 0,972 \text{ M.}$$

Висота лопатки першого ступеня

$$l_{\kappa 1} = \frac{D_{\pi 1} - D_{\sigma 1}}{2} = 0,417 \text{ м.}$$

Частота обертання ротора компресора

$$n_{\kappa} = \frac{60 \cdot u_{H1}}{\pi \cdot D_{H1}} = 3000 \text{ об/хв.}.$$

Напряга розтягу в робочих лопатках першого ступеня

$$\sigma_{\kappa 1} = 9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m\kappa}}{7850} \right) \cdot n_{\kappa}^2 \cdot F_1 = 113 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки першого ступеня

$$K_{np1} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{K1}} = 7,96 > (1,5...2,0).$$

2.3.1.2 Розрахунок габаритів вихідного перерізу компресора

Осьова швидкість на виході з компресора

$$c_{a2} = (0,9...1,0) \cdot c_{a1} = 126 \text{ М/с.}$$

Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу компресора

$$\lambda_{c_{a_2}} = \frac{c_{a_2}}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{\epsilon_2}}{K_{\epsilon_2} + 1} \cdot T_2 \cdot R_{\epsilon}}} = 0,2567$$

$$\text{де } \kappa_{\epsilon_2} = 1,382; R_{\epsilon} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_{a_2}}) = \lambda_{c_{a_2}} \cdot \left[\frac{k_{c_2} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{c_2} - 1}{k_{c_2} + 1} \cdot \lambda_{c_{a_2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{c_2} - 1}} = 0,3945$$

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки першого ступеня

$$\kappa_{np1} = \frac{\sigma_{\kappa}}{\sigma_{\kappa1}} = 7,96 > (1,5...2,0).$$

2.3.1.2 Розрахунок габаритів вихідного перерізу компресора

Осьова швидкість на виході з компресора

$$c_{a2} = (0,9...1,0) \cdot c_{a1} = 126 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу компресора

$$\lambda_{c_{a2}} = \frac{c_{a2}}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{\epsilon2}}{\kappa_{\epsilon2} + 1} \cdot T_2 \cdot R_{\epsilon}}} = 0,2567$$

де $\kappa_{\epsilon2} = 1,382$; $R_{\epsilon} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_{a2}}) = \lambda_{c_{a2}} \cdot \left[\frac{\kappa_{\epsilon2} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{\epsilon2} - 1}{\kappa_{\epsilon2} + 1} \cdot \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_{\epsilon2} - 1}} = 0,3945$$

Зм.

Арк.

№ докум.

Підпис

Дата

КР.142.6231м.08.02.ПЗ.

Арк.

37

$$l_{\kappa c} = \frac{D_{\kappa c} - D_{\kappa c}}{2} = 0,192 \text{ м.}$$

Розрахункова модель ступеня

Відносна висота лопатки компресорного ступеня

$$g_{\kappa c} = \frac{D_{\kappa c}}{l_{\kappa c}} = 6,23$$

Відносна ширина рішита компресорної лопатки та відносний осьовий зазор

$$\left(\frac{b}{l}\right); \left(\frac{\delta}{l}\right) = A_0 + A_1 \cdot g_{\kappa c} + A_2 \cdot g_{\kappa c}^2 + A_3 \cdot g_{\kappa c}^3$$

Таблиця 2.6 – Коефіцієнти апроксимуючих залежностей

Параметр	Інтервал	A ₀	A ₁	A ₂	A ₃	Розрахунок
$\left(\frac{b}{l}\right)_p$	0,3...0,72	0,38388	0,006937	0,000538	-0,3·10 ⁻⁵	0,4473
$\left(\frac{b}{l}\right)_h$	0,28...0,7	0,3109	0,011753	0,000183	0,11·10 ⁻⁴	0,3939
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_p$	0,1...0,35	0,12526	0,001579	0,000334	0,13·10 ⁻⁴	0,1512
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_h$	0,09...0,32	0,08886	0,004524	0,000218	0,13·10 ⁻⁴	0,1286

Осьовий габарит ступеня компресора

$$L_{\kappa c} = l_{\kappa c} \cdot \left[\left(\frac{b}{l}\right)_p + \left(\frac{\delta}{l}\right)_p + \left(\frac{b}{l}\right)_h + \left(\frac{\delta}{l}\right)_h \right] = 0,2152 \text{ м,}$$

Довжина компресора

$$L_{\kappa} = L_{\kappa c} \cdot z_{\kappa} = 3,228 \text{ м.}$$

Довжина лемніскати вхідного пристрою

$$L_{\kappa y} = (0,16...0,22) \cdot D_{h1} = 0,222 \text{ м.}$$

Осьовий габарит переднього корпусу компресора

$$L_{\kappa \kappa 1} = (0,42...0,48) \cdot D_{h1} = 0,583 \text{ м.}$$

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

					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.2 Оцінка габаритів камери згоряння ГТД

Вихідні параметри та дані для габаритного розрахунку КЗ:

$$P_{1\text{КЗ}} = 1,9855 \text{ МПа}; T_{1\text{КЗ}} = 723,4 \text{ К}; G_{\text{ТЧ}} = 11685.4 \text{ кг/год}; G_{\text{ВКЗ}} = 167.48 \text{ кг/с}; \\ \eta_{\text{КЗ}} = 0,995; H_u = 42915 \text{ кДж/кг}; L_o = 14,49 \text{ кг/кг}$$

Об'ємна теплонапруженість для жарових труб

$$Q_v = 1000 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}}.$$

Сумарний об'єм усіх жарових труб КЗ

$$V_{\text{КЗ}} = \frac{H_u \cdot G_{\text{ТЧ}} \cdot \eta_{\text{КЗ}}}{Q_v \cdot P_{1\text{КЗ}}} = 0,2514 \text{ м}^3.$$

Кількість жарових труб

$$n_{\text{ЖТ}} = 20.$$

Об'єм однієї жарової труби

$$V_{\text{ЖТ}} = \frac{V_{\text{КЗ}}}{n_{\text{ЖТ}}} = 0,0126 \text{ м}^3.$$

Діаметр однієї жарової труби

$$d_{\text{ЖТ}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\text{ЖТ}}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}} = 0,191 \text{ м},$$

де $a = 0,7$; $\bar{l} = 3,3$

Довжина жарової труби

$$l_{\text{ЖТ}} = d_{\text{ЖТ}} \cdot \bar{l} = 0,63 \text{ м}.$$

Зазор між жаровими трубами

$$e = 0,47 \cdot d_{\text{ЖТ}} = 0,09 \text{ м}.$$

Середній діаметр розміщення жарових труб

$$D_{\text{КЗ}} = \frac{d_{\text{ЖТ}} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{\text{ЖТ}}}} = 1.796 \text{ м}.$$

Приймаємо протитокову камеру згоряння.

Площа перерізу, яка зайнята жаровими трубами

$$F_{\text{КЗЖТ}} = \frac{\pi d_{\text{ЖТ}}^2}{4} \cdot n_{\text{ЖТ}} = 0,573 \text{ м}^2.$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.				Арк.
									40

Сумарна площа кільцевого каналу

$$F_{KC_{\Sigma}} = 2,2 \cdot F_{KC_{\text{ЖТ}}} = 1,433 \text{ м}^2.$$

Діаметр зовнішнього кожуху КЗ

$$D_{H_{KC}} = D_{c_{KC}} + \frac{F_{KC\Sigma}}{\pi \cdot D_{c_{KC}}} = 2,05 \text{ м.}$$

Діаметр внутрішнього кожуху КЗ

$$D_{B_{KC}} = D_{c_{KC}} - \frac{F_{KC\Sigma}}{\pi \cdot D_{c_{KC}}} = 1,542 \text{ м.}$$

Довжина осерядіального дифузора

$$L_{\text{орд}} = (0,28 \dots 0,46) \cdot D_{\text{с2к}} = 0,405 \text{ м.}$$

Довжина камери згоряння

$$L_{\text{KC}} = (1,16...1,18) \cdot l_{\text{ЖТ}} = 0,731 \text{ м.}$$

2.3.3 Визначення габаритних розмірів турбіни ГТД

Вихідні параметри та дані для габаритного розрахунку турбіни:

$$G_m = 170,725 \text{ кг/с}; T_3 = 1500 \text{ К}; T_4 = 794,43 \text{ К}; P_3 = 1,8862 \text{ МПа}; P_4 = 0,1028 \text{ МПа}; \eta_t^* = 0,90;$$

$$n_T=3000 \text{ об/хв.}$$

Матеріал робочих лопаток: сплав ЭИ696, щільність $\rho_m = 7900 \text{ кг/м}^3$.

Тип проточної частини турбіни:

$$D_c = const;$$

$$D_{c3} = D_{c_{KC}}; \quad D_{c3} = 1,796 \text{ M}$$

2.3.3.1 Оцінка параметрів першого ступеня турбіни та її габаритів

Кількість ступенів

$$Z_T = \mu_{\text{иле}} \frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{CT}} \right]} = 3,91,$$

де $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{\text{ст}} = 0,15$. Приймаємо $Z_T = 4$.

Ізоентропний теплоперепад на турбіну

$$H_{\text{ад}}^* = (1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{пр}} \cdot \Delta T_{\text{т}}}{\eta_{\text{т}}^*} = 957 \text{ кДж/кг},$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	$n_T = 3000 \text{ об/хв.}$ Матеріал робочих лопаток: сплав ЭИ696, щільність $\rho_m = 7900 \text{ кг/м}^3$. Тип проточної частини турбіни: $D_c = const;$ $D_{c3} = D_{c_{KC}}; \quad D_{c3} = 1,796 \text{ м}$ 2.3.3.1 Оцінка параметрів першого ступеня турбіни та її габаритів Кількість ступенів $Z_T = \text{цїле} \frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{ст} \right]} = 3,91,$ де $\left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{ст} = 0,15$. Приймаємо $Z_T = 4$. Ізоентропний теплоперепад на турбїну $H_{ад}^* = (1 + \xi_{вих}) \cdot \frac{c_{pg} \cdot \Delta T_T}{\eta_T^*} = 957 \text{ кДж/кг},$
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ. 41

де $\xi_{\text{вух}} = 0,05$; $c_{\text{рг}} = 1,2099$ кДж/кг; $\Delta T_{\text{т}} = 678,32$ К.

Відносна висота лопатки

$$g_t = \frac{D_{ct}}{l_{pt}} = 24 \text{ Приймаємо у першому наближенні.}$$

Оптимальна величина реактивності

$$\rho_1 = \rho_\kappa + \frac{2g_t - 1}{g_t^2} = 0,2166 < 0,5,$$

де $\rho_k = 0,135$.

Швидкість газу на виході із соплової решітки першого ступеня

$$c_1 = \varphi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{ad}^*}{Z_T} \cdot (1 - \rho_1)} = 594 \text{ m/c},$$

де $\varphi_{c1} = 0,97$.

Коефіцієнт швидкості для вхідного перерізу

$$\lambda_{cl} = \frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{r3}}{K_{r3} + 1} \cdot T_{31} \cdot R_r}} = 0,8478$$

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_1}) = \lambda_{c_1} \cdot \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{r3} - 1}{\kappa_{r3} + 1} \cdot \lambda_{c_1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}} = 0,9729$$

Величина кільцевої площі вхідного перерізу

$$F_{3c} = \frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{\kappa_{r3}}{R_r} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{r3} + 1}\right)^{\frac{\kappa_{r3} + 1}{\kappa_{r3} - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c_1}) \cdot \sin \alpha_{11}}} = 0,377 \text{ М}^2,$$

де $\alpha_{11} = 14^\circ$.

Висота соплової лопатки першого ступеня

$$l_{c1} = \frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}} = 0,067 \text{ м.}$$

Висота робочої лопатки першого ступеня

$$l_{n1} = 1,05 \cdot l_{c1} = 0,07 \text{ м.}$$

Відносна висота лопатки

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_1}) = \lambda_{c_1} \cdot \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{r3} - 1}{\kappa_{r3} + 1} \cdot \lambda_{c_1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}} = 0,9729$ Величина кільцевої площі вхідного перерізу $F_{3c} = \frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{\kappa_{r3}}{R_r} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{r3} + 1} \right)^{\frac{\kappa_{r3} + 1}{\kappa_{r3} - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c_1}) \cdot \sin \alpha_{11}}} = 0,377 \text{ м}^2,$ де $\alpha_{11} = 14^\circ$. Висота соплової лопатки першого ступеня $l_{c1} = \frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}} = 0,067 \text{ м.}$ Висота робочої лопатки першого ступеня $l_{p1} = 1,05 \cdot l_{c1} = 0,07 \text{ м.}$ Відносна висота лопатки
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.
					Арк. 42

$$g_{t1} = \frac{D_{c3}}{l_{p1}} = 26.$$

Оптимальне значення u/c_1

$$v_{onm} = \frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)} = 0,6193.$$

Окружна швидкість на середньому діаметрі

$$u_3 = \frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_T}{60} = 282 \text{ м/с}.$$

Дійсне значення

$$v_o = \frac{u_3}{c_1} = 0,6094.$$

Перевіряємо

$$\delta v = \frac{v_o}{v_{opt}} = 0,98.$$

$$0,9 < \delta v < 1,1$$

Зовнішній діаметр

$$D_{n3} = D_{c3} + l_{c1} = 1,863 \text{ м}.$$

Внутрішній діаметр

$$D_{в3} = D_{c3} - l_{c1} = 1,729 \text{ м}.$$

Границя тривалої міцності

$\sigma_{3\tau}^{T_{м3}} = 250 \text{ МПа}$ Визначаємо по таблиці при температурі метала $T_{м3} = T_d$ і ресурсі $\tau = 10000 \text{ годин}.$

Запас міцності робочої лопатки першого ступеня

$$K_{пр3} = \frac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}} = 7,47 > (1,5 \dots 2,0)$$

2.3.3.2 Розрахунок габаритів вихідного перерізу турбіни

Осьова швидкість на виході з турбіни

$$c_{a4} = 1,1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11} = 158 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.					Арк.
										43

$$\lambda_{c_{a4}} = \frac{c_{a4}}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{r4}}{\kappa_{r4} + 1} \cdot T_4 \cdot R_r}} = 0,3099$$

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_{a4}}) = \lambda_{c_{a4}} \cdot \left[\frac{\kappa_{r4} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{r4} - 1}{\kappa_{r4} + 1} \cdot \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_{r4} - 1}} = 0,4728$$

Величина кільцевої площі вхідного перерізу

$$F_4 = \frac{G_t \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{\kappa_{r4}}{R_r} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{r4} + 1} \right)^{\frac{\kappa_{r4} + 1}{\kappa_{r4} - 1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}} = 2,507 \text{ м}^2$$

Запас міцності робочої лопатки ступеня

$$K_{np4} = \frac{\sigma_{4\tau}^{T_{m4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4} = 1,8$$

де $\sigma_{4\tau}^{T_{m4}} = 400 \text{ МПа}$.

Геометричні характеристики вихідного перерізу турбіни

$$D_c = \text{const};$$

$$D_{c4} = D_{c3} = 1,796;$$

$$D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}} = 1,351 \text{ м};$$

$$D_{п4} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}} = 2,241 \text{ м}.$$

Висота робочої лопатки останнього ступеня

$$l_{p4} = \frac{D_{п4} - D_{в4}}{2} = 0,445 \text{ м}.$$

Відносна висота лопатки

$$g_{i4} = \frac{D_{c4}}{l_{p4}} = 4,04 > 3,5.$$

2.3.3.3 Осьовий габарит проточної частини турбін

Середня кільцева площа

$$F_{ст} = \frac{F_{3c} + F_4}{2} = 1,442 \text{ м}^2.$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.				Арк.
									44

Розмір середнього ступеня

$$D_{cc} = 1,796 \text{ м};$$

$$D_{bc} = D_{cc} - \frac{F_{ct}}{\pi \cdot D_{cc}} = 1,540 \text{ м};$$

$$D_{hc} = D_{cc} + \frac{F_{ct}}{\pi \cdot D_{cc}} = 2,052 \text{ м};$$

$$l_{pc} = \frac{D_{hc} - D_{bc}}{2} = 0,256 \text{ м}.$$

Відносна висота лопатки

$$g_{ct} = \frac{D_{cc}}{l_{pc}} = 4,04 > 3,5.$$

Відносна ширина рішети компресорної лопатки та відносний осьовий зазор

$$\left(\frac{b}{l}\right); \left(\frac{\delta}{l}\right) = A_0 + A_1 \cdot g_{ct} + A_2 \cdot g_{ct}^2 + A_3 \cdot g_{ct}^3$$

Таблиця 2.7 – Коефіцієнти апроксимуючих залежностей

Параметр	Інтервал	A ₀	A ₁	A ₂	A ₃	Розрахунок
$\left(\frac{b}{l}\right)_p$	0,16...1,0	0,06934	0,02633	0,00186	-0,00003	0,2041
$\left(\frac{b}{l}\right)_h$	0,15...0,67	0,08722	0,02096	0,00077	-0,00001	0,1838
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_p$	0,065...0,3	0,04700	0,00329	0,00074	-0,00001	0,0717
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_h$	0,055...0,21	0,02708	0,00841	-0,00006	0,00001	0,0607

Осьовий габарит ступеня

$$L_{ct.t} = l_{pc} \cdot \left[\left(\frac{b}{l}\right)_c + \left(\frac{\delta}{l}\right)_c + \left(\frac{b}{l}\right)_p + \left(\frac{\delta}{l}\right)_p \right] = 0,133 \text{ м}.$$

Довжина турбіни

$$L_T = L_{ct.t} \cdot z_T = 0,532 \text{ м}.$$

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

					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дудл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.08.02.ПЗ.

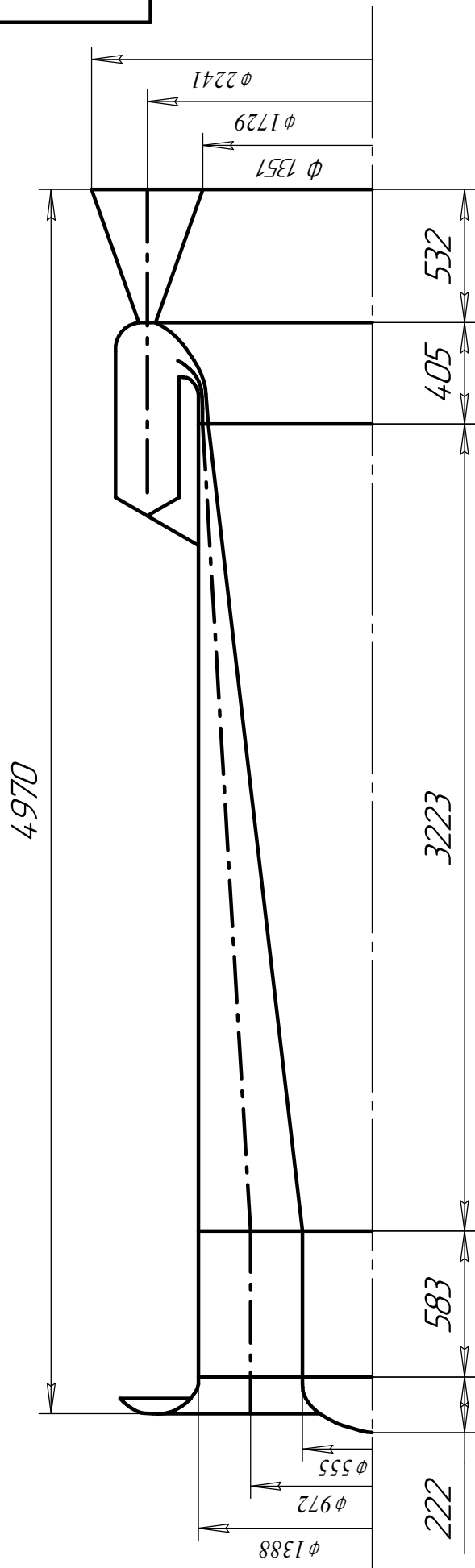


Рис.2.2. Ескіз меридіонального перерізу проточної частини ГТД

КР.14.2.6231М.08.02.ПЗ.

Програма "GTA5OT" призначена для виконання термогазодинамічного розрахунку проточної частини осьової газової турбіни суднового або енергетичного ГТД. Математична модель й алгоритм програми розроблені з використанням методики розрахунку осьової газової турбіни.

Запуск програми виконується файлом gta5ot.exe, розміщеним у директорії SAPRTA.

Вихідні дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файлу isgta5ot.dat, котрий знаходиться в директорії GRUP5.

Результати розрахунку варіанта турбіни видаються на друкуючий прилад у табличній формі по ступеням.

Повна роздруківка вихідних даних й результатів розрахунку заданого варіанта знаходиться в файлі rzgta5ot.dat, розміщеного в директорії GRUP5.

При проєктуванні ГТД висуваються високі вимоги до ефективності проточних частин осьових турбін. Це пояснюється тим, що зниження ККД турбін при невірному виборі параметрів для їх проточних частин призводить до зниження показників всього ГТД в результаті відхилення параметрів від розрахункових і, значить, зростання гідравлічних втрат.

Термогазодинамічний розрахунок проточних частин осьових турбін проводиться з метою визначення геометричних параметрів проточних частин (геометричні параметри вінців, трикутники швидкостей). Розрахунок ведеться на основі детального теплового розрахунку на режимі повної потужності та габаритно - компоновочного розрахунку двигуна.

За результатами розрахунку будуються профілі соплових та робочих лопаток на середньому діаметрі кожного ступеня турбіни (рис.1.6).

Термогазодинамічний розрахунок осьової газової турбіни енергетичного ГТД проведено за допомогою програми "GTA5OT". Розшифровка ідентифікаторів вхідних і вихідних даних приведена в табл. 2.8

Інв. № подл.	Підпис і дата				всього ГТД в результаті відхилення параметрів від розрахункових і, значить, зростання гідравлічних втрат. Термогазодинамічний розрахунок проточних частин осьових турбін проводяться з метою визначення геометричних параметрів проточних частин (геометричні параметри вінців, трикутники швидкостей). Розрахунок ведеться на основі детального теплового розрахунку на режимі повної потужності та габаритно - компоновочного розрахунку двигуна. За результатами розрахунку будуються профілі соплових та робочих лопаток на середньому діаметрі кожного ступеня турбіни (рис.1.6). Термогазодинамічний розрахунок осьової газової турбіни енергетичного ГТД проведено за допомогою програми "GTA5OT". Розшифровка ідентифікаторів вхідних і вихідних даних приведена в табл. 2.8	
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
	Інв. № подл.					
					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.8 - Розшифровка ідентифікаторів вхідних і вихідних даних

Іденти-фікатор	Найменування параметра	Розмірність
XC	Кількість охолоджуваних соплових вінців	
XR	Кількість охолоджуваних робочих вінців	
Z	Кількість ступенів турбіни	
AOI	Кут входу потоку на соплові лопатки 1-го ступеня	Град.
AI	Кут виходу потоку із сопел 1-го ступеня	Град.
CP	Середня питома теплоємність газу в турбіні	кДж/(кг·К)
D11	Середній діаметр на виході із соплового апарата 1-го ступеня	М
GAK	Кореневе значення кута розкриття проточної частини біля кореня лопаток	Град
GAP	Периферійне значення кута розкриття проточної частини на периферії лопаток	Град
GH	Витрата газу на вході в турбіну	кг/с
NT	Необхідне значення частоти обертання вала	об/хв.
PO3	Повний тиск газу на вході в турбіну	МПа
P23	Повний тиск газу на виході з турбіни	МПа
R	Газова постійна робочого тіла	кДж/(кгК)
TO3	Температура загальмованого потоку на вході	К
T23	Температура загальмованого потоку на виході	К
TBB	Температура охолодного повітря на вході в лопатки	К
UM	Механічний ККД турбіни	
A(Z)	Значення коефіцієнта А по ступенях	
DR(Z)	Відносний радіальний зазор між робочими лопатками і корпусом турбіни	Град.
GEC(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження соплових лопаток	
GER(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження робочих лопаток	
PCI(Z)	Швидкісний коефіцієнт соплових решіток	
PFI(Z)	Швидкісний коефіцієнт робочих решіток	
ROK(Z)	Ступінь реактивності ступеня в кореня	
TC(Z)	Відносний крок лопаток у соплових решітках	
TDC(Z)	Припустима температура металу соплових лопаток	К
TDP(Z)	Припустима температура металу робочих лопаток	К
A1	Кут виходу потоку із соплових решіток	Град.
A2	Кут виходу потоку зі ступеня у відносному русі	Град.
AUI	Кут установки соплових лопаток у решітках	Град.
B1	Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі	Град.
B2	Кут виходу потоку газу з робочих лопаток у відн. русі	Град.
BCI	Осьова ширина соплових решіток	м
BPI	Осьова ширина робочих решіток	м

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						49

Продовж. табл. 2.8

Іденти-фікатор	Найменування параметра	Розмірність
BUI	Кут установки робочих лопаток у решітках	Град.
C1	Дійсна швидкість виходу потоку із сопів	м/с
C2	Абсолютна швидкість виходу потоку з робочих решіток	м/с
DC0	Середній діаметр на вході в ступінь	м
DC1	Середній діаметр на виході із сопел	м
DC2	Середній діаметр на виході з робочих решіток	м
EI	Внутрішній ККД ступеня	
EU	Окружний ККД ступеня	
GOXC	Витрата повітря на охолодження соплових решіток	кг/с
GOXP	Витрата повітря на охолодження робочих решіток	кг/с
HAD	Теплоперепад, що відпрацьовується в ступені	кДж/кг
HVD	Дійсна характеристика U1/C1 ступеня	
HVOP	Оптимальне значення характеристики U1/C1 для ступеня	
LAMC1	Газодинамічна функція	
LCI	Висота соплових решіток	м
LPI	Висота робочих решіток	м
N1	Внутрішня потужність ступеня	кВт
P0	Тиск загальмованого потоку перед ступенем	МПа
PI	Статичний тиск у потоці на виході із сопел	МПа
P2	Статичний тиск у потоці за ступенем	МПа
P23	Тиск загальмованого потоку за ступенем	МПа
SCI	Осьовий зазор за сопловими решітками	м
SPI	Осьовий зазор за робочими решітками	м
T0	Температура гальмування потоку перед ступенем	К
T1	Статична температура потоку на виході із сопел	К
T2	Статична температура потоку за ступенем	К
T23	Температура гальмування потоку за ступенем	К
TCl	Крок соплових решіток	м
TPi	Крок робочих решіток	м
U1	Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами	м/с
U2	Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочими решітками	м/с
W1	Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки	м/с
W2	Швидкість потоку на виході з робочих ґрат у відносному русі	м/с
ZC	Число лопаток соплових решіток	
ZP	Число лопаток робочих решіток	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						50

Таблица 2.9 – Термогазодинамический расчет осевой турбины

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

студент: гр.6231м Жук А.О.

Расчет: Турбина ГТД Ne=60000 кВт

Z	XC	XR	GH	NT	D11
			кг/с	об/мин	м
4	1	1	170.725	3000.0	1.7960
P03	T03	P23	T23	TB0	UM
МПа	К	МПа	К	К	
1.8862	1500.0	0.1028	794.4	705.0	0.900
CP	R	A0I	A1I	GAK	GAP
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град
1.2099	0.288	90.00	16.00	0.00	17.00

	ИСХОДНЫЕ			ДАННЫЕ	ПО	СТУПЕНЯМ
	1ст	2ст	3ст	4ст		
A(Z)	1.00	1.02	1.02	0.96		
FI(Z)	0.980	0.980	0.980	0.980		
PCI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970		
TC(Z)	0.750	0.750	0.750	0.750		
ROK(Z)	0.113	0.050	0.050	0.050		
DR(Z)	0.004	0.004	0.004	0.004		
TDC(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0		
TDP(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0		
GEC(Z)	0.022	0.022	0.022	0.022		
GER(Z)	0.022	0.022	0.022	0.022		

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ,КДЖ/КТ	906.91
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД,КДЖ/КТ	957.74
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ,КВТ	124424.00
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.8455
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ,ОБ/МИН	3000.0

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

	1ст	2ст	3ст	4ст
T0,К	1500.0	1284.4	1112.7	950.2
P0,МПа	1.8862	1.0708	0.5462	0.2446
T1,К	1304.5	1117.9	954.2	787.1
P1,МПа	1.1678	0.5822	0.2782	0.1070
T2,К	1275.8	1096.3	925.5	746.7
P2,МПа	1.0410	0.5130	0.2189	0.0807
T23,К	1284.4	1112.7	950.2	795.5
P23,МПа	1.0708	0.5462	0.2446	0.1028

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ,РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD,кДж/кг	239.44	244.22	244.22	266.74
LAMC1	0.8756	0.9797	1.0269	1.1272
HVD	0.5879	0.5744	0.6034	0.6175
HVOP	0.5879	0.5428	0.5577	0.5499
GOXC,кг/с	9.73	0.00	0.00	0.00
GOXP,кг/с	10.14	0.00	0.00	0.00
ROM	0.1825	0.1409	0.1823	0.2296

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ					
					1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ,КДЖ/КТ 906.91 2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД,КДЖ/КТ 957.74 3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ,КВТ 124424.00 4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ 0.8455 5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ,ОБ/МИН 3000.0					
					ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ					
Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ,РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА					
					HAD,кДж/кг 239.44 244.22 244.22 266.74 LAMC1 0.8756 0.9797 1.0269 1.1272 HVD 0.5879 0.5744 0.6034 0.6175 HVOP 0.5879 0.5428 0.5577 0.5499 GOXC,кг/с 9.73 0.00 0.00 0.00 GOXP,кг/с 10.14 0.00 0.00 0.00 ROM 0.1825 0.1409 0.1823 0.2296					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.02.ПЗ.					Арк.
										51

Продовж. табл. 2.9.

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1,ГРАД	16.00	21.15	24.21	32.10
C1,М/С	596.4	634.8	619.3	628.3
B1,ГРАД	37.69	45.21	53.04	66.62
W1,М/С	268.9	322.8	317.9	363.7
U1,М/С	360.5	364.7	373.7	388.0
B2,ГРАД	21.39	29.52	34.97	44.13
W2,М/С	395.1	403.5	422.9	489.6
A2,ГРАД	88.28	95.12	97.93	97.44
C2,М/С	144.2	199.6	244.8	343.8
U2,М/С	363.6	368.9	380.4	395.9

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,M	1.7960	1.7960	1.7960	1.7960
DC1,M	1.7960	1.8168	1.8618	1.9328
BC1,M	0.0416	0.0564	0.0887	0.1033
LC1,M	0.0594	0.0806	0.1267	0.1993
SC1,M	0.0178	0.0242	0.0380	0.0445
AUI,ГРАД	36.04	39.13	38.55	38.63
TC1,M	0.0527	0.0671	0.1063	0.1239
BPI,M	0.0374	0.0508	0.0803	0.0975
LPI,M	0.0752	0.1021	0.1605	0.2400
DC2,M	1.8114	1.8377	1.8949	1.9726
SPI,M	0.0142	0.0193	0.0304	0.0356
BUI,ГРАД	66.61	66.28	64.84	62.23
TPI,M	0.0295	0.0365	0.0595	0.0765
ZC	107	85	55	49
ZP	193	158	100	81

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8235	0.8571	0.8117	0.7080
EI	0.8164	0.8505	0.8051	0.7018
NI,KBT	33531.3	31914.9	30212.1	28764.0

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

					КР.142.6231м.08.02.ПЗ.	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5. Розрахунок закручення робочої лопатки 4-го ступеня турбіни

В газотурбобудуванні частіше використовують метод закручення лопаток за законом сталості циркуляції. При використанні цього методу вважають, що повні параметри потоку на вході в ступень і швидкісні коефіцієнти ψ і φ незмінні за радіусом.

Характерною рисою даного виду закручення є те, що відношення U/C_1 в будь-якому перерізі лопаток залишається оптимальним, коли воно обране найвигіднішим в одному перерізі, оскільки збільшення U/C_1 зі зростанням радіусу відповідає підвищенню міри реактивності. Насправді при $C_{2cp}=0$ закручення потоку за робочим колесом відсутнє по всій довжині лопатки.

При закрученні лопаток за законом сталості циркуляції густина і тиск робочого тіла в міжвінцевому зазорі, а також реактивність ступеня інтенсивно зростають від кореня до периферії. Збільшуються від кореня до периферії вихідний кут соплових лопаток $\alpha_{1\text{геом}}$ і вхідний кут робочих лопаток β_1 геом., причому α_1 може зростати в 1,3...2 рази, а β_1 - у 4...6 разів. Кут β_2 геом. зменшується до периферії на кілька градусів. Розрахунок виконаний за методом, який описано в табл. 2.1 для трьох контрольних перерізів за вхідними даними:

$$D_{cp} = 1,796 \text{ м}; l_p = 0,07 \text{ м}; u_{2cp} = 395,9 \text{ м/с}; \alpha_{1cp} = 32,1^\circ; c_{1cp} = 628,3 \text{ м/с}; (u/c_1)_{cp} = 0,618, \\ \alpha_{2cp} = 97,44^\circ; c_{2cp} = 343,8 \text{ м/с}; \beta_{2cp} = 44,13^\circ; w_{2cp} = 489,6 \text{ м/с}; \varphi = 0,98; \psi = 0,97.$$

Таблиця 2.10 – Розрахунок закручення робочої лопатки 4-го ступеня турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому діаметрі	На периферії
1	2	3	4	5
1.Радіус перерізу r , м	За відомими значеннями D_{cp2} і l_p	0,863	0,898	0,933
2.Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,961	1	1,039
3.Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	380,5	395,9	411,3

Продовж. табл. 2.10

1	2	3	4	5
4. Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки $c_1, м/с$	$\frac{c_{1cp}}{r} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	646,7	628,3	611,5
5. Кут виходу потоку із соплового апарата $\alpha_1, град$	$arctg(\bar{r} \cdot tg \alpha_{1\bar{n}\delta})$	31,1	32,1	33,1
6. Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1\bar{n}\delta}}}$	0,577	0,618	0,660
7. Кут входу потоку до робочої решітки $\beta_1, град$	$arctg \frac{\bar{r} tg \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	61,6	66,62	72,0
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки $w_1, м/с$	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	379,6	363,7	351,1
9. Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2, град$	$\frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	45,6	44,13	42,8
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки $w_2, м/с$	$w_{2cp} \frac{\sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	477,1	489,6	501,7
11. Кут виходу потоку зі ступеня $\alpha_2, град$	при $\alpha_{2cp} < 90^\circ$ $arctg(\bar{r} tg \alpha_{2cp})$	97,7	97,44	97,2
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем $c_2, м/с$	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	343,8	343,8	343,8
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,183	0,23	0,258

За результатами розрахунку будуюмо ескіз проточної частини (рис.2.3) та ескіз закрутки робочої лопатки 4-го ступеня турбіни (рис.2.4).

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

КР.142.6231_М.08.02.ПЗ.

Арк.
54

КР.14.2.6231М.08.02.ПЗ.

Мнб. № подл.	Подп. и дата	Взам. инб. №	Инб. № доку	Подп. и дата
--------------	--------------	--------------	-------------	--------------

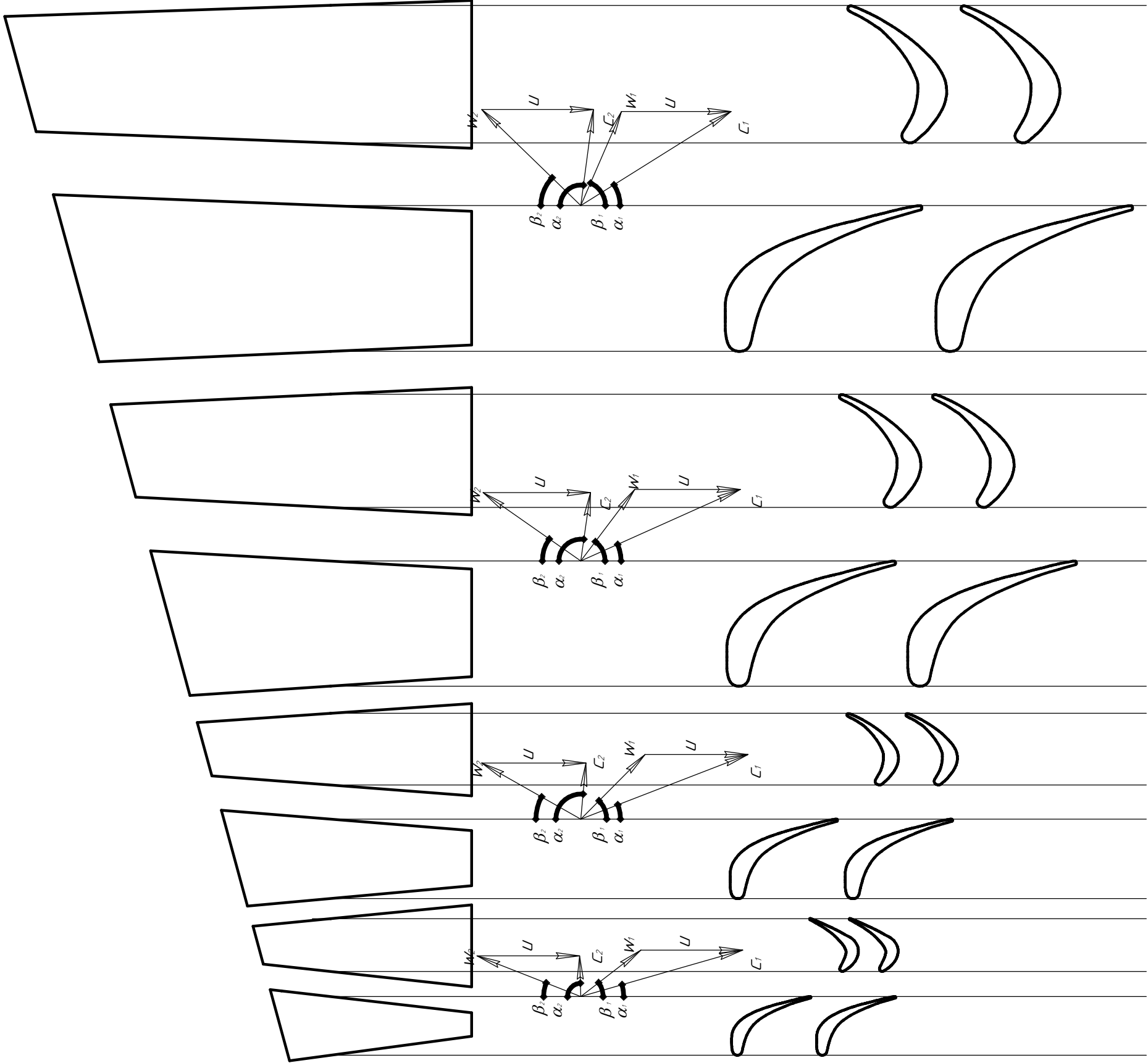
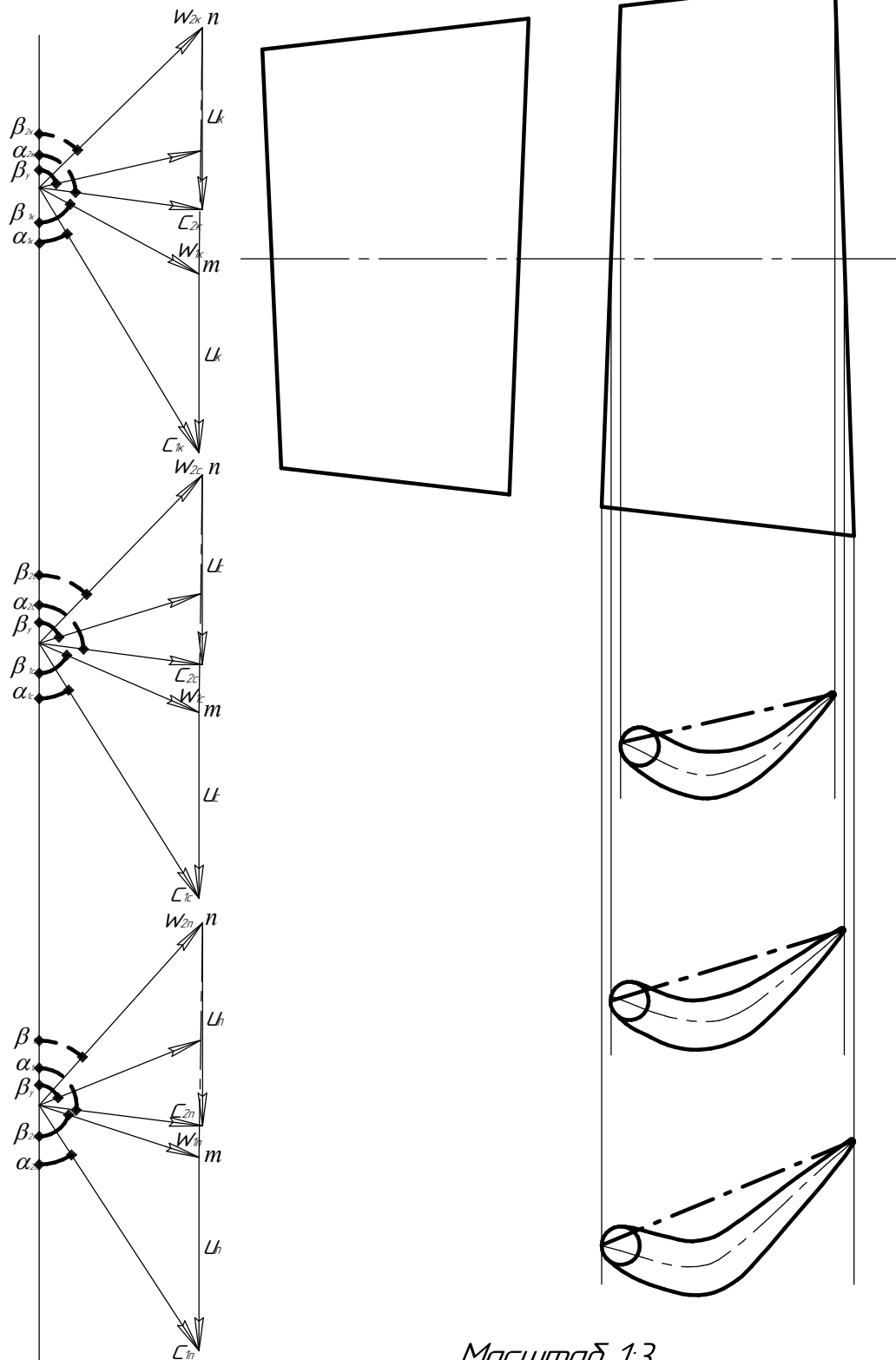


Рис.2.3. Ескіз проточної частини турбіни

Мнб. № подл.	Подп. и дата	Взам. инб. №	Инб. № доку	Подп. и дата	КР.14.2.6231М.08.02.ПЗ.	Лист
						55



Масштаб 1:3
Масштаб швидкостей 1мм:14м/с

Рис. 2.4. Ескіз закрутки робочої лопатки 4-20 ступеня турбіни

Взам. инв. №	Инв. № дудл	Подп. и дата
Инв. № подл		

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата												
Інв. № докум.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						КР.142.6231м.08.03.ПЗ.						
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Конструктивні розрахунки і конструювання				Літ.	Арк.	Аркушів
					Студент.	Жук А.О.										
					Керівник	Сербін С.І.										
					Консульт.											
					Зав.кафедр	Патлайчук В.М.										
									НУК							

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

3.1 Конструкція двигуна

Газотурбінний двигун ГТД 110 виконаний однокаскадним із двухопорним ротором, з добором потужності з боку компресора.

Опис компресора

Компресор (рис.3.1) – осьовий, має 15 ступенів. У ньому передбачене керування кутом установки лопаток поворотного вхідного направляючого апарата за допомогою електропривода.

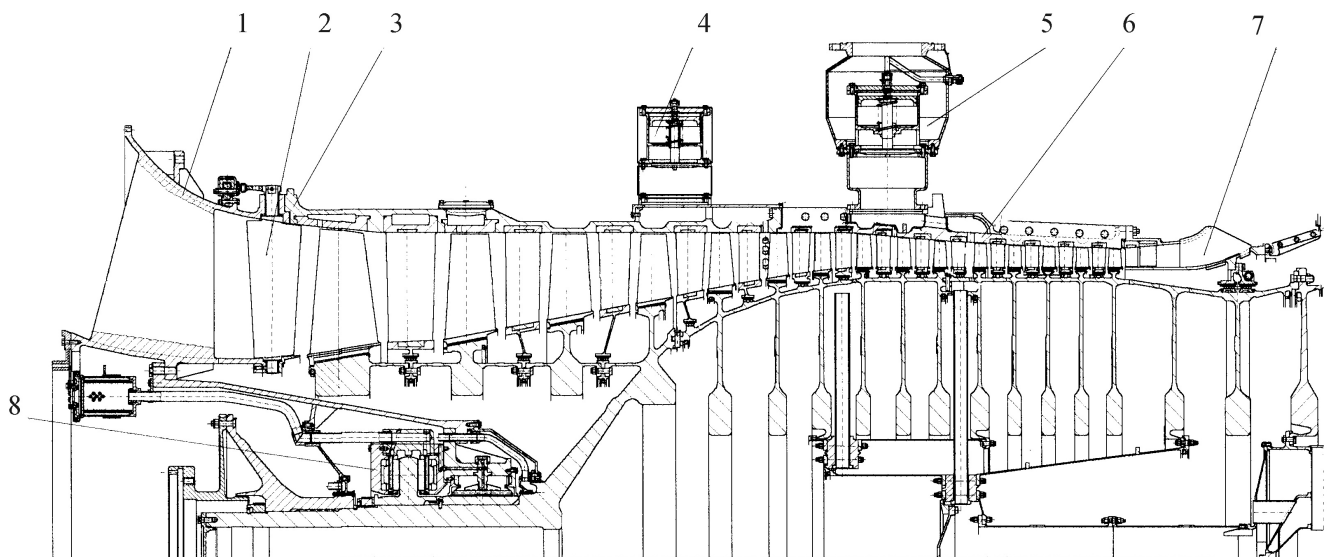


Рис. 3.1. Компресор двигуна ГТД 110:

1 – передній корпус; 2 – вхідний направляючий апарат; 3 – корпус 1-5-го ступенів; 4 – клапан перепуску; 5 – клапан перепуску з компенсатором; 6 – корпус 6-14-го ступенів; 7 – дифузор; 8 – передня опора

Передній корпус компресора 1 є одним з елементів силової схеми двигуна. Через передній корпус передаються радіальні й осьові навантаження, що виникають при обертанні ротора, на передню опору двигуна 8. Передній корпус виконаний у виді профільованих обичайок, з'єднаних між собою профільними стійками. У проточній частині між зовнішньою і внутрішньою стінками здійснюється плавний поворот повітря від радіального напрямку до осьового.

У передньому корпусі розміщена передня опора ротора, вхідний направляючий апарат 2, на зовнішній обичайці змонтований механізм повороту вхідного направляючого апарата.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.08.03.ПЗ.

Арк.
58

Передня опора складається з двох підшипників ковзання – опорного і упорного. Опорний підшипник ковзання складається з корпусу і п'яти самоустановлювальних сегментів. Сегменти на поверхні, що стикається з передньою цапфою ротора, мають антифрикційний шар. З азотованою поверхнею корпусу опори контактує криволінійна поверхня сегментів, що дозволяє їм самовстановлюватися щодо цапфи ротора.

Упорний підшипник ковзання – двосторонній, складається з 28 колодок і завзятого гребеня. Колодки розташовані по 14 штук з кожної сторони гребеня і з боку гребеня мають антифрикційний шар, із протилежної ж сторони в них уставлений сферичний упор з азотованої сталі, що спирається на пружні пластини. Сферичні упори дозволяють колодкам самовстановлюватися щодо завзятого гребеня, а пружні пластини, що прогинаються під дією осьової сили, компенсують перекис завзятого гребеня. Змащення й охолодження деталей підшипника здійснюється струминною подачею олії з форсунок, установлених між колодками, і з отворів, що повідомляють масляні канали корпусу підшипника з його внутрішньою порожниною.

Корпус 1-5-го ступенів компресора 3 призначений для розміщення п'яти направляючих апаратів. Над робочими лопатками 1-го і 2-го ступенів організовані антизривні пристрої, виконані в корпусі компресора у виді кільцевих камер, у які повітря попадає через щілинні кільця.

Направляючі апарати виконані у виді зовнішнього і внутрішнього півкільця, з'єднаних між собою направляючими лопатками. Кожна лопатка в зовнішнє кільце установлюється хвостовиком типу "ласточкин хвіст", у внутрішнє кільце – призматичним хвостовиком. В внутрішніх кільцях лопатки фіксуються штифтовкой.

Корпус компресора – зварений, складається з двох половин з горизонтальним розніманням. За направляючим апаратом 5-го ступеня організований добір повітря при запуску ГТД. Корпус 6-14-й ступенів 6 містить у собі направляючі апарати 6-14-го ступенів. По своїй конструкції і матеріалові корпус і направляючі апарати аналогічні корпусові компресора і напрямним апаратам 1-5-го ступенів.

На корпусі 6 виконані добори повітря за 8-м ступенем на охолодження корпусів і соплових лопаток турбіни і добір повітря за 10-м ступенем, з якого через

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.					

п'ять клапанів 5 здійснюється перепуск повітря в атмосферу для забезпечення усталеної роботи двигуна при запуску. Через 10-й ступінь через антиобledenілий клапан також виробляється добір повітря на антиобledenілу систему.

Ротор компресора – дисково-барабанної конструкції, складається з трьох на-чіпних дисків (1-3-і ступені), диска-цапфи 4-го ступеня, двох барабанів (5-10-й ступенів і 11-15-го ступенів), робочих лопаток.

Барабани з'єднані між собою і диском-цапфою за допомогою штифтів. Начіпні диски з'єднані між собою через лабіринтові втулки стяжними болтами. Робочі лопатки встановлені в пазах дисків замковою частиною типу "ласточкин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками.

За 7-м і 10-м ступеннями за допомогою радіально встановлених труб організо-вані добори повітря в порожнину ротора. Добір за 7-м ступенем призначений для охолодження дисків компресора, а за 10-й – для охолодження ротора турбіни.

На 17-м диску компресора встановлений двухпоясний розвантажувальний лабіринт. На цьому ж диску мається фланець для з'єднання ротора компресора з ротором турбіни за допомогою призонних болтів.

Опис камери згоряння

Камера згоряння (рис. 3.2) – протитокова, трубчасто-кільцевого типу, має двадцять жарових труб, що забезпечують роботу на двох видах палива – газоподіб-ному і рідкому.

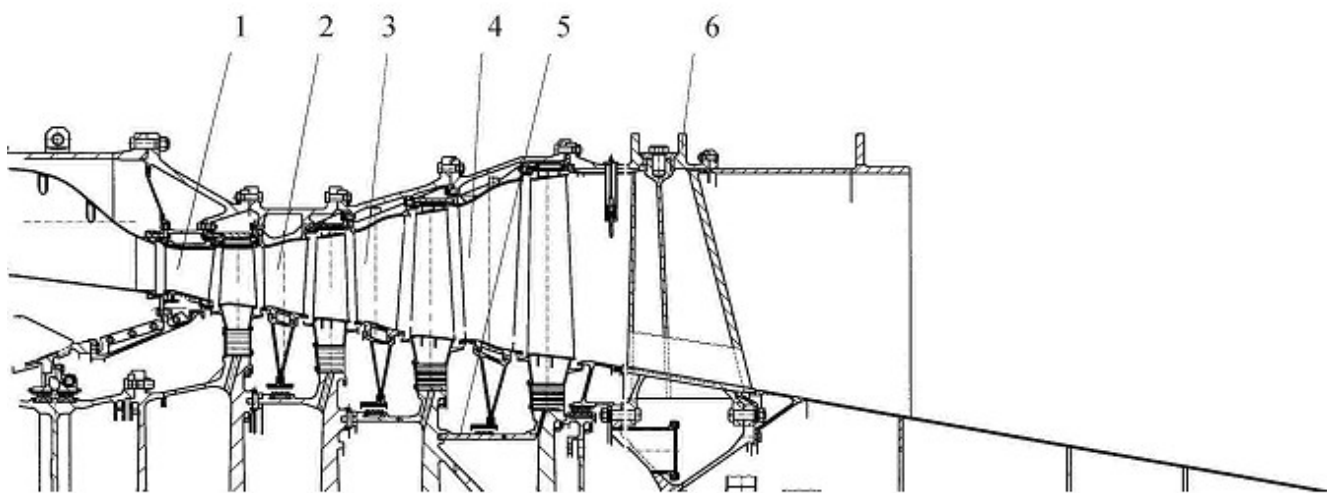
Жарові труби 4 складаються з двох частин: кільцевої головної частини й ос-новної труби. Дві частини жарової труби утворюють дві зони горіння при роботі дви-гуна. Кожна кільцева частина має фронтову дошку з вісьма осерадіальними завих-рювачами з передкамерою. Внутрішня стінка кільцевої частини виконана у виді циліндра із системою конвективно-загороджувального охолодження. Зовнішня сті-нка кільцевої частини й основної труби виготовлена двошарової, "черепичного" типу із системою конвективно-загороджувального охолодження.

Зовнішня стінка жарової труби складається з трьох сегментних частин, з'єд-наних у циліндр. Кожен сегмент стінки складений з набору сегментних уставок, за-кріплених на зовнішньому корпусі за допомогою зачепів і фіксуючихся заклепок.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк. 60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.					

Кожух 3 обмежує кільцевий канал камери згоряння по зовнішньому діаметрі і є елементом силової схеми двигуна. На ньому маютьс я місця для установки запальників. Кожух складається з двох частин і має горизонтальне рознімання, що складається з фланцевого з'єднання і стяжної планки.

Турбіна двигуна (рис. 3.3) – осьова, чотирьохступінчата, складається із соплових апаратів зі своїми зовнішніми корпусами, ротора 5, опорного вінця 6. Корпус турбіни має тільки вертикальні рознімання, корпус соплового апарата 2-го ступеня має горизонтальне рознімання, що забезпечує можливість демонтажу і заміни робочих лопаток 1-го і 2-го ступенів і соплових лопаток 2-го ступеня без розбирання інших корпусів двигуна.



1 – сопловий апарат 1-го ступеня; 2 – сопловий апарат 2-го ступеня; 3 – сопловий апарат 3-го ступеня; 4 – сопловий апарат 4-го ступеня; 5 – ротор турбіни; 6 – опорний вінець

Соплові апарати 1-3-го ступенів і робочі лопатки 1-го і 2-го ступенів – охолоджувані. Сопловий апарат 1-го ступеня має конвективно - плівкове охолодження вторинним повітрям. Охолодження соплових апаратів 2-го і 3-го ступенів – конвективне, кондиційованим повітрям, відібраним за компресором.

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

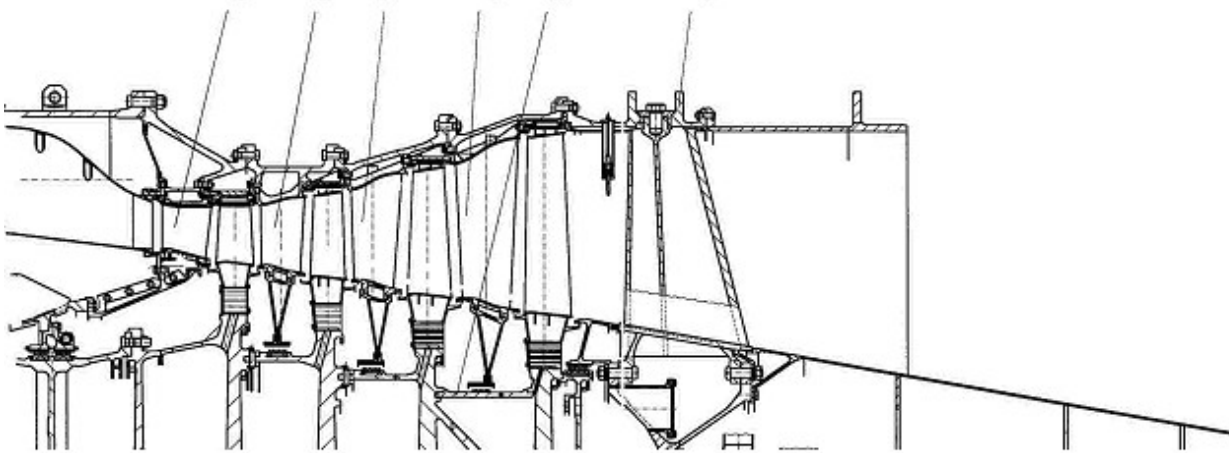


Рис. 3.3. Турбіна двигуна ГТД 110:
1 – сопловий апарат 1-го ступеня; 2 – сопловий апарат 2-го ступеня; 3 – сопловий апарат 3-го ступеня; 4 – сопловий апарат 4-го ступеня; 5 – ротор турбіни; 6 – опорний вінець

Соплові апарати 1-3-го ступенів і робочі лопатки 1-го і 2-го ступенів – охолоджувані. Сопловий апарат 1-го ступеня має конвективно - плівкове охолодження вторинним повітрям. Охолодження соплових апаратів 2-го і 3-го ступенів – конвективне, кондиційованим повітрям, відібраним за компресором.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ. Арк. 62				

Ротор турбіни, з'єднаний з ротором компресора болтовим з'єднанням, складає одне ціле – ротор двигуна.

Диски перших трьох ступенів турбіни з'єднані електронно-променевим зварюванням. Диск 4-го ступеня через конічну спідницю приєднаний болтами. Ротор через цапфу, що кріпиться до диска 4-го ступеня болтами, і втулку спирається через колодки опорного підшипника на статор. На роторі з боку диска 4-го ступеня навішений диск, що несе лабіринтові вставки для організації розвантажувальної порожнини. З боку диска 1-го ступеня на ротор навішений проміжний диск, що забезпечує підведення охолодного повітря і несе частину барабана ротора. Усередині ротора закріплені кожухи, що забезпечують підведення охолодного повітря до робочих лопаток і дисків.

Робочі лопатки 1-го ступеня – литі, з конвективним охолодженням, без бандажної полиці. Робочі лопатки інших ступенів обандажені.

В опорному вінці турбіни розміщений опорний підшипник ковзання, що складає з п'яти самоустановлювальних колодок. Підведення олії здійснюється розбризкуванням через жиклери кільця-колектора на цапфу ротора.

Внутрішній корпус опорного вінця з'єднується з зовнішнім корпусом дванадцятьма стійками, що проходять через проточну частину турбіни.

У зовнішньому корпусі опорного вінця встановлені двадцять патрубків для розміщення термопар виміру температури газу на виході з турбіни. У районі горизонтальної площини розташовані дві опори для установки двигуна на раму. У конструкції опор передбачені цапфи для підйому двигуна краном.

Кріплення двигуна до рами здійснюється однієї передньої і двома задніми опорами. Передня опора нерухома і являє собою твердий лист із ребрами, що кріпиться до фланця переднього корпуса компресора і до тумби рами. Задні опори кріпляться до цапфи опорного вінця турбіни і складаються з гнучких аркушів, встановлених у два яруси у взаємно перпендикулярних площинах.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк. 63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.					

$$W_{\eta^6} = 0,084 \cdot b \cdot \delta \cdot \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta}\right)^2}{1 + 0,46 \left(\frac{h}{\delta}\right)} = 1014,58 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{\xi A} = -0,088 \cdot b^2 \cdot \delta = -64,37 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{\xi C} = 0,066 \cdot b^2 \cdot \delta = 48,28 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{\xi B} = -\infty$$

3. Визначення газодинамічного навантаження:

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = 1264,23$$

$$P_A = \frac{G}{z} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{cp}}{z} \cdot l \cdot (P_1 - P_2) = 7832,53$$

$$P_{\xi} = P_A \cdot \sin \alpha + P_U \cdot \cos \alpha = 3987,19$$

$$P_{\eta} = P_A \cdot \cos \alpha - P_U \cdot \sin \alpha = 6859,24$$

4. Напряга від газодинамічних сил:

$$\sigma_{no}^r = \frac{P_{\eta} \cdot \frac{l}{2}}{W_{\xi i}} + \frac{P_{\xi} \cdot \frac{l}{2}}{W_{\eta i}}$$

Таблиця 3.2 – Показники напруги в різних точках

Точки	A	B	C
$\frac{P_{\xi} \cdot \frac{l}{2}}{W_{\eta i}}$	-130,06	16,37	-130,06
$\frac{P_{\eta} \cdot \frac{l}{2}}{W_{\xi i}}$	-444,0	0	591,97
σ_{no}^r	-574,06	16,37	461,91

Максимальна напруга від газодинамічних сил у точці А.

5. Напряга від розтягнення відцентровими силами:

$$\sigma_{PO} = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot (R_n - r_0) \cdot \frac{(m + \mu)}{m + 1} = 94,69 \text{ МПа}$$

6. Сумарні напруги:

$$\sigma_{\Sigma}^{MAX} = \sigma_{PO} + 0,2 \cdot \left| \sigma_{no}^r \right|^{MAX} = 209,5 \text{ МПа}$$

7. Границя тривалої міцності:

$$\sigma_{тр} = 480 \text{ МПа}$$

$$\tau = 25000 \text{ ч}$$

8. Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_{TP}}{\sigma_{\Sigma}^{MAX}} = 2,291$$

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

					КР.142.6231м.08.03.ПЗ.	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3. Визначення запасу міцності диска 4-го ступеня турбіни

У цьому пункті робиться оцінка міцності диска по руйнуючим оборотам Задачею розрахунку є визначення коефіцієнта запасу міцності диска по руйнуючим оборотам. Для цього поздовжній переріз диска розбивається на ділянки в найбільш небезпечних переходах площі перерізу. Міцністний розрахунок ведеться без обліку отворів охолодження в полотнині диска.

На рис. 3.5 показано профіль диска 4-го ступеня , що розраховується, і показані розрахункові перерізи.

Розрахунок запасу міцності диска змінної температури по руйнуючих оборотах зведений в табл. 3.3. Необхідні для розрахунку значення товщини диска h і радіусів r знімаються безпосередньо з рис.3.4.

Матеріал диска приймаємо ХН73 МБТЮ (ЭИ 698).

Початкові дані для розрахунку диска на міцність:

- густина матеріалу диска $\rho_d = 8300 \text{ кг/м}^3$;
- густина матеріалу лопаток $\rho_l = 7900 \text{ кг/м}^3$;
- частота обертання диска $n = 3000 \text{ об/хв}$;
- допустима температура лопатки в кореневому перетині $T_d = 1080 \text{ К (807 °С)}$;
- відцентрова сила, діюча в кореневому перетині лопаток $C_o = 164501,9 \text{ Н}$;
- число лопаток, закріплених на диску $z = 81$;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,267 \text{ м}$;
- зовнішній розрахунковий радіус диска, який проходить по впадинам пазів кріплення лопаток $r_a = 0,644 \text{ м}$;
- товщина поясу кріплення $h_{кр} = 0,086 \text{ м}$.

Визначаємо необхідні для розрахунку параметри:

1. Густина пояса кріплення,

$$\rho_{кр} = 0,5(\rho_l + \rho_d) = 8100 \text{ кг/м}^3$$

2. Осьовий момент інерції пояса кріплення:

$$I_{кр} = \left(\frac{r_0^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.					Арк.
										66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

3. Кутова швидкість обертання диска на робочому режимі

$$w = \frac{\pi \cdot n}{30} = 403.5 \text{ об/хв.}$$

4. Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{kp} = 2 \cdot \pi \cdot \rho_{kp} \cdot \varpi^2 \cdot I_{kp} = 9938320 \text{ H.}$$

5. Сумарна відцентрова сила, яка діє на обід ротора від маси лопаток і елементів кріплення

$$C_{\Sigma} = z \cdot C_0 + C_{kp} = 23262974 \text{ H.}$$

6. Силовий комплекс

$$G_a \cdot h_a \cdot r_a = \frac{C_\Sigma}{2 \cdot \pi} = 23262974 \text{ H.}$$

7. Температура на зовнішньому радіусі диска

$$t_a = t_l - \Delta t = 807 - 100 = 707^{\circ}C$$

8. Температура на внутрішньому радіусі диска

$t_i=(200...300)^\circ\text{C}$. Прийнято $t_i=250^\circ\text{C}$.

9. Температура в різних перерізах диска змінюється по закону

$$t = t_i + (t_a - t_i) \cdot \left(\frac{r - r_i}{r_a - r_i} \right)^2;$$

10. Границя міцності матеріалу диска (для ЭИ 698) змінюється по закону

$$\sigma_{\kappa} = (1211,3 - 0,2986 \cdot t) \cdot 10^6, \text{Па.}$$

11. Запас міцності по руйнуючим оборотам визначається по формулі

$$K_{\epsilon} = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^{r_a} \sigma_{\epsilon} \cdot h \cdot dr + \sigma_{\epsilon}^* \cdot h^* \cdot r^*}{\sigma_a \cdot r_a \cdot h_a + \rho \cdot w^2 \int_{r^*}^{r_a} r^2 \cdot h \cdot dr}}$$

За критерієм міцності, для задовільно працюючих дисків, запаси по руйнуючим оборотам складають

$$K_6 = \frac{n_p}{n} = 1,4 \dots 1,6.$$

Далі розрахунок ведеться в табличній формі – табл. 3.4.

Підпис і дата		9. Температура в різних перерізах диска змінюється по закону $t = t_i + (t_a - t_i) \cdot \left(\frac{r - r_i}{r_a - r_i} \right)^2;$ 10. Границя міцності матеріалу диска (для ЭИ 698) змінюється по закону $\sigma_{\epsilon} = (1211,3 - 0,2986 \cdot t) \cdot 10^6, \text{Па.}$ 11. Запас міцності по руйнуючим оборотам визначається по формулі $K_{\epsilon} = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^{r_a} \sigma_{\epsilon} \cdot h \cdot dr + \sigma_{\epsilon}^* \cdot h^* \cdot r^*}{\sigma_a \cdot r_a \cdot h_a + \rho \cdot \omega^2 \int_{r^*}^{r_a} r^2 \cdot h \cdot dr}}$ За критерієм міцності, для задовільно працюючих дисків, запаси по руйнуючим оборотам складають $\kappa_{\epsilon} = \frac{n_p}{n} = 1,4 \dots 1,6.$ Далі розрахунок ведеться в табличній формі – табл. 3.4.
Інв. № подл.		
Підпис і дата		
Взам. інв. №		
Інв. № дубл.		
Підпис і дата		

					КР.142.6231м.08.03.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.03.ПЗ.					Арк.
										68

Таблиця 3.3 - Розрахунок запасу міцності диску

Позначення	Розрахунковий переріз								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1.r, м	0,644	0,638	0,6931	0,618	0,613	0,556	0,48	0,478	0,448
2.h, м	0,08	0,079	0,08	0,055	0,044	0,042	0,05	0,064	0,069
3.t, °C	707	692,219 3	837,084 9	644,705 1	633,248 4	514,567 6	390,436 8	387,696 6	349,833 8
4. σ_{ϵ} , Па	1,00E+ 09	1,00E+ 09	9,62E+ 08	1,02E+ 09	1,02E+ 09	1,06E+ 09	1,09E+ 09	1,10E+ 09	1,11E+ 09
5. $\sigma_{\epsilon} h$, Па м	800311 84	793794 62	769237 15	560445 08	449861 29	444297 05	547457 79	701269 62	763857 35
6. $2(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н/м	800311 84	1,59E+ 08	1,56E+ 08	1,33E+ 08	1,01E+ 08	894158 34	991754 84	1,25E+ 08	1,47E+ 08
7. $(\Delta r / r)$, м	0,322	0,003	- 0,02755	0,03755	0,0025	0,0285	0,038	0,001	0,015
8. $(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н	257700 41	478231, 9	- 430615 3	499295 7	252576, 6	254835 1	376866 8	124872, 7	219769 0
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\epsilon} h dr$, Н	257700 41	262482 73	219421 21	269350 77	271876 54	297360 05	335046 74	336295 46	358272 37
10. r^2 , м ²	0,41473 6	0,40704 4	0,48038 8	0,38192 4	0,37576 9	0,30913 6	0,2304	0,22848 4	0,20070 4
11. $r^2 h$, м ³	0,03317 9	0,03215 6	0,03843 1	0,02100 6	0,01653 4	0,01298 4	0,01152	0,01462 3	0,01384 9
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	0,03317 9	0,06533 5	0,07058 7	0,05943 7	0,03754	0,02951 8	0,02450 4	0,02614 3	0,02847 2
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0,01068 4	0,00019 6	- 0,00194	0,00223 2	9,38E- 05	0,00084 1	0,00093 1	2,61E- 05	0,00042 7
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	0,01068 4	0,01088	0,00893 5	0,01116 7	0,01126 1	0,01210 2	0,01303 3	0,01305 9	0,01348 6
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	137414 25	139935 31	114922 44	143628 91	144836 01	155656 31	167632 81	167969 06	173462 15
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	137414 25	139935 32	114922 45	143628 92	144836 02	155656 32	167632 81	167969 07	173462 16
17. $\sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	515400 82	506440 97	533158 27	346355 06	275764 97	247029 16	262779 74	335206 88	342208 09
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	773101 24	768923 70	752579 47	615705 83	547641 51	544389 21	597826 47	671502 34	700480 46
19. κ_{ϵ}^2	5,62606 3	5,49485 1	6,54858 5	4,28678 2	3,78111 4	3,49737 9	3,56628 6	3,99777 4	4,03823 2
20. κ_H	2,37193 2	2,34411	2,55902	2,07045 5	1,94450 9	1,87012 8	1,88846 1	1,99944 3	2,00953 5

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Арк.

КР.142.6231м.08.03.ПЗ.

69

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл. 3.3

Позначення	Розрахунковий переріз						
	9	10	11	12	13	14	15
1. r , м	0,445	0,42	0,414	0,384	0,382	0,35	0,267
2. h , м	0,06	0,072	0,098	0,083	0,067	0,119	0
3. t , $^{\circ}\text{C}$	346,3816	319,9754	314,2656	289,3612	287,9169	268,4792	250,2733
4. σ_{ϵ} , Па	1,11E+09	1,12E+09	1,12E+09	1,13E+09	1,13E+09	1,13E+09	1,14E+09
5. $\sigma_{\epsilon} h$, Па м	66484228	80348784	1,10E+08	93383030	75410378	1,35E+08	0
6. $2(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н/м	1,43E+08	1,47E+08	1,90E+08	2,03E+08	1,69E+08	2,10E+08	1,35E+08
7. $(\Delta r / r)$, м	0,0015	0,0125	0,003	0,015	0,001	0,016	0,0415
8. $(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н	214304,9	1835413	569638,5	3043706	168793,4	3360622	5587084
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\epsilon} h dr$, Н	36041542	37876954	38446593	41490299	41659092	45019715	50606798
10. r^2 , м^2	0,198025	0,1764	0,171396	0,147456	0,145924	0,1225	0,071289
11. $r^2 h$, м^3	0,011882	0,012701	0,016797	0,012239	0,009777	0,014578	0
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м^3	0,02573	0,024582	0,029498	0,029036	0,022016	0,024354	0,014578
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м^4	3,86E-05	0,000307	8,85E-05	0,000436	2,20E-05	0,00039	0,000605
14. $\int r^2 h dr$, м^4	0,013525	0,013832	0,013921	0,014356	0,014378	0,014768	0,015373
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	17395857	17791084	17904905	18465097	18493414	18994615	19772732
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	17395857	17791084	17904905	18465097	18493415	18994615	19772733
17. $\sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	29585481	33746489	45345713	35859084	28806764	47119982	0
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	65627023	71623444	83792306	77349383	70465857	92139697	50606798
19. κ_{ϵ}^2	3,772566	4,025805	4,679852	4,188951	3,810322	4,850832	2,559424
20. κ_H	1,94231	2,006441	2,163297	2,046693	1,952005	2,202461	1,59982

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Арк.

КР.142.6231м.08.03.ПЗ.

70

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

КР.14.2.6231М.08.03.ПЗ

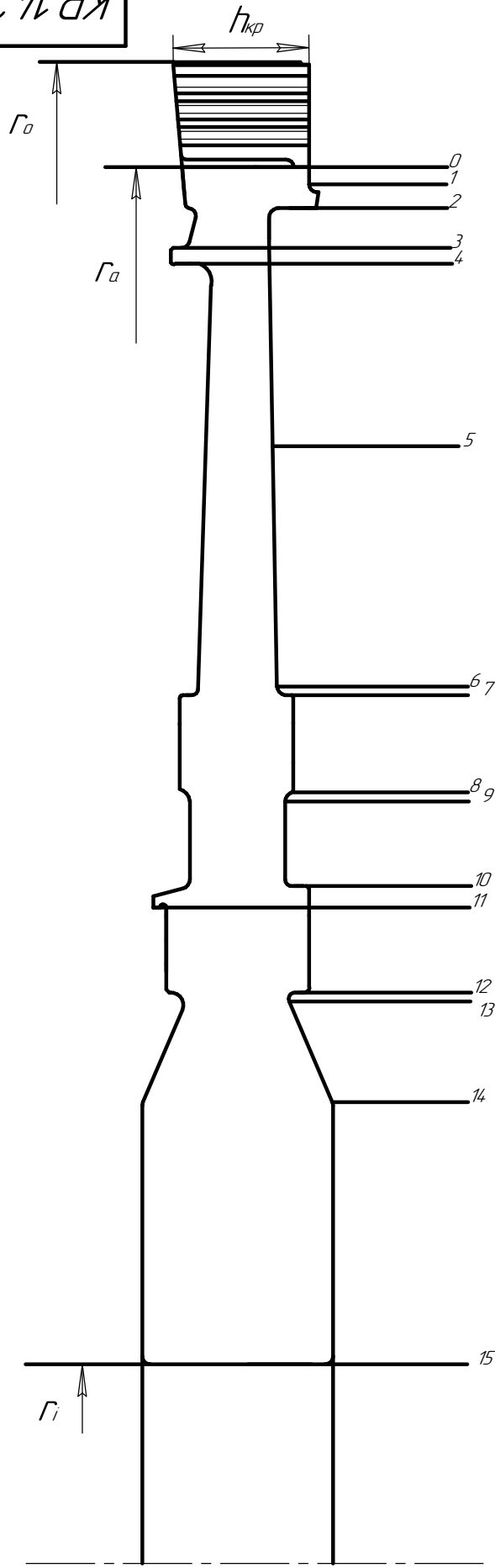


Рис. 3.4 Профіль диску 4-го ступеня

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дудл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.08.03.ПЗ

Лист
71

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ			
	Студент.	Жук А.О.				Засоби підвищення екологічної чистоти ГТД	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Сербін С.І.						72	103
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 4. ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ ЧИСТОТИ ГТД

Основними вимогами до сучасних газотурбінних двигунів крім економічності, надійності і великого ресурсу є максимально низький рівень викидів шкідливих речовин і висока стабільність роботи паливоспалюючих пристроїв.

У переважній більшості стаціонарних енергетичних газотурбінних установок в якості палива використовується природний газ, який складається в основному з метану. Отже, характерними токсичними компонентами в продуктах згоряння таких установок є оксиди азоту та вуглецю. Продукти неповного згоряння газоподібного палива надзвичайно важко діагностувати в умовах експлуатації двигуна в зв'язку з їх малою концентрацією в продуктах. Оскільки їх поява пов'язана з коефіцієнтом повноти згоряння палива, то рівень C_xH_y можна пов'язати з викидами CO [5].

Монооксид вуглецю (CO) – газ без кольору і запаху, дія якого на людський організм полягає в тому, що при його поєднанні з гемоглобіном зменшується здатність крові переносити кисень. Зрозуміле прагнення скоротити до мінімуму утворення CO, тому що його наявність вказує на неповне згоряння палива і зниження ККД двигуна.

Оксиди азоту NO_x (NO , NO_2 і N_2O) – дуже токсичні сполуки, які при попаданні в організм людини, з'єднуючись з водою, утворюють азотну кислоту, що роз'їдає легеневі тканини, слизову оболонку і викликає незворотні зміни в серцево-судинній системі [6]. Оксиди азоту негативно впливають на екологічну обстановку. В результаті фотохімічних реакцій в атмосфері за участю NO_x утворюється «смог», який шкідливий не тільки для людини і тварин, а й призводить до загибелі рослин, руйнування металів та гуми.

Аналогічний вплив на навколишнє середовище здійснюють і кислотні дощі. Є велика кількість даних [7] про те, що наявність NO в стратосфері сприяє руйнуванню озонового шару, що призводить до збільшення ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Закис азоту N_2O також викликає парниковий ефект за допомогою поглинання в тепловій інфрачервоної області спектра, здійснюваного в тропосфері. Час життя

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ	Арк.
						73

N_2O в тропосфері досить великий, оскільки це речовина практично не вступає в реакції з іншими газами, хмарами і аерозолями. Закис азоту розпадається в присутності озону і в результаті утворюються сполуки NO_2 і NO_3 , які є різновидами NO_x . Так, збільшення концентрації закису азоту в атмосфері за останні два століття на 15% відповідає 6% внеску в глобальне потепління на землі [6].

В Україні норми викидів оксидів азоту для стаціонарних газотурбінних двигунів встановлюються за ГОСТ 29328-92 і складають 50 мг/нм^3 для установок, що працюють на газоподібному паливі і 100 мг/нм^3 – на рідкому [7]. Викиди CO нормуються величиною 300 мг/нм^3 . Ці значення визначають в осушеній пробі газу при температурі 273 К, тиску 0,1013 МПа і концентрації кисню 15%. Відзначимо, що в Україну близько 80% газотурбінних ТЕС і газоперекачувальних станцій обладнано двигунами, які спроектовані в 70-ті роки ХХ століття. У результаті цього нормативні вимоги до шкідливих викидів часто не виконуються.

Забезпечити екологічні та економічні вимоги можна за рахунок поліпшення експлуатаційних і екологічних характеристик технологічних установок і вдосконалення робочого процесу в камерах згоряння [7]. Останнім часом провідні турбінобудівні фірми світу активно займаються проектуванням і впровадженням малотоксичних камер згоряння, що дозволяють різко зменшити викиди оксидів азоту і незгорілих вуглеводнів. Розглянемо основні напрями поліпшення екологічних характеристик ГТД.

Широкі можливості зниження викидів оксидів азоту відкривають каталітичні камери згоряння [7], які використовують спеціальні решітки з різними каталізаторами. Доцільно на вході застосовувати матеріали, активні при низьких температурах, а в наступних секціях – каталізатори, які підвищують ефективність окислення палива. Такий прийом дозволяє організувати спалювання бідної гомогенної паливоповітряної суміші при температурах, які приблизно на 1000 К нижче максимальних температур в зоні горіння традиційної камери, що різко зменшує емісію оксидів азоту.

Відома концепція камер згоряння зі змінною геометрією [7], яка на режимах номінальних навантажень передбачає подачу значної кількості повітря в головну ча-

Инов. № подл.	Підпис і дата					Арк. 74
	Взам. інов. №					
	Инов. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ	

стину жарової труби з метою мінімізації утворення NO_x та організації ефективного плівкового охолодження стінок жарової труби. При зменшенні потужності двигуна частка повітря, що направляється у вторинну зону камери згоряння, збільшується, що підвищує температуру в зоні горіння і знижує викиди газоподібних продуктів неповного згоряння. Для спрощення механізмів регулювання можливе використання дво- або трипозиційних регулюючих пристроїв.

Повною мірою задовольнити обмеження на викиди токсичних компонентів можна лише шляхом створення так званих низькоемісійних камер згоряння: гомогенних, гібридних і мікрофакельних [7]. Для гомогенної камери згоряння властиво те, що горюча суміш з коефіцієнтом надлишку повітря 1,5...1,7 і більше змішується поза зоною горіння. Це забезпечує зниження температури в зоні горіння камери до 1950...1970 К, зменшення довжини області хімічного реагування і відповідне зниження викидів оксидів азоту. Істотним недоліком такої камери згоряння є звуження діапазону стійкої роботи. Усунути цей недолік в гібридних камерах можна застосуванням чергового дифузійного факела додаткового палива, який забезпечує стабілізацію горіння основної збідненої паливо-повітряної суміші. У мікрофакельних камерах згоряння розосередження поверхні фронту полум'я на безлічі мікрофакелів по вхідному перетині зони горіння зменшує час перебування газів в цій зоні в 2...3 рази в порівнянні з традиційними конструкціями. Практично все повітря в камеру подається через фронтний пристрій, а для стабілізації полум'я використовують ділянки фронтних стабілізаторів, куди підводиться збагачена суміш.

Часто зниження емісії оксидів азоту досягається використанням дискретного (зонного) горіння [7]. Для ефективного зменшення викидів повинен бути забезпечений зонний підвід як палива, так і повітря. Наголос робиться на оптимізацію розподілу паливо-повітряної суміші по довжині і перетинах камери згоряння, а також на регулювання температури при ступінчастому підводі пального. Зазвичай первинна зона повинна забезпечувати режими запуску і часткових навантажень та створювати черговий факел полум'я для інших зон (двох, трьох і більше), розташованих нижче по потоку і забезпечують якісне перемішування суміші із заданими коефіцієнтами надлишку повітря.

Инв. № подл.	Підпис і дата					Инв. № дубл.	Підпис і дата				
	Взам. інв. №						Инв. № дубл.				
	Підпис і дата						Взам. інв. №				
	Підпис і дата						Инв. № дубл.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ						Арк.
											75

Розглянуті вище способи зменшення викидів токсичних компонентів у традиційних камерах згоряння ГТУ важливі і необхідні, але мають той недолік, що являють собою відомий компроміс у відношенні як емісії, так і характеристик робочого процесу. Щоб задовольнити сучасні і перспективні вимоги щодо рівня викидів, необхідно створювати камери згоряння нового типу, які дозволяють знизити вміст всіх токсичних компонентів у вихлопних газах одночасно.

Для цього необхідні значні зміни конструкцій камер згоряння, які дозволили б ефективно спалювати добре перемішані збіднені паливо-повітряні суміші в умовах низьких температур на всіх експлуатаційних режимах роботи ГТУ.

Зонні (стадійні) камери згоряння. Зонна (стадійна) організація процесу припускає здійснення горіння в ряді послідовно або паралельно розташованих зон, які теоретично можуть розташовуватися в окружному, радіальному й осьовому напрямках. Її сутність полягає в оптимізації розподілу паливо повітряної суміші по довжині і перерізах камери згоряння і регулюванні температури горіння для досягнення низької емісії шкідливих речовин при всіх експлуатаційних умовах.

Зонне горіння можна реалізувати як східчастим підведенням повітря, лак і палива. В залежності від цього можливі різні варіанти розподілу складів паливоповітряної суміші за зонами: збіднена суміш у первинній зоні ("бідна-бідна" схема камери), збагачена суміш у первинній зоні ("багата-бідна" схема камери), а також розосереджена за зонами подача палива, оптимізована для певних режимів роботи ГТУ.

Експериментальна камера згоряння для двигуна СР6-50 [7], подана на рис. 4.1, складається з двох рівнобіжних зон горіння, розділених короткою перегородкою. Зовнішня зона (зона малого газу) призначена для роботи з меншим коефіцієнтом надлишку повітря, ніж внутрішня (основна). На знижених режимах ГТУ працює тільки зовнішня зона, в якій підтримується склад суміші, близький до стехіометричного. Час перебування в ній продуктів згоряння досить великий завдяки малій швидкості повітряного потоку в головній частині. В результаті знижуються рівні викиду CO і C_xH_y . На підвищених режимах паливо подається в обидві зони, причому більша частина направляється в основну зону таким чином, що в обох зонах утворюється збіднена паливоповітряна суміш. Малий час перебування робочого тіла в головній

Инов. № подл.	Підпис і дата				
	Взам. инв. №				
	Инв. № дубл.				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ 76
Арк.					

частині основної зони забезпечується за рахунок великої швидкості повітряного потоку. Внаслідок цього зменшуються рівні викиду NO_x і димність.

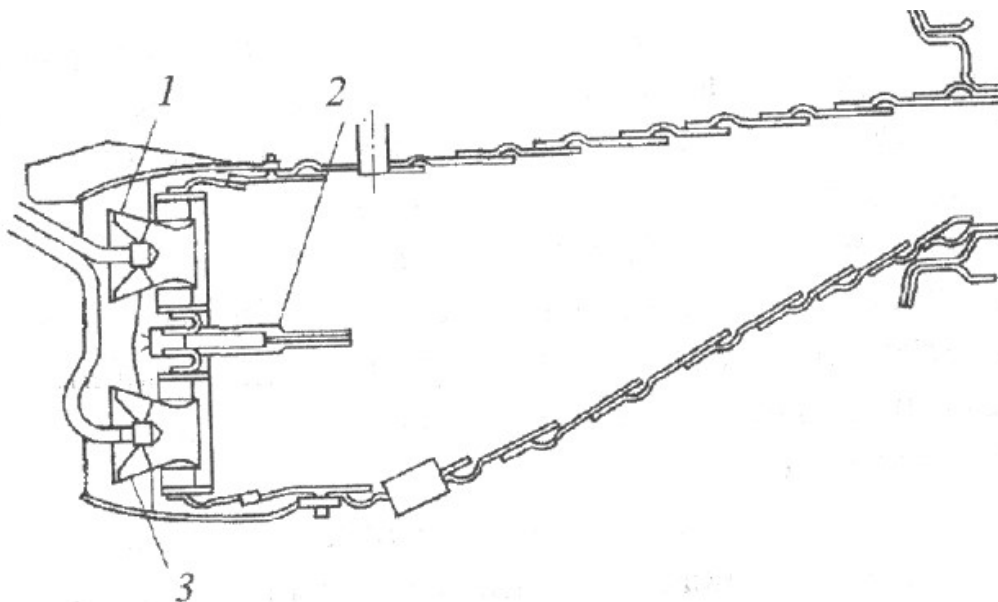


Рис. 4.1. Двоступенчата камера згорання:

1 - фронтальний пристрій зони малого газу; 2 - перегородка; 3 - фронтальний пристрій основної зони

Конструктивна схема двоступенчатої камери згорання двигуна ГТД 3000 потужністю 3,36 МВт виробництва НВП "Машпроект" показана на рис. 4.2 [7]. У конструкції використовуються двоканальні пальникові пристрої з центральним і периферійним каналами, що являють собою лопаткові завихрювачі з системою отворів у кожній лопатці для рівномірного попереднього насичення газоподібним паливом повітря, яке надходить через завихрювачі в зони горіння. Емісія оксидів азоту і вуглецю на номінальному режимі під час випробувань дослідного двигуна в стендових умовах не перевищувала 150 і 80 мг/нм^3 відповідно.

Гібридні камери згорання. Такі камери згорання являють собою комбінацію дифузійної зони з каналом для попереднього випаровування і перемішування палива з повітрям. Тому в основну зону горіння, через яку проходить велика частина повітря, надходить досить збіднена й однорідна паливо-повітряна суміш. Горіння збідненої суміші в основній зоні стабілізується продуктами згорання, які виходять із зони малого газу. Для радіально-осьової гібридної камери згорання (рис.4.3) характерний істотний взаємозв'язок рівнів викиду NO_x і коефіцієнт повноти згорання палива [3]. причому зі збільшенням останнього емісія оксидів азоту збільшується.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.08.04.ПЗ					Арк.
										77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

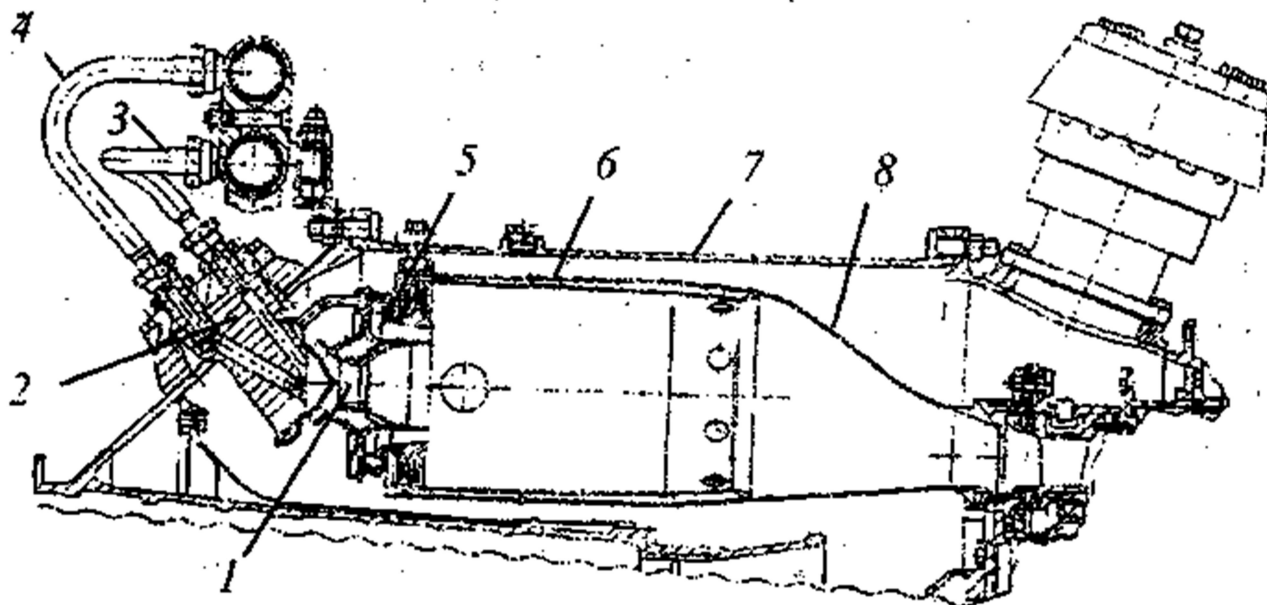


Рис. 4.2. Конструктивна схема двозонної камери згоряння ГТД 3000:
1 - радіально-осьовий завихрювач 1 каналу; 2- пальниковий пристрій; 3 - колектор 2 каналу; 4 - колектор 1 каналу; 5 - завихрювач 2 каналу; 6-жарова груба; 7 кожух камери згоряння; 8 - змішувач

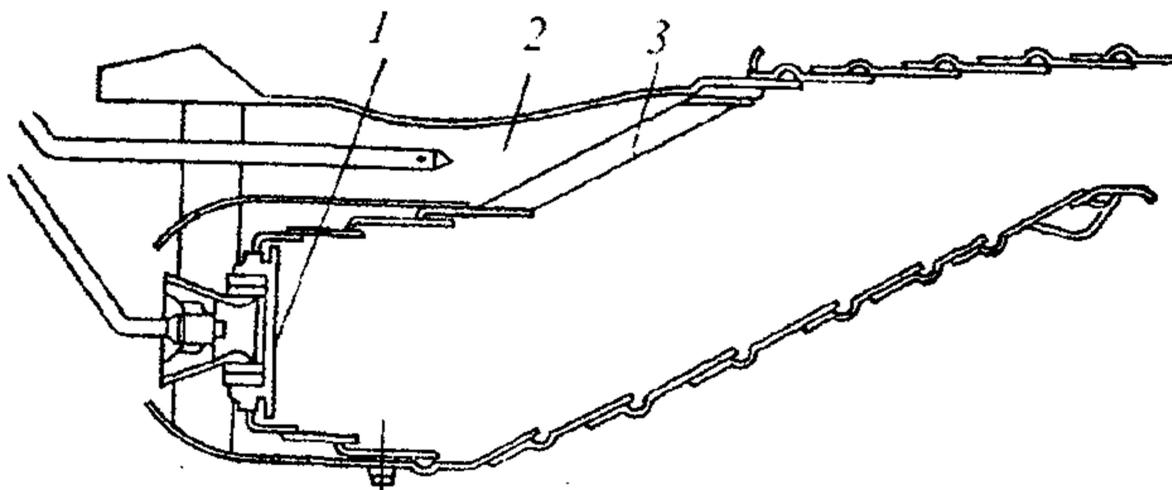


Рис. 4.3 - Радіально-осьова гібридна камера згоряння:
1 - фронтний пристрій зони малого газу; 2 канал попереднього змішування палива і повітря основної зони; 3 стабілізатор основної зони

На рис.4.4 показана схема одного з варіантів кільцевої гібридної камери згоряння, розробленої фірмою "Пратт-Уітні" для двигуна .ITVO 17 [7]. Камера двостадійного горіння з попереднім сумішоутворенням; для цього в ній застосована карбюрація рідкого палива. Цілям гомогенізації суміші служить також дроблення процесу паливоподачі, яке здійснюється за допомогою 80 форсунок. Для скорочення

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

КР.142.6231м.08.04.ПЗ

Арк.

78

часу перебування газів в області високих температура гомогенна суміш подається в зону горіння через перфоровані стабілізатори системою великого числа малих струмин, які утворюють свого роду мікрофакельне горіння. Основна мета усіх цих заходів - зниження емісії NO_x . Для підтримки стійкого горіння і зниження емісії продуктів недопалу на змінних режимах у камері використовуються додаткові заходи, що включають організацію в первинній зоні чергових факелів, розбивку зони горіння на два самостійні ступеня з незалежною подачею палива, перший з яких обслуговує режими малого навантаження, а другий підключається на режимах великої потужності. Крім того, у системі паливоподачі передбачена можливість часткового включення форсунок в кожному зі ступенів.

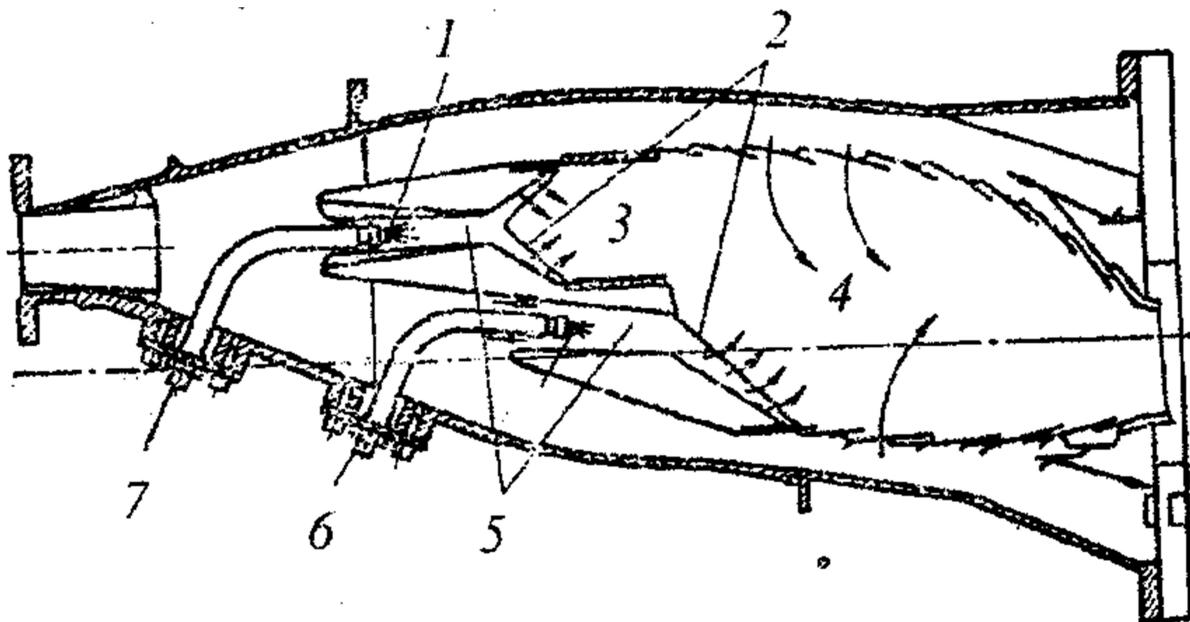


Рис. 4.4. Двостадійна гібридна камера згоряння фірми "Пратт-Уітні":
1 - розпилювачі палива; 2 - перфоровані стабілізатори; 3 - перший ступінь горіння; 4 - другий ступінь горіння; 5 - канали карбюрації палива; 6 - паливні форсунки 2-го ступеню (40 шт.); 7 - паливні форсунки 1-го ступеню (40 шт.)

Особливо інтенсивно гібридні камери згоряння розробляються стосовно енергетичних ГТУ. Основні виробники потужних ГТУ традиційно використовують один із двох типів камер згоряння: одну чи дві виносні достатньо великих розмірів або вбудовані з великим числом циліндричних жарових труб, розташованих по периферії корпусу агрегату (рис. 4.5)

У перспективних малотоксичних камерах згоряння ефективно спалювання при мінімальній температурі полум'я у всьому діапазоні роботи енергетичної ГТУ зви-

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

1 - корпус камер» згоряння; 2 - передкамера; 3 - регулятор витрати повітря; 4 - дифузійне полум'я; 5 - основна камера; 6 - горіння попередньо перемішаної суміші; 7 — перехідний газохід; 8 — продукти згоряння; 9 повітря з компресора; 10 - завихрювач; 11 — форсунка попереднього змішування; 12 — форсунка дифузійного горіння

Трубно-кольцева протитокова камера згорання двигуна ГТД110 потужністю 110 МВт виробництва НВГІ "Машпроект" [7], у якій реалізовані розглянуті вище принципи регулювання, розміщена над останніми ступенями компресора. Двадцять

1 - кільцева труба; 2 основна труба

Запуск двигуна здійснюється подачею палива в пілотні форсунки кільцевої труби і його займанням за допомогою запалювачів, розташованих на корпусі камери згоряння. На режимах, котрі перевищують 30 % номінальної потужності, і до режиму 100 % потужності горіння організовується також і в основній частині жарової

труби підведенням основного палива. Для зниження викидів оксидів азоту найбільш сприятливий режим, коли горіння в кільцевій зоні відсутнє, і вона служить тільки для попереднього утворення гомогенної паливо-повітряної суміші, яка вигоряє далі в основній частині жарової труби (рекомендований діапазон роботи 50... 100% потужності). Відзначається [7], що після довідних робіт викиди NO_x на номінальному режимі не перевищують 50 мг/нм^3 .

Камери мікрофакельного спалювання. У камерах подібного типу можуть бути реалізовані струминно-стабілізаторні способи організації сумішоутворення і горіння палива при високих і змінних надлишках повітря [7]. Добрі екологічні характеристики мають струминно-стабілізаторні мікрофакельні фронтіві пристрої [7]. Вони виконуються у вигляді набору елементарних паливоспалюючих комірок, кожна з яких представляє обтічний повітрям кутниковий або сегментний стабілізатор, уздовж тильної сторони якого розподіляється струмина палива (рис.4.7).

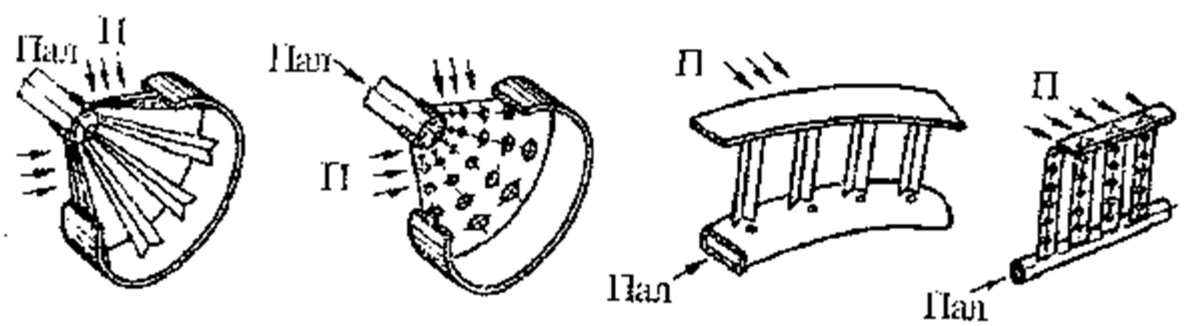


Рис. 4.7. Схеми фронтівіх пристроїв струминно-стабілізаторного типу:
П - повітря; Пал – паливо

Сумішоутворення здійснюється в системі високотурбулентних ре- і циркуляційних зон за стабілізаторами, що наближає режим горіння до кінетичного при більш низькому середньому температурному рівні. У цих рециркуляційних зонах внаслідок вихрової течії повітря і газів із високими градієнтами швидкостей паливо інтенсивно розсіюється по перерізах, створюючи горючу суміш із високим ступенем гомогенності.

Внаслідок ефекту саморегулювання струминно-стабілізаторних комірок коефіцієнт надлишку повітря у факелі і палива змінюється несуттєво в широкому діапазоні зміни режимів роботи камери. Завдяки цьому в реакційній зоні підтримується і фактично постійна температура, що забезпечує стабільність низької емісії CO і C_xH_y

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.		КР.142.6231м.08.04.ПЗ					Арк.
															82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата											

мовили помітне зменшення викиду NO_x у порівнянні з реєстровим дифузійним палником.

До мікрофакельних камер згоряння можна умовно віднести і багатомодульні (багатопальникові) камери. Високий ступінь попереднього змішування палива і повітря в кожному модулі і добре розвинена (завдяки дробленню) сумарна зона вторинного змішування і горіння при малій протяжності факелів сприяє різкому зменшенню рівня викидів NO_x . Так, у 120-модульній камері, розробленій дослідницьким центром МАЗА для авіаційних двигунів фірми "Пратт-Уїтні" (рис.4.9), при випробуваннях на режимі з тиском 0,6 МПа і температурі газів на виході 1500 К концентрація NO_x у відпрацьованих газах була в 2 рази нижчою, ніж у камер традиційного тішу [7]. Відзначимо, що кожний модуль складається зі змішувача (карбюратора), завихрювача і стабілізатора. У зв'язку зі здійсненням процесів попереднього сумішоутворення такі модулі мають дуже вузький концентраційний діапазон ефективної і малотоксичної роботи, тому необхідно передбачати східчасте включення рядів (ярусів) модулів при зміні режиму роботи двигуна.

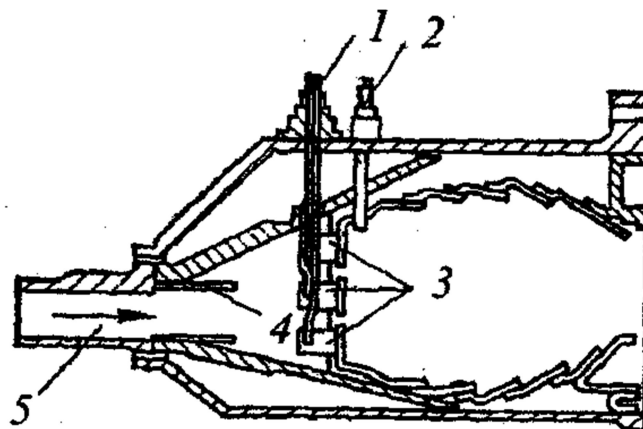


Рис. 4.9. Схема кільцевої камери згоряння з завихрювальними модулями:
1 — підведення палива; 2 — свіча запалювання; 3 — набір модульних пальників;
4 — дифузійна вставка; 5 — підведення повітря

Для двигуна ГТД 2500 потужністю 2,85 МВт виробництва НВП "Машпроект" задача екологічного удосконалювання камери згоряння вирішується за рахунок збідніння паливоповітряної суміші в зоні горіння, дроблення факела на складові частини і підвищення якості сумішоутворення [7]. Це дозволяє знизити температуру факела в первинній зоні жарової труби і зменшити час перебування газів у зоні високих температур. Двигун має виносну камеру згоряння, яка складається з двох верти-

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ				Арк.
									84

кально розташованих жарових труб. Жарові труби телескопічно стикаються з газозбірником, який направляє потік газу від жарових труб на вхід соплового апарату турбіни високого тиску.

Послідовність модернізації жарових труб камер згоряння цього двигуна подана на рис. 4.10 трипальникова, п'ятипальникова і семипальникова зі збіднінням суміші та попереднім змішуванням палива і повітря шляхом підведення газу через отвори в лопатках завихрювала.

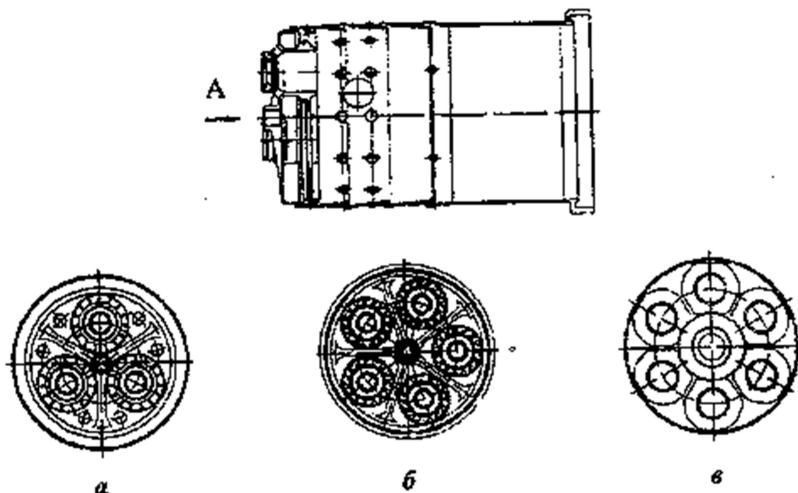


Рис. 4.10. Багатопальникові жарові труби ГТД2500:
а — трипальникова; б — п'ятипальникова; в — семипальникова

При роботі на газоподібному паливі двигун ГТ Д2500 з однопальниковою камерою згоряння традиційного типу мав викиди $\text{NO}_x = 280 \text{ мг/нм}^3$ і $\text{CO} = 16 \text{ мг/нм}^3$. П'ятипальниковий варіант (див. рис.4.10,б) із п'ятьма завихрювачами в голівці жарової труби і блоком із 5 газових форсунок, який забезпечує коефіцієнт надлишку первинного повітря $\alpha_r = 1,9$ і скорочену довжину зони горіння, має викиди $\text{NO}_x = 150 \text{ мг/нм}^3$, а $\text{CO} = 50 \text{ мг/нм}^3$ [7].

Відзначимо, що конструкції форсункових блоків камер згоряння ГТД 2500 мають можливості здійснення вприскування водяної парів зону горіння [7] з метою зменшення викидів оксидів азоту (рис.4.11). Випробуваннями двигуна з однопальниковою камерою згоряння і вприскуванням пари досягнуте значення емісії оксидів азоту 50 мг/нм^3 і оксиду вуглецю 90 мг/нм^3 .

Рис. 4.10. Багатопальникові жарові труби ГТД2500. а — трипальникова; б — п'ятипальникова; в — семипальникова						
Підпис і дата						
Инв. № дубл.						
Взам. инв. №						
Підпис і дата						
Инв. № подл.						
При роботі на газоподібному паливі двигун ГТ Д2500 з однопальниковою камерою згоряння традиційного типу мав викиди $\text{NO}_x = 280 \text{ мг/нм}^3$ і $\text{CO} = 16 \text{ мг/нм}^3$. П'ятипальниковий варіант (див. рис.4.10,б) із п'ятьма завихрювачами в голівці жарової труби і блоком із 5 газових форсунок, який забезпечує коефіцієнт надлишку первинного повітря $a_r = 1,9$ і скорочену довжину зони горіння, має викиди $\text{NO}_x = 150 \text{ мг/нм}^3$, а $\text{CO} = 50 \text{ мг/нм}^3$ [7]. Відзначимо, що конструкції форсункових блоків камер згоряння ІТД 2500 мають можливості здійснення впорскування водяної парів зону горіння [7] з метою зменшення викидів оксидів азоту (рис.4.11). Випробуваннями двигуна з однопальниковою камерою згоряння і впорскуванням пари досягнуте значення емісії оксидів азоту 50 мг/нм^3 і оксиду вуглецю 90 мг/нм^3.						
					КР.142.6231м.08.04.ПЗ	Арк.
						85
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

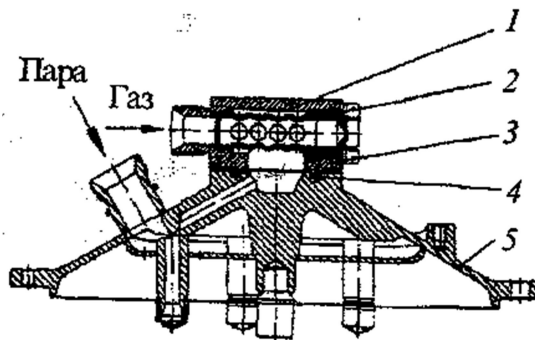


Рис. 4.11 - Блок форсунок ГТД 2500:

1 — кришка; 2 — фільтр; 3,4 — прокладки; 5—корпус

Камери згоряння з зовнішнім сумішоутворенням (гомогенні камера згоряння).

Одним із перспективних способів зниження викидів забруднюючих речовин є застосування зовнішнього сумішоутворення (гомогенізація паливоповітряної суміші). Під гомогенною камерою мається на увазі така, у якій сумішоутворення здійснюється поза порожниною жарової труби, і в зону горіння подається вже готова гомогенна пальна суміш.

Конструкція однієї з таких камер згоряння показана на рис.4.12 [7]. Випаровування рідкого палива й утворення горючої суміші здійснюється в спеціальному об'ємі головної частини камери. Потім суміш подається в жарову трубу за допомогою системи радіальних струмин, які утворюють при співударі стабілізуючу протитечію продуктів згоряння.

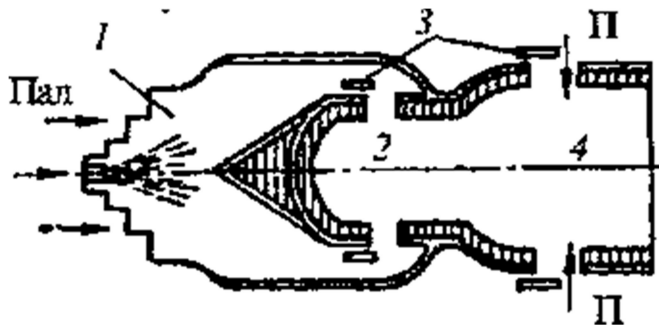


Рис. 4.12. Принципова схема гомогенної камери згоряння:

1 - зона випаровування палива і сумішоутворення; 2- зона горіння; і-бандажі регулювання розподілу повітря; 4 - зона розрідження; П - повітря; Пал - паливо

У гомогенній камері згоряння на рис.4.13 [7] паливо-повітряна суміш підводиться в зону горіння через щілину між стінками жарової труби і конічним стабілізатором.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ	Арк.
						86

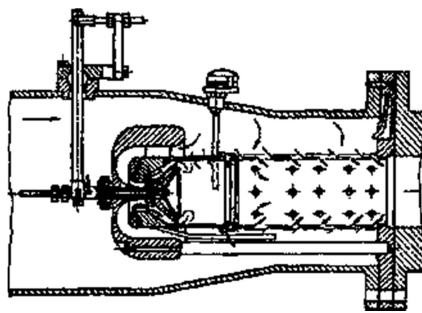


Рис. 4.13. Гомогенна камера згоряння зі змінюваною геометрією

Спільним для цих двох камер є те, що паливо попередньо перемішується з повітрям (а не з продуктами згоряння) і в зону горіння подається вже готова пальна суміш. Це виключає із сумарного процесу горіння характеристичні часи що приводить до зменшення емісії незгорілих вуглеводнів і оксидів азоту.

У камері згоряння на рис.4.13 у первинній зоні на всіх режимах спалюється збіднена гомогенна суміш постійного складу. Оптимальне значення a_r підтримується за рахунок відповідної зміни прохідних перерізів у жаровій трубі, тобто одночасно зі зменшенням витрати первинного повітря (або витрати повітря через випарник) збільшується площа отворів вторинної зони, при цьому загальний опір камери залишається приблизно постійним на всіх режимах.

Камери згоряння зі змінюваною геометрією. Камери згоряння зі змінюваною геометрією мають регульований розподіл витрат первинного і вторинного повітря. Регулювання може бути східчастим або плавним (рис.4.14) [7]. У обох випадках його ціллю є підтримка на всіх навантаженнях і ТУ складу суміші, яка забезпечує низьку емісію. Необхідність і ефективність подібного регулювання тим більша, чим вищий ступінь гомогенності горючої суміші. Найбільший вплив на викиди токсичних компонентів дає регулювання перекриттям вторинного тракту (тобто повітря, що надходить у змішувач) при незмінності площі прохідного перерізу інших трактів, тому що при цьому поряд із зміною a_z відбувається також відповідна зміна швидкості повітряних струмин, їх далекобійності і турбулізуючого впливу.

Регулюванням геометрії камери можна значно поліпшити її характеристики повноти згоряння і токсичності вихлопу, а також підвищити стійкість її роботи. Однак це супроводжується істотним ускладненням конструкції камери і системи регулювання ГТУ.

Инов. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ					Арк.
										87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Каталітичні камери згоряння. Застосування каталізаторів дозволяє або збільшити швидкість хімічних реакцій при тому ж рівні температур, або зберегти цю швидкість при істотно зниженій температурі процесу (на 700...1000 градусів). У першому випадку створюються умови для більш повного вигорання паливних компонентів і, отже, для зниження емісії CO і C_xH_y , а в другому - для зменшення утворення NO_x . Саме ця ідея лежить в основі створення каталітичних камер згоряння для ІТУ, яким приділяється зараз досить велика увага. У більшості випадків мається на увазі використання гетерогенного каталізу, що припускає виконання каталізатора у вигляді твердого тіла (або системи тіл) із розвиненою активною поверхнею.

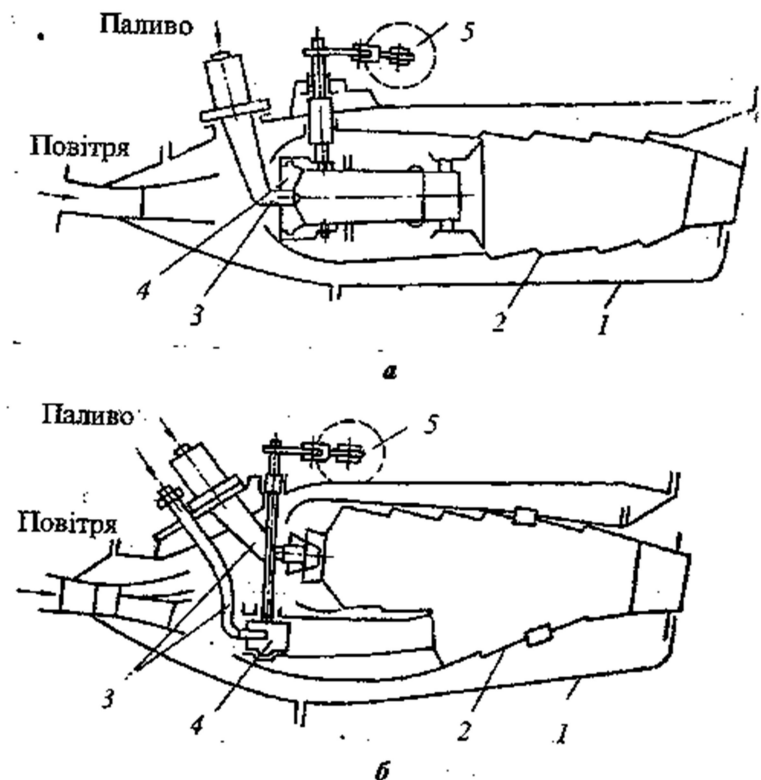


Рис. 4.14. Схеми малотоксичних камер згоряння зі змінюваною геометрією: *а* - з поворотними лопатками завихрювача; *б* - з двоступінчастим підведенням палива і регулюванням подачі повітря в другому контурі; 1 - кожух камери згоряння; 2 - жарова труба; 3 - паливна форсунка; 4 - поворотні лопатки; 5 - привід регулюючих органів

На рис.4.15 показана схема камери згоряння з каталітичним конвертором [7]. Її особливістю є встановлена за традиційною первинною зоною керамічна решітка з каталітичним облицюванням. Паливо спалюється до каталітичного конвертора при використанні приблизно половини загальної витрати повітря. Конвертор діє як каталітичний реактор-нейтралізатор, допалюючи продукти неповного згоряння. Можли-

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ				Арк.
									88

ве використання також багатоступінчастих систем каталітичної нейтралізації, набраних із декількох секцій з різними каталізаторами, які різко зменшують викиди оксидів азоту.

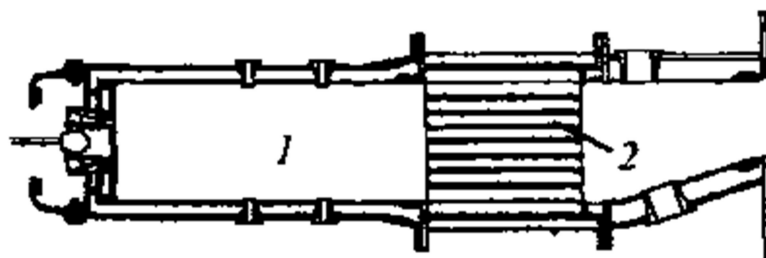


Рис. 4.15. Схема каталітичної камери згоряння: 1 — первинна зона; 2 — каталітична матриця

На рис. 4.15 показана багатоступінчаста каталітична камера згоряння фірми "Ролс-Ройс Аллісон" для ГТД потужністю 13,5 МВт. У концепції цієї камери реалізовані сучасні підходи до зниження викидів практично всіх токсичних компонентів. Зниження емісії NO до 9 ppm і CO до 20 ppm передбачається досягти шляхом відпрацювання і комерціалізації двох систем: каталітичного горіння і попереднього змішування палива з повітрям для створення збіднених сумішей. Перший каталітичний ступінь включає змішувачі повітря і палива, область перерозподілу, каталітичний реактор і зону однорідного горіння. Другий ступінь призначений для організації спалювання збідненої основної паливо-повітряної суміші з метою зниження викидів оксиду азоту.

Прийнятні за своїми властивостями каталізатори вимагають для ініціювання процесу каталітичного окиснення температур більш високих, ніж температури на вході в камеру згоряння, особливо при запуску двигуна. У зв'язку з цим необхідно передбачати попередній підігрів каталізатора. Для цього можуть бути використані спеціальні передкамери, факельні запалювані, електронагрів, пальники і т.д. Поряд з типом матеріалу (найбільш ефективні каталізатори з платини) велику роль відіграє також конструктивне виконання каталізатора. Доцільним є використання каталізаторної зони у вигляді спеціальних матриць або решіток.

Ив. № подл.	Підпис і дата					Ив. № дубл.	Підпис і дата					Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Підпис і дата	Ив. № подл.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ										Арк.
															89

A technical line drawing of a car chassis from a side-rear perspective, focusing on the suspension system. The drawing includes the following numbered components:

- 1**: Points to the lower control arm (sway bar) assembly.
- 2**: Points to the lower control arm (sway bar) assembly.
- 3**: Points to the rear axle housing.
- 4**: Points to the rear shock absorber (strut).
- 5**: Points to the rear coil spring.
- 6**: Points to the rear coil spring.

1 – чергова зона; 2 – пальник чергової зони; 3 – основна зона; 4 – пальник попереднього змішування основної зони; 5 – корпус; 6 – обтічник

При аналізі ефективності сучасних зарубіжних низькоемісійних камер згоряння ГТД провідних фірм-виробників ("General Electric", "Rolls-Royce", "Mitsubishi", "Siemens", "Kawasaki", "Pratt-Whitney", "Hitachi", "Allison", "Solar") приймалися до уваги конструкції тільки тих камер, для яких є достатньо достовірна інформація, що підтверджує їх екологічні характеристики. Діапазон потужностей ГТД склав 5...50 МВт, а рівень викидів оксидів азоту - менше 50 мг/нм³.

Сутність більшості практично застосовуваних способів зменшення емісії токсичних речовин зводиться до збереження сталості коефіцієнта надлишку повітря у фронті жарової труби камери згоряння за всіма пальниками. Досягти цього при зниженні режиму роботи газотурбінного двигуна можна шляхом зменшення масової витрати повітря в камеру згоряння пропорційно зниженню витрати палива. Зменшення витрати повітря здійснюється зміною кута установки лопаток вхідного направляючого апарату (ВНА) компресора в необхідному діапазоні часткових режи-

мів. Конструктивно жарові труби камери згоряння виконуються з великою кількістю пальників, що працюють на бідній попередньо перемішаній суміші. Коли витрата палива при зниженні режиму роботи двигуна зменшується швидше, ніж витрата повітря, то для виключення погасання факела, у будь-якому пальнику подача палива в жарові труби здійснюється через паралельні паливні ступені. Коли навантаження падає до граничного значення, при якому має місце зрив полум'я, то подачу палива відключають в окремі групи пальників, а пальники що залишились як і раніше працюють на повній витраті палива.

Прикладом такого підходу може служити камера згоряння, розроблена японською фірмою Hitachi (рис.4.18). Пристрій являє собою набір з шести зовнішніх і одного центрального пальника. Кожен пальник складається з 39-ти коаксіальних сопел, в яких відбувається підготовка бідної попередньо-перемішаної паливо-повітряної суміші. Конструкція надає великі можливості для маневру на часткових режимах роботи ГТД за рахунок ступінчастого відключення пальників. Спалювання збідненої паливо-повітряної суміші дозволяє досягти рівня викидів NO_x менше 24 ppm [7].

У разі якщо ГТД призначений для роботи спільно з генератором, то він зазвичай виконується за однокаскадною схемою з блокованої силовою турбіною. Збереження сталості коефіцієнта надлишку повітря у фронті жарової труби в необхідному діапазоні часткових режимів виконується шляхом зміни в компресорі кута установки лопаток ВНА. Така конструкція застосовується концернами Siemens, ABB, асоціацією «Європейські газові турбіни» (EGT). Крім того, концерн ABB додатково використовує відключення подачі палива в окремі групи пальників в певному діапазоні режимів, що в ряді випадків призводить до збільшення викидів оксидів вуглецю. Цього недоліку позбавлені камери згоряння фірми Siemens, в яких відключення пальників не застосовується.

У випадку, коли ГТД виконаний за двокаскадною схемою з вільною силовою турбіною, збереження сталості коефіцієнта надлишку повітря у фронті жарової труби в необхідному діапазоні часткових режимів виконується шляхом байпасування. При цьому в камеру згоряння надходить тільки частина повітря, а решта перепуска-

Инв. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.08.04.ПЗ Арк. 92					

ється нижче по потоку в турбіну. Крім зниження загальної витрати повітря, що надходить в камеру згоряння при зниженні навантаження, в двокаскадний ГТД також використовується подача палива через паралельні паливні ступені. Подібний спосіб застосовується в ГТД, що випускаються асоціацією EGT та фірмою General Electric. Відключення частини пальників призводить до зростання викидів оксидів азоту.

Відмова від зменшення загальної витрати повітря при зниженні навантаження використанням в компресорі одного або декількох рядів поворотних лопаток призводить до того, що в жарових трубах застосовують послідовні паливні ступені. При цьому на режимі повного навантаження частина палива, попередньо перемішана з повітрям, впорскується в першу зону горіння. Додаткове паливо, також попередньо змішане з повітрям, подається нижче першої зони в другу зону горіння, а утворена паливо-повітряна суміш вигоряє вже в наступній – третій зоні. Коли навантаження двигуна знижується, подача палива в другу і третю зони послідовно припиняється. За рахунок виконання жарових труб дво- та тризонними, залежно від необхідного діапазону режимів роботи з низькими рівнями викидів NO_x і CO , зберігається постійним коефіцієнт надлишку повітря у фронті жарової труби. Так виготовляються низькоемісійні камери згоряння фірми Rolls-Royce (рис. 4.19) [8, 9].

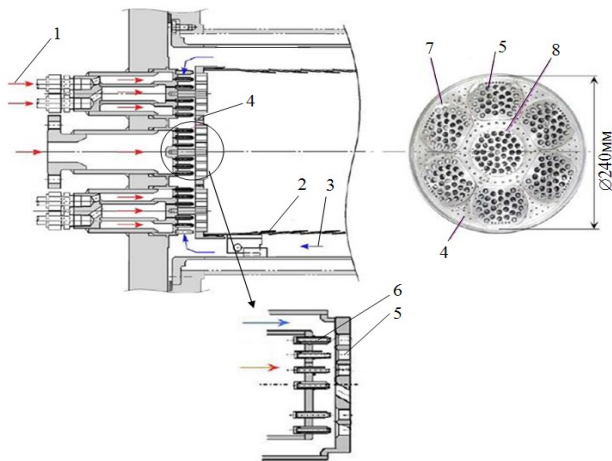


Рис. 4.18. Багатопаливний паливоспалюючий пристрій фірми Hitachi:

1 - паливо; 2 – стінка КЗ; 3 – повітря; 4 – отвори охолодження; 5 – повітряні отвори; 6 – паливні сопла; 7 – зовнішні пальники; 8 – центральний пальник

Відмова від зменшення загальної витрати повітря при зниженні навантаження використанням в компресорі одного або декількох рядів поворотних лопаток призводить до того, що в жарових трубах застосовують послідовні паливні ступені. При

Ив. № подл.	Підпис і дата				Арк.	
	Взам. ів. №					
	Инв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ	93

тійним коефіцієнт надлишку повітря у фронті жарової труби. Так виготовляються низькоемісійні камери згоряння фірми Rolls-Royce (рис. 4.19) [8, 9].

Рис. 4.18. Багатопаливний паливоспалюючий пристрій фірми Hitachi:
1 - паливо; 2 – стінка КЗ; 3 – повітря; 4 – отвори охолодження; 5 – повітряні отвори; 6 – паливні сопла; 7 – зовнішні пальники; 8 – центральний пальник

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



Конструкції камер з попереднім перемішуванням використовуються в більшості ГТД як промислового типу, так і конвертованих з авіаційних двигунів. Особливості, найбільш загальні в роботі низькоемісійних конструкцій, можна охарактеризувати наступним чином:

					КР.142.6231м.08.04.ПЗ	Арк.
						94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

окремих групах пальників, а пальники що залишилися як і раніше працюють на повній витраті палива. Для синхронізації подальшої зміни навантаження відключають наступний ряд пальників.

2) *Послідовні паливні ступені.* При цьому на повній потужності частина палива, попередньо перемішана з повітрям, впорскується в першу зону горіння. Додаткове паливо, також попередньо змішане з повітрям, впорскується нижче першої зони в другу зону горіння, а решта паливо-повітряної суміші згорає в третій зоні. Коли навантаження знижується, подачу палива в другу і в третю зони горіння послідовно відключають.

3) *Контроль первинного повітря.* Якщо все первинне повітря, яке буде змішуватися з паливом з температурою 550...700 К, пропустити через дросельний клапан до того, як в камеру буде введено паливо, то подачу повітря можна зменшити. Зазначимо, що для цього випадку досить складно розробити алгоритм контролю витрати повітря через велику кількість пальників (10...20 штук).

4) *Східчастий контроль.* Для регулювання зниження витрати повітря в конструктивну схему двигуна вводять пристрій двопозиційного контролю. Наприклад, якщо треба контролювати первинне повітря, то клапан в положеннях «відкрито/закрито» може бути використаний для зміни його витрати.

5) *Комбінації розглянутих вище технологій.* Окремі виробники газотурбінної техніки використовують поворотні входні напрямні лопатки компресора, щоб зменшити загальну витрату повітря, коли навантаження знижується, деякі застосовують відбір первинного повітря при зниженні навантаження.

Инов. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.08.04.ПЗ Арк. 95
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

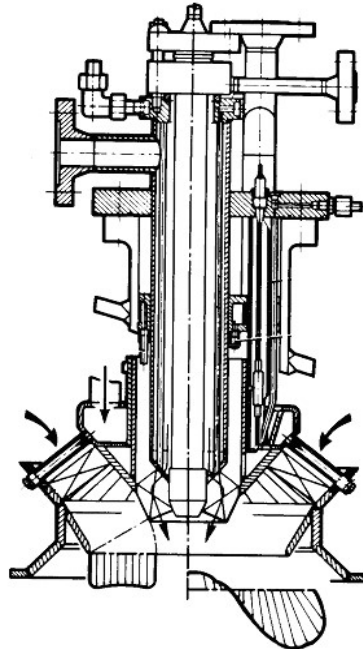


Рис. 4.20. Конструктивна схема гібридного двопаливного пальникового пристрою фірми Siemens

На рис. 4.20 представлений двопаливний пальників пристрій гібридного типу фірми Siemens [10], який містить три канали:

перший – подачі газу для дифузійного горіння в район осьового завихрювача (центр пальника) в діапазоні потужності ГТД (0...0,85) N_e ;

другий – подачі газу перед лопатками діагонального завихрювача для горіння в режимі попереднього змішування в діапазоні (0,85...1,0) N_e ;

третій – з метою створення чергового полум'я при роботі в режимі попереднього змішування.

Крім того, при використанні рідкого палива передбачено також спеціальний канал вздовж осі центрального осьового завихрювача. Знижують емісію NO_x до необхідного рівня за рахунок упрскування води або водяної пари всередину дифузійного полум'я.

Діапазон роботи камери в режимі попереднього змішування може бути розширений шляхом зменшення частки повітря, призначеного для горіння пропорційно витраті палива. Для цієї мети на вторинні отвори жарової труби встановлюють перекриваюче кільце, яке змінює співвідношення витрат повітря, що йде на горіння і розбавлення. Таким способом пальник може перейти від режиму дифузійного горіння до режиму горіння з попередніми перемішуванням.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ				Арк.
									96

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

На рис. 4.21 показана конструктивна схема камери згоряння фірми Solar, яка регулюється по витраті повітря [8]. Кільцева жарова труба складається з 14 пальників, і встановлюється на двовальні ГТД. При роботі на природному газі в діапазоні від 50 до 100% потужності двигуна, камера згоряння має викиди NO_x , CO і C_xH_y не більше 25 ppm при 15% кисню в пробі газу. На рідкому паливі емісія NO_x становить 60 ppm, CO – 50 ppm, а C_xH_y – 25 ppm.

					КР.142.6231м.08.04.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

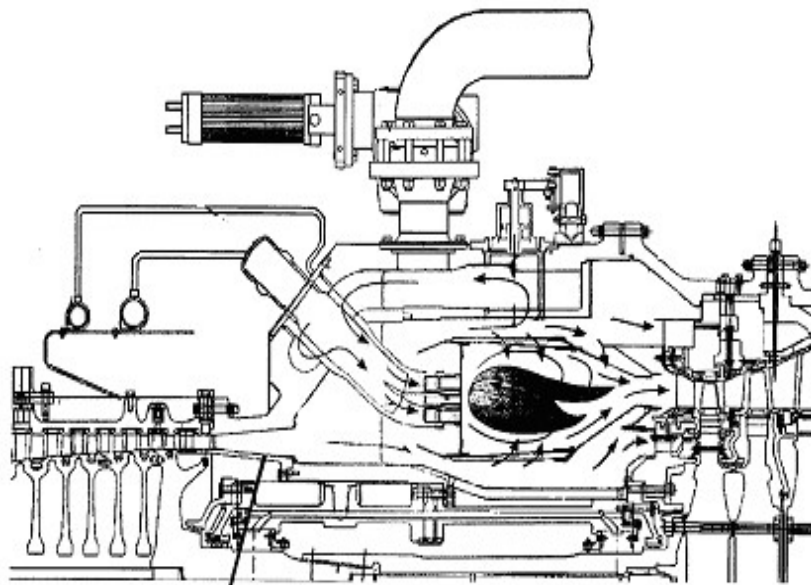


Рис. 4.21. Конструктивна схема камери згоряння фірми Solar з регулюванням витрати повітря

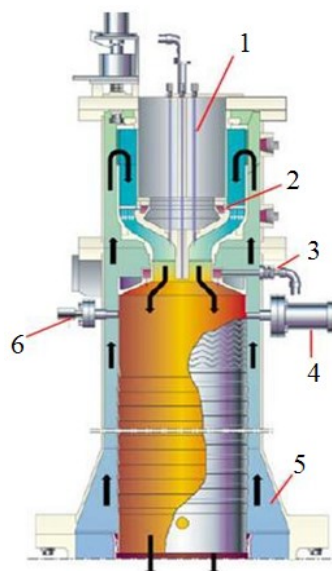


Рис. 4.22. Схема камери згоряння ГТД GE10 фірми General Electric:
1 – термопари; 2 – основна паливо-повітряна суміш; 3 – пілотна паливо-повітряна суміш; 4 – запальник; 5 – повітря з компресора; 6 – детектор полум'я

Для стабілізації горіння в цьому випадку використовується не потік газоподібного палива, який утворює дифузійний факел, а бідна паливо-повітряна суміш. Це дозволило зменшити викиди оксидів азоту від 25 до 15 ppm за рахунок зниження максимальних температур в камері.

Компанія Pratt & Whitney розробила нову промислову газову турбіну з упоркуванням водяної пари у камеру згоряння, яка має продемонструвати значне зниження викидів CO в порівнянні з типовими конструкціями камер згоряння. Ця конс-

трукція камери згоряння має потенціал для зниження викидів NO_x, так як низькі викиди СО дозволяють збільшити упорскування водяної пари [12].

На рис. 4.23 та рис. 4.24 зображено базову і модифіковану низькоемісійну жарову трубу для камер згоряння двигунів FT8 виробництва компанії Pratt & Whitney. Жарова труба базової камери згоряння, що показано на рис. 4.23 має серію обичайок з рядом отворів охолодження на кожній обичайці. Повітря, що виходить з цих охолоджуючих отворів створює захисну плівку на гарячій стороні жарової труби, вона захищає стінку жарової труби від гарячих продуктів згоряння, як це показано на рис. 4.23. Модифікована низькоемісійна камера згорання (рис. 4.24) розроблена для модернізації існуючих двигунів FT8-1 і FT8-3 [12].

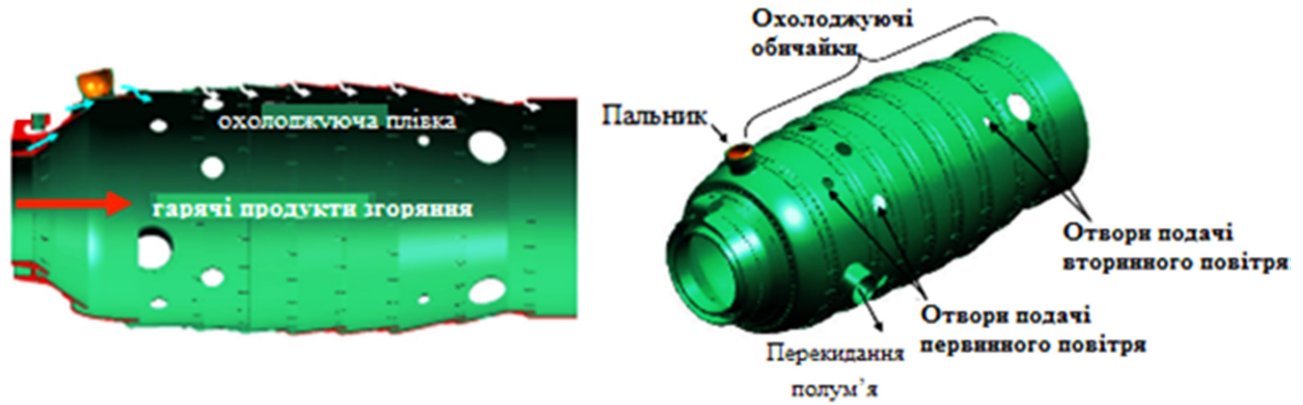


Рис. 4.23. Базова камера згоряння камера згоряння FT8 виробництва компанії Pratt & Whitney



Рис. 4.24. Модифікована низькоемісійна камера згоряння FT8 виробництва компанії Pratt & Whitney

При відсутності охолоджувальної плівки, конвективно-охолоджуючий зазор між стінками жарової труби необхідний для того, щоб зберегти температуру стінки незмінною. Внутрішня гаряча стінка жарової труби стримує продукти згоряння і покрита ізоляційним термобар'єрним покриттям. Зовнішній циліндричний кожух ви-

користується для створення каналу для охолоджуючого повітря, яке має достатню швидкість, щоб конвективно охолоджувати внутрішні стінки жарової труби.

Охолоджуюче повітря вводиться через ряд отворів в зовнішньому кожусі (рис. 4.25). Розмір і товщину каналу можна варіювати для регулювання охолодження ефективності уздовж горіння. В ідеалі коригування призведе до єдиної температури металу вздовж гарячої стінки жарової труби. Модифікована низькоемісійна камера згоряння FT8 виробництва компанії Pratt & Whitney представлена на рис. 4.25 [12].

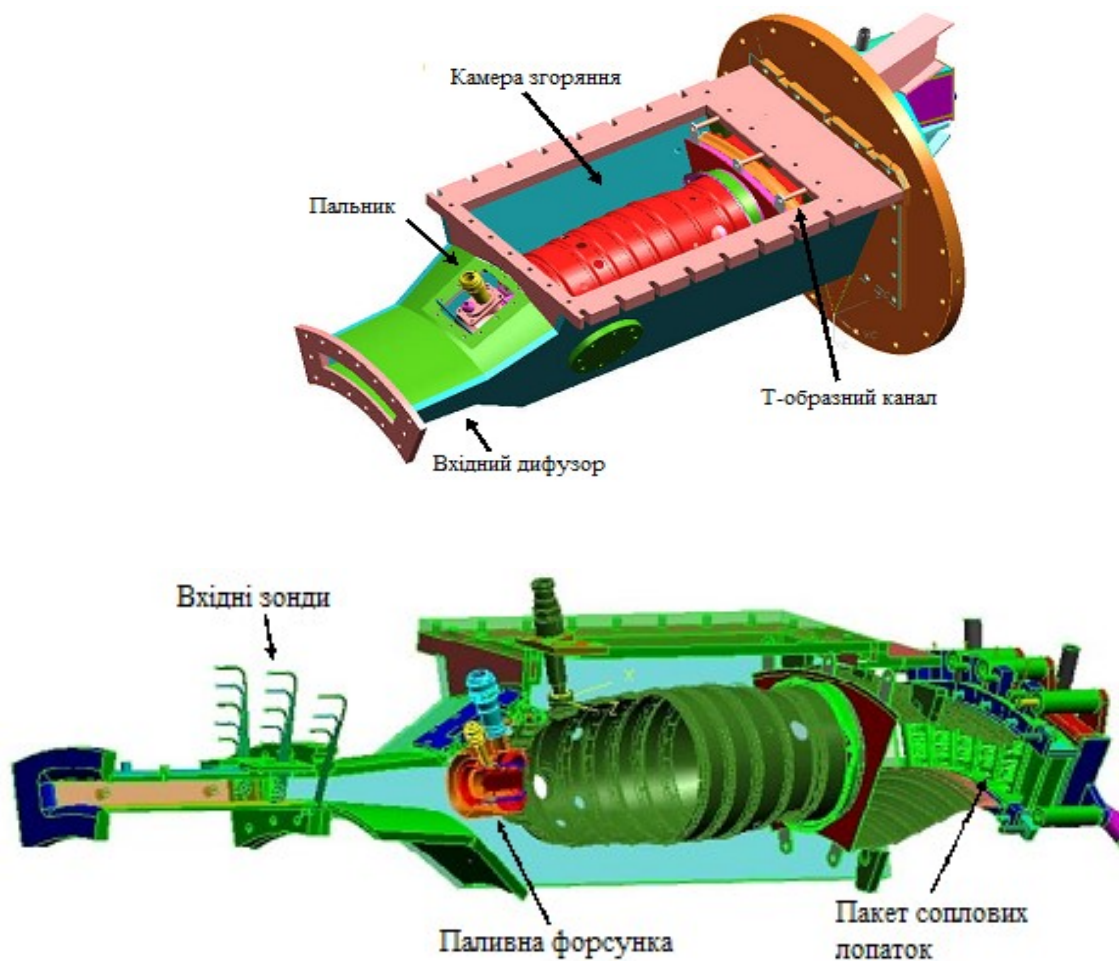


Рис. 4.25. Відсік дослідної установки камери згоряння FT8-3 (UTRC)

Значне скорочення викидів газоподібних речовин (30-50%) в камері згоряння FT8 виробництва компанії Pratt & Whitney продемонстровано у випробуваннях в United Technologies Research Center (UTRC) в Східному Хартфорді, Коннектикут.

Установка містить одну повномасштабну камеру згоряння FT8, яка раніше використовувалась для розробки плівкового охолодження. Установка складається з

Підпис і дата							
Взам. інв. №		Рис. 4.25. Відсік дослідної установки камери згоряння FT8-3 (UTRC)					
Підпис і дата		Значне скорочення викидів газоподібних речовин (30-50%) в камері згоряння FT8 виробництва компанії Pratt & Whitney продемонстровано у випробуваннях в United Technologies Research Center (UTRC) в Східному Хартфорді, Коннектикут.					
Инов. № подл.		Установка містить одну повномасштабну камеру згоряння FT8, яка раніше використовувалась для розробки плівкового охолодження. Установка складається з					
Инов. № подл.						КР.142.6231м.08.04.ПЗ	Арк.
							100
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вхідного дифузору, корпусу, в середині якого встановлюється камера згоряння, як показано на рис. 4.25. Дросельна решітка встановлена на виході для імітації акустичних початкових умов роботи двигуна в дослідній установці [12].

Компанія «Енергетичні машини» протестувала кільцеву камеру згоряння газової турбіни GTE-65. Для організації процесу окислення газоподібного палива здійснюється горіння бідної гомогенізованої паливо-повітряної суміші. Двоконтурні пальники встановлені на кришці камери згоряння в два ряди по 60 пальників в кожному. Для випробування КЗ GTE-65 взято відсік, що представляє 1/12 частину фактичної камери згоряння [13].

Випробування установки проводились на всіх режимах від холостого ходу до режиму повного навантаження.

Дослідження показали, що камера згоряння відповідає екологічним вимогам (викиди NO_x склали менше ніж 25 ppm).

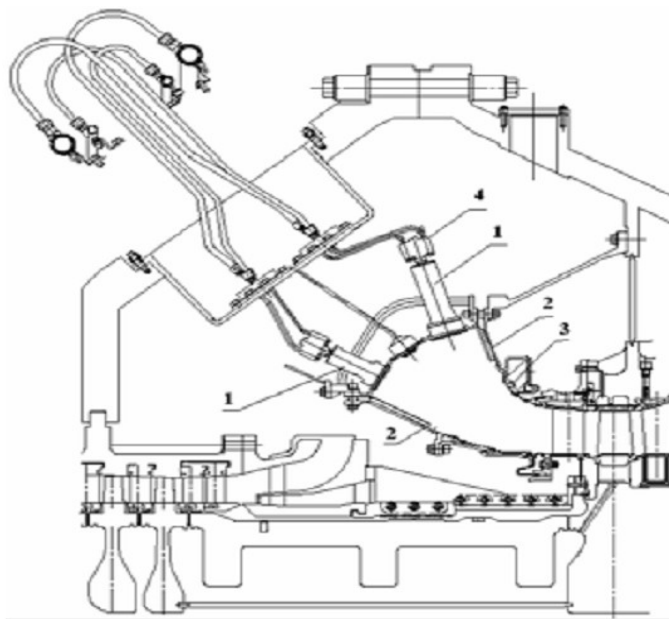
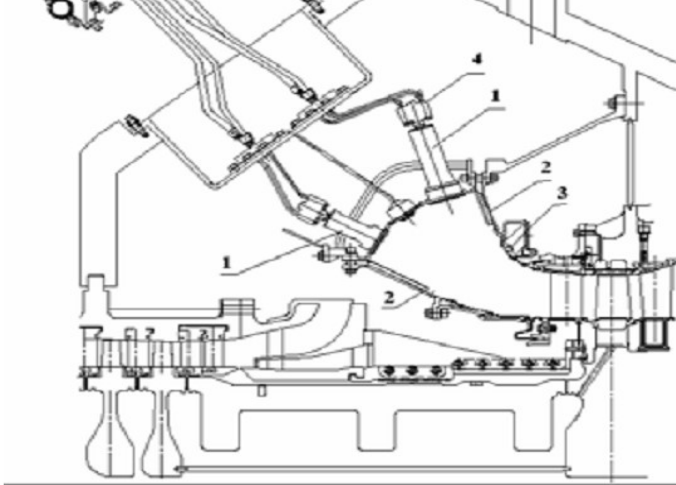


Рис. 4.26. Поздовжній переріз кільцевої камери згоряння ГТД GTE-65:
1 – змішувачі; 2 – жарова труба; 3 – перепуск повітря; 4 – паливні форсунки

Камера згоряння турбіни GTE - 65 (рис. 4.26) складається з наступних основних частин: жарової труби зі змішувачем, паливних форсунок, системи запалювання, паливної системи і системи управління [13].

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
					Рис. 4.26. Поздовжній переріз кільцевої камери згоряння ГТД GTE-65: 1 – змішувачі; 2 – жарова труба; 3 – перепуск повітря; 4 – паливні форсунки				
					Камера згоряння турбіни GTE - 65 (рис. 4.26) складається з наступних основних частин: жарової труби зі змішувачем, паливних форсунок, системи запалювання, паливної системи і системи управління [13].				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.04.ПЗ				Арк.
									101

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата	
					КР.142.6231м.08.05.ПЗ			
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
	Студент.	Жук А.О.						
	Керівник	Сербін С.І.						
	Консульт.							
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.						
	Охорона праці					Літ.	Арк.	Аркушів
								104
						НУК		

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

Вступ

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

Основна задача охорони праці – звести до мінімуму можливість ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Охорона праці включає в себе виробничу санітарію, техніку безпеки, пожежну та вибухову безпеку, законодавство про охорону праці.

Виробнича санітарія – це система організаційних та технічних заходів, які запобігають або зменшують вплив на працюючих шкідливих виробничих факторів.

Техніка безпеки – це система організаційних та технічних заходів, які запобігають впливу на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Пожежна та вибухова безпека – це система організаційних і технічних засобів, які направлені на профілактику та ліквідацію пожеж та вибухів, обмеження їх наслідків.

Законодавство про охорону праці – це частина трудового законодавства.

Значення охорони праці давно вийшло за рамки соціальної сфери. Вона починає значно впливати на економічні показники підприємства, що в умовах ринку значно важливо. Погані умови труда – це причина зниження працездатності і підвищення втомлюваності людини, зріст браку, що значно знижує економічні показники підприємства.

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в приміщенні електростанції

Небезпечний виробничий фактор – це фактор, вплив якого на працюючого, в певних умовах, призводить до травми або до іншого різкого погіршення здоров'я.

Шкідливий виробничий фактор – це фактор, вплив, якого на працюючого, в певних умовах, призводить до захворювань або до зниження працездатності.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.05.ПЗ	Арк.
						105

В приміщенні електростанції мають місце наступні небезпечні і шкідливі виробничі фактори (ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007):

- підвищена температура поверхні обладнання;
- підвищений рівень шуму;
- підвищений рівень вібрації;
- небезпека враження електричним струмом;
- підвищена вибухова небезпека;
- вміст в повітрі робочої зони газу.

В газотурбінному двигуні, як і в будь-якому тепловому двигуні, не все тепло, що підводиться, перетворюється в корисну роботу, частина відводиться з циклу у вигляді втрат, (5 - 6)% котрих складають втрати від випромінювання корпусу і трубопроводів газотурбінної установки.

В приміщеннях електростанції оптимальними мікрокліматичними умовами є:

- температура повітря в холодну пору року (20...30)⁰С, в теплий період (22...25)⁰С;
- оптимальна вологість повітря (60 – 40)%;
- швидкість руху повітря (0,2...0,5) м/с.

Також важливим недоліком газотурбінної установки є виробничий шум. При роботі установки виникає шум з частотою понад 2000 Гц та рівня звукового тиску понад 140 дБ. Основними джерелами шуму в газотурбінному агрегаті є: вхідний тракт осьового компресора, вихідний тракт турбіни, корпус газотурбінної установки і камери згорання, нагнітач з патрубками, теплообмінні апарати газотурбінного агрегату, насоси, вентилятори, трубопроводи, рама-маслобак. В табл. 5.1. приведені допустимі рівні шуму на робочому місці (ДСТУ 2867-94).

Таблиця 5.1 - Допустимі рівні шуму на робочому місці

Тип приміщення	Частота октавних полос, Гц								Рівень шуму
	63	125	250	500	1000	2000	4000	5000	
Робоча зона	Рівень звукового тиску, дБ								85
	99	92	86	83	80	78	76	74	

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.										
<table border="1"> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
КР.142.6231м.08.05.ПЗ Арк.				106										

В процесі роботи газотурбінної установки виникає вібрація, головною причиною якої є неврівноважений силовий вплив. При роботі газотурбінного двигуна всі його деталі і вузли здійснюють резонансні і вимушені коливання механічного та аеродинамічного характеру. Вібрація виникає при роботі ротора, передач приводних механізмів та підшипників. Ця вібрація передається крізь корпус газотурбінного двигуна на раму. Вібрація, яка виникає, негативно впливає на навколишнє середовище і людину.

Згідно ДСТУ 12.1.012:2008 параметрами для нормування при оцінюванні вібрації є середньоквадратичні значення швидкості та їх логарифмічні рівні в октавних полосах середньо геометричних частот. Норми обмеження загальної вібрації приведені в табл. 5.2

Таблиця 5.2 - Норми обмеження загальної вібрації

Тип приміщення	Середньоквадратичне значення віброшвидкості, м/с					
	1,3	0,45	0,22	0,2	0,2	0,2
	Октавні полоси середньологарифмічних частот, Гц					
	2	4	8	16	31,5	63
	Логарифмічні рівні швидкості, дБ					
	108	99	93	92	92	92

В зв'язку з використанням різноманітного електричного обладнання при роботі газотурбінного двигуна виникає небезпека ураження обслуговуючого персоналу електричним струмом. Тому необхідно передбачити, щоб обладнання було заземлене, а також видати працюючим засоби індивідуального захисту від ураження електричним струмом (діелектричні рукавиці, резинові килимки).

Під час роботи газотурбінного агрегату спостерігаються високі тиски палива, масла та повітря, у зв'язку з чим існує небезпека руйнування апаратів, що знаходяться під тиском.

Специфікою роботи електростанції є те, що робочим тілом служить природний газ. Цей газ не має ні кольору ні запаху, тому важко встановити його наявність в приміщенні електростанції. Для виявлення газу, а також теплоносіїв, в газопровідні комунікації вводять сильнопахнучі речовини – адоранти. Гранично допустима концентрація газів в приміщенні електростанції не повинна перевищувати 0,05 мг/м³ (ДСТУ EN 482:2016).

Ив. № подл. Підпис і дата Взам. ів. № Ив. № дубл. Підпис і дата						Арк. 107
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.05.ПЗ	

5.2. Система пожежогасіння

Причини виникнення пожеж в приміщенні електростанції:

- несправність газоходів вихлопних колекторів;
- порушення правил збереження палива та масла;
- витоки палива та масла;
- несправність електропроводки і електрообладнання (коротке замикання,

пере навантаження та великі перехідні опори);

- недотримання графіка планового ремонту, знос і корозія обладнання;
- несправність запірної арматури і відсутність заглушок на апаратах та

трубопроводах, що ремонтуються або законсервовані.

Для попередження пожеж в машинному відділенні електростанції передбачені наступні заходи:

- організаційні - передбачають правильну експлуатацію обладнання, протипожежний інструктаж працюючих;

- технічні – це дотримання протипожежних правил та норм при устрою електропроводів та обладнання, опалення, вентиляції, освітлення, правильне розміщення обладнання; забезпечення надійного захисту електропроводки ізоляцією; легко запальні матеріали вкриваються вогнетривкою фарбою;

- режимного характеру – це заборона паління і відкритого вогню в машинному відділенні, в місцях, які для цього непризначені, здійснення зварювальних робіт в пожежонебезпечних приміщеннях;

- експлуатаційні – це своєчасні профілактичні огляди та ремонти обладнання.

Приміщення машинного відділення електростанції повинно бути оснащено протипожежною сигналізацією, системою пожежогасіння, а також вуглекислотними та пінними вогнегасниками і пожежним щитом. Для гасіння пожежі використовується вуглекислотна система пожежогасіння (рис.5.1).

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.05.ПЗ	Арк.
						108

φ - коефіцієнт, що визначає ступінь заповнення приміщення (для електростанції $\varphi = 0,35$).

2. Кількість балонів:

$$n = G_p / G_6 ;$$

де $G_6 = 25$ кг – маса вуглекислого газу в одному балоні.

3. Внутрішній діаметр магістралі трубопроводів захищаючих приміщень:

$$d_2 = d_0 \sqrt{n_2} \text{ [м];}$$

де n_2 - розрахункова кількість одночасно випускаючих балонів;

$$d_0 = 0,01 \text{ м.}$$

4. Діаметр розширювального трубопроводу в захищаючих приміщеннях:

$$d_n^2 > d_2^2 + d_3^2 \text{ [м];}$$

де $d_3 = 0,908$ м – еквівалентний діаметр;

5. Кількість сопел:

$$n_3 \leq 0,85 \cdot d_6^2 / d_s^2 ;$$

де d_6 – внутрішній діаметр розподільного трубопроводу;

$d_s = 0,012$ м – умовний діаметр отвору сопла.

6. Час випуску вуглекислого газу по прийнятим трубопроводам:

$$T = 0,85 \cdot t \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{d_0^2}{d_s^2} \text{ [с];}$$

де $t = 40$ с – час спорожнювання одного балону.

7. Перевірочний розрахунок товщини стінок:

Товщина стінки повинна бути не менш:

$$S = S_0 + b + c;$$

де $S_0 = d \cdot P / (2G \cdot \varphi + P)$ - розрахункова товщина стінки;

$G = 10,5$ МПа – допустиме напруження;

$b = \frac{1}{25} \cdot \frac{d}{R} S_0$ - коефіцієнт, враховуючий зміну товщини труб при

згинанні; $c = 0,3$ мм (прийнято) – припуск на корозію.

Розрахунки зведено до таблиці 4.3

Инов. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інов. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.08.05.ПЗ 110					
						Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця 5.3 - Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння

Назва приміщення	Об'єм приміщення $V, \text{м}^3$	Коефіцієнт φ	Кількість вуглекислого газу		Кількість балонів $n, \text{шт.}$	Діаметр магістралі $d_2, \text{м}$	Діаметр трубопроводів $d_{\text{в}}, \text{м}$	Кількість сопел $n_3, \text{шт.}$	Час випуску $T, \text{с}$
Блок ГТА	300	0,35	Розрахункове	Прийняте	8	0,85	0,028	5	78,34
			187,9	200					

Продовження розрахунку наведено в табл. 5.4

Таблиця 5.4 - Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння

№	Назва величини	Позначення	Умовний прохід	
			90	30
1.	Зовнішній діаметр, мм	d	100	34
2.	Розрахунковий тиск, МПа	P	12,5	5
3.	Розрахункова товщина стінки, мм	S_0	6,04	1,5
4.	Коефіцієнт, враховуючий утоньшення стінки	b	0,967	0,240
5.	Припуск на корозію, мм	c	0,3	0,3
6.	Найменш допустима товщина по ДСТУ, мм	S_p	7,0	2,0
7.	Товщина стінки, що приймається, мм	S_n	8,5	8,5
8.	Зовнішній діаметр, мм	d_n	98,5	35

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

					КР.142.6231м.08.05.ПЗ	Арк.
						111
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних та шкідливих факторів

Так як в приміщенні електростанції підвищена температура робочої зони, то для оздоровлення повітряного середовища використовують вентиляцію, котра видаляє нагріте повітря з приміщення і подає в нього свіже; застосовують дистанційне керування при роботі обладнання. Велике значення для оздоровлення повітряного середовища має надійна герметизація обладнання, зокрема, газопроводів, насосів, компресорів.

Для зниження рівня шуму газотурбінного агрегату застосовують наступні заходи:

- заміняють, коли це можливо, підшипники кочення на підшипники ковзання, це знижує шум на (10 – 14) дБ;
- при виборі металу для виготовлення деталей необхідно враховувати, що внутрішнє тертя в різних металах не однакове, хромування турбінних лопаток зменшує їх звучність;
- застосування примусового змащування тертьових поверхонь в зчленуваннях;
- застосування балансування обертових елементів;
- використовувати прокладочні матеріали та пружні вставки в з'єднаннях;
- зменшення шуму на шляху його розповсюдження за рахунок використання звукоізолюючих огорожень і кожухів, екранів і кабін;
- акустична обробка приміщень;
- зміна напрямку випромінювання шуму, наприклад, отвір повітрязаборної шахти треба бути розташувати так, щоб максимум випромінювального шуму було направлено в протилежну сторону від робочих місць.

Для зменшення шуму, що виникає при роботі газотурбінного двигуна, використовують звукопоглинання і звукоізолюючі матеріали в різних шумопригнічуючих пристроях, а також шляхом вдосконалення обладнання (покращення аеродинамічних характеристик міцної частини двигуна).

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.05.ПЗ	Арк.
						112

Розглянемо більш детально заходи щодо зниження шуму в кожному із перерахованих джерел. Найбільш сильне джерело шуму – це повітряозабірний пристрій. Для зниження рівня шуму використовують акустичну обробку вхідного та вихідного патрубків (покриття зсередини звукопоглинаючим матеріалом), що дозволяє знизити рівень шуму до 10 дБ; встановлюють в трактах забору повітря і зкидання димових газів глушники.

Для зниження шуму корпусу турбоагрегату використовують суцільний герметичний звукоізолюючий кожух та облицювання приміщення електростанції звукоізолюючим матеріалом.

Для зменшення шуму нагнітача природного газу використовують покриття звукопоглинаючим матеріалом патрубків, корпусу, кришки.

Для виключення передачі шуму на раму – маслобак використовують амортизаційні прокладки.

Для боротьби з вібрацією використовують наступні заходи:

вібродемпфування та віброізоляція. Так за допомогою вібродемпфування, енергія механічних коливань перетворюється в теплову енергію. Вібродемпфування використовується для зниження вібрацій, які викликані коливаннями металевих поверхонь. Встановлення віброізоляторів дозволяє послабити передачу коливань від джерела коливань до суміжних елементів.

Для зниження вібрації в приміщенні електростанції, турбокомпресорний блок встановлюють на фундамент, який не пов'язаний з фундаментом будівлі (ГОСТ 12.1.012. – 90).

Для виключення можливості руйнування апаратів, котрі знаходяться під тиском, на них встановлюють аварійні клапани, котрі при спрацьовуванні знижують тиск, запобігаючи тим самим їх руйнування.

Так як газотурбінний агрегат встановлено в індивідуальному боксі, то в приміщенні відсутнє природне освітлення. Для забезпечення роботи станції необхідно розробити систему штучного освітлення (норма освітленості в приміщенні компресорної станції згідно нормативним документам – 150 лю).

Ив. № подл.	Підпис і дата					КР.142.6231м.08.05.ПЗ Арк. 113
	Ив. № дубл.					
	Взам. ив. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Протягом багатьох століть людство використовує для свого існування біологічні і мінеральні ресурси з навколишнього середовища і не завжди люди замислювались над цим, людство поставило себе перед межею, перспектив за котрою нема. Навколишнє середовище забруднене до такої ступені, що в найближчий час може постати питання про наше виживання, бо на цей час Україна займає перше місце в Європі за кількістю “технічного бруду” на одиницю населення, в нашій країні найнижчий показник тривалості життя (в середньому 65 років). Зоною екологічного лиха вважається біля 15% території нашої держави.

Навколишнє середовище – це фізичне середовище проживання людини, рослинного і тваринного світу та мікроорганізмів. Воно включає в себе природу і продукти антропогенної діяльності, котрі мають великий вплив на біосферу Землі.

По мірі прискорення темпів науковоо-технічного прогресу вплив людей на природу стає все більшим. Зараз охорона навколишнього середовища являє собою планову систему державних, міжнародних і суспільних заходів, які направлені на раціональне використання, захист та відновлення природних ресурсів навколишнього середовища від забруднення і руйнування, на створення оптимальних умов існування людського суспільства.

Охорона навколишнього середовища включає в себе широке коло проблем: забруднення води і повітря шкідливими промисловими викидами, продуктами життєдіяльності людини, отруйними хімічними і радіоактивними речовинами тощо.

6.1. Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінного агрегату електростанції

До забруднень навколишнього середовища прийнято включати всі фактори, які негативно впливають на людину і всю живу природу, на об’єкти неживої природи, на природні ресурси.

З сторони газотурбінної установки найбільш значними факторами, що впливають на навколишнє середовище є викиди тепла і шкідливих речовин в атмосферу, в яких присутні: продукти повного згорання оксидів азоту (IV) NO_2 і оксидів сірки (IV) SO_2 ; продукти неповного згорання C , CO , C_xH_y ; оксиди азоту NO_x , двооксид

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.06.ПЗ	Арк.
						115

азоту NO₂; золіві частки. Наслідки забруднення біосфери тепловими викидами призведе до виникнення на Землі “парникового ефекту”. З кожним роком кількість теплових і шкідливих викидів зростає, тому діючими санітарно-гігієнічними нормами встановлено середньодобові граничнодопустимі концентрації компонентів в атмосферному повітрі населених пунктів: CO=1мг/м³; вуглеводні C₂₀H₁₂=2,5 мг/м³ ; NO_x=0,085 мг/м³. Граничнодопустимі концентрації в повітрі робочої зони приведені в ГОСТ 12.1.005-88 і регламентовано санітарними нормами.

В газотурбінній установці значна частина тепла (50-60)% викидається в атмосферу з теплом відпрацьованих газів, тобто у вигляді вторинних енергоресурсів.

Існує декілька напрямків використання вторинних енергоресурсів газотурбінної установки:

1. Для теплозабезпечення у вигляді гарячої води або повітря та використання для обігріву і вентиляції, як приміщення самої електростанції, так і житлових приміщень і службових приміщень, селища обслуговуючого персоналу, теплично-овочевих комбінатів тощо.

2. Отримання додаткової кількості електроенергії за рахунок утилізації вторинних енергоресурсів в парогазовому циклі дає можливість для задоволення власних потреб станції в електриці, наприклад, для приводу водяних насосів, систем тепло забезпечення і вентиляції, освітлення, а при необхідності, тимчасового обігріву робочих місць персоналу, а також електрозабезпечення зовнішніх потреб.

3. Холод, який отримується внаслідок використання енергії вторинних енергоресурсів можна застосовувати для охолодження газу, що транспортується або для зниження температури повітря в циклі газотурбінної установки.

4. Для отримання пари і додаткової потужності використовується тепло-утилізаційний контур, який знижує теплові і шкідливі викиди в атмосферу і одночасно являє собою глушник та іскрогасник.

Ще одним фактором забруднення атмосфери являються вихлопні гази газотурбінної установки. Їх токсичність залежить, головним чином, від сорту палива, що використовується.

Инов. № подл. Підпис і дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Підпис і дата						КР.142.6231м.08.06.ПЗ Арк. 116
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

В вихлопних газах знаходиться біля 200 компонентів, котрі можна поділити на шість груп:

- продукти повного згорання палива, котрі сприяють виникненню кислотних дощів і “парникового ефекту”; SO_2 – впливає на верхні дихальні шляхи, викликаючи здавлення і руйнуючі дії, а також призводить до утворення сірчаної кислоти;
- окис вуглецю (II) CO , з’єднуючись з гемоглобіном крові, зменшує її здатність переносити кисень, а також негативно впливає на центральну нервову систему людини та тварин;
- оксиди азоту (II) і (IV) NO , NO_2 сприяють утворенню азотної і азотистої кислот, котрі роз’їдають слизисті оболонки, руйнують м’язову тканину, викликають незворотні перетворення серцево-судинної системи;
- продукти неповного згорання – вуглеводні C_xH_y впливають на систему кровообігу і на умовно-рефлекторну діяльність людини, електричну активність мозку та світову чутливість очей, призводять до онкозахворювань;
- альдегіди та формальдегіди мають алергенний вплив;
- сажа.

6.2. Розробка заходів щодо зменшення шкідливих викидів газотурбінних установок електростанцій

На цей час в стаціонарних установках використовують, в якості палива, природний газ і спостерігаються високі температури газу перед турбіною високого тиску.

1. Заходи по зниженню емісій CO і C_xH_y зводяться до підтримання в реакційному об’єму достатньо високого температурного рівня. З точки зору зменшення емісій продуктів не згорання палива перевага надається камерам згорання з дифузійним методом сумішоутворення, котрі підтримують стабільний температурний рівень в зоні реакції. Цей метод вимагає інтенсифікації перемішування палива з повітрям. Для покращення процесу сумішоутворення використовують багатоступінчасті та багатосоплові форсунки, котрі працюють на перепаді тиску повітря у фронтівому пристрої камери згорання, застосовують пневматичний розпил палива.

Иnv. № подл.	Підпис і дата				
	Иnv. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.06.ПЗ Арк. 117

Підпис і дата Інв. № дубл. Взам. інв. № Підпис і дата Інв. № подл.	2. Заходи щодо зменшення шкідливих речовин в викидах газотурбінної установки зводяться до раціоналізації аеродинаміки камери згорання і паливо подачі; зменшення об'ємів перезбагачених паливом високотемпературних зон; гомогенізації горючої суміші в камері згорання за рахунок заміни механічних форсунок повітряно-механічними і використання випарювальних камер згорання; сорту палива і застосування спеціальних домішок марганцю, котрі зменшують димлення на (50 – 90)% , барія, 0,3% міді призводить до зменшення вмісту NO_x на (15 – 20)% .До методів хімічної очистки відпрацьованих газів відноситься використання нейтралізаторів, котрі захоплюють сажу, частини палива, масла і токсичних речовин. 3. До основних способів зменшення емісії оксидів азоту NO_x відносять: - підвищення якості розпилювання палива і інтенсифікація процесів сумішоутворення. Це досягається за рахунок використання багатогорілчатого фронтального пристрою в камері згорання, що зменшує час перебування газу в зоні високих температур і інтенсифікує масообміні процеси в камері згорання; - збільшення коефіцієнту надлишку первинного повітря; - інтенсифікація відводу теплоти. Для виконання цієї мети необхідно розмістити в камері згорання теплообмінні поверхні парогенераторів або теплові труби; - використання інертних домішок . Цей засіб передбачає зовнішню циркуляцію продуктів згорання , де вони охолоджуються і подаються до камери згорання; - подача до зони горіння води або водяної пари. Так як теплоємність водяної пари в двічі більша за теплоємність повітря, тому подача водяної пари дає значне зниження температури, що призведе до зменшення викидів NO_x ; - використання водно-паливних емульсій. подача емульсії, в якій зберігається води (10-15)%, зменшує концентрацію NO_x на (20-30)%; - модифікація палив і використання спеціальних присадок. Спостерігається робота газотурбінного двигуна на спиртах, метанолі CH₃ОН, вуглецю, етанолі C₂H₅ОН. Ефективними є розчинені аргонOMETалеві з'єднання, котрі входять в якості присадок на основі кобальту, міді, марганцю.				
	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата				
	КР.142.6231м.08.06.ПЗ Арк. 118				

Підпис і дата Інв. № дубл. Взам. інв. № Підпис і дата Інв. № подл.	2. Заходи щодо зменшення шкідливих речовин в викидах газотурбінної установки зводяться до раціоналізації аеродинаміки камери згорання і паливо подачі; зменшення об'ємів перезбагачених паливом високотемпературних зон; гомогенізації горючої суміші в камері згорання за рахунок заміни механічних форсунок повітряно-механічними і використання випарювальних камер згорання; сорту палива і застосування спеціальних домішок марганцю, котрі зменшують димлення на (50 – 90)% , барія, 0,3% міді призводить до зменшення вмісту NO_x на (15 – 20)% .До методів хімічної очистки відпрацьованих газів відноситься використання нейтралізаторів, котрі захоплюють сажу, частини палива, масла і токсичних речовин. 3. До основних способів зменшення емісії оксидів азоту NO_x відносять: - підвищення якості розпилювання палива і інтенсифікація процесів сумішоутворення. Це досягається за рахунок використання багатогорілчатого фронтального пристрою в камері згорання, що зменшує час перебування газу в зоні високих температур і інтенсифікує масообміні процеси в камері згорання; - збільшення коефіцієнту надлишку первинного повітря; - інтенсифікація відводу теплоти. Для виконання цієї мети необхідно розмістити в камері згорання теплообмінні поверхні парогенераторів або теплові труби; - використання інертних домішок . Цей засіб передбачає зовнішню циркуляцію продуктів згорання , де вони охолоджуються і подаються до камери згорання; - подача до зони горіння води або водяної пари. Так як теплоємність водяної пари в двічі більша за теплоємність повітря, тому подача водяної пари дає значне зниження температури, що призведе до зменшення викидів NO_x ; - використання водно-паливних емульсій. Подача емульсії, в якій зберігається води (10-15)%, зменшує концентрацію NO_x на (20-30)%; - модифікація палив і використання спеціальних присадок. Спостерігається робота газотурбінного двигуна на спиртах, метанолі CH₃ОН, вуглецю, етанолі C₂H₅ОН. Ефективними є розчинені аргонOMETалеві з'єднання, котрі входять в якості присадок на основі кобальту, міді, марганцю.				
	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата				
	КР.142.6231м.08.06.ПЗ Арк. 118				

- | | | | | | |
|--|---|--|--|--|--|
| <div> <div>Підпис і дата</div> <div>Інв. № дубл.</div> <div>Взам. інв. №</div> <div>Підпис і дата</div> <div>Інв. № подл.</div> </div> | <p>2. Заходи щодо зменшення шкідливих речовин в викидах газотурбінної установки зводяться до раціоналізації аеродинаміки камери згорання і паливо подачі; зменшення об'ємів перезбагачених паливом високотемпературних зон; гомогенізації горючої суміші в камері згорання за рахунок заміни механічних форсунок повітряно-механічними і використання випарювальних камер згорання; сорту палива і застосування спеціальних домішок марганцю, котрі зменшують димлення на (50 – 90)% , барія, 0,3% міді призводить до зменшення вмісту NO_x на (15 – 20)% .До методів хімічної очистки відпрацьованих газів відноситься використання нейтралізаторів, котрі захоплюють сажу, частини палива, масла і токсичних речовин.</p> <p>3. До основних способів зменшення емісії оксидів азоту NO_x відносять:</p> <ul style="list-style-type: none"> - підвищення якості розпилювання палива і інтенсифікація процесів сумішоутворення. Це досягається за рахунок використання багатогорілочного фронтального пристрою в камері згорання, що зменшує час перебування газу в зоні високих температур і інтенсифікує масообмінні процеси в камері згорання; - збільшення коефіцієнту надлишку первинного повітря; - інтенсифікація відводу теплоти. Для виконання цієї мети необхідно розмістити в камері згорання теплообмінні поверхні парогенераторів або теплові труби; - використання інертних домішок . Цей засіб передбачає зовнішню циркуляцію продуктів згорання , де вони охолоджуються і подаються до камери згорання; - подача до зони горіння води або водяної пари. Так як теплоємність водяної пари в двічі більша за теплоємність повітря, тому подача водяної пари дає значне зниження температури, що призведе до зменшення викидів NO_x ; - використання водно-паливних емульсій. Подача емульсії, в якій зберігається води (10-15)%, зменшує концентрацію NO_x на (20-30)%; - модифікація палив і використання спеціальних присадок. Спостерігається робота газотурбінного двигуна на спиртах, метанолі CH₃ОН, вуглецю, етанолі C₂H₅ОН. Ефективними є розчинені аргонOMETалеві з'єднання, котрі входять в якості присадок на основі кобальту, міді, марганцю. | | | | |
| | <div> <div>Зм.</div> <div>Арк.</div> <div>№ докум.</div> <div>Підпис</div> <div>Дата</div> </div> | | | | |
| | <div> <div>КР.142.6231м.08.06.ПЗ</div> <div>Арк.</div> <div>118</div> </div> | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

Инв. № г					КР.142.6231м.08.06.ПЗ	Арк.
						118
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис		Дата

Инв. № г					КР.142.6231м.08.06.ПЗ	Арк.
						118
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис		Дата

Инв. № г					КР.142.6231м.08.06.ПЗ	Арк.
						118
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис		Дата

Инв. № г					КР.142.6231м.08.06.ПЗ	Арк.
						118
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис		Дата

При розробці нових газотурбінних двигунів проблемі емісій шкідливих речовин приділяється особлива увага, а у старих типів двигунів вміст шкідливих речовин в продуктах згорання дуже високий і не відповідає постійно зростаючим обмеженням по їх вмісту, що не дає можливості виходу на зовнішній ринок з цією продукцією. Тому для зниження викидів шкідливих речовин необхідно проводити модернізацію таких двигунів.

Існує декілька способів досягнення цієї мети, більшість з них не потребує значних змін конструкції камери згорання, системи палива та системи управління агрегатом.

В основу екологічної модернізації камер згорання двигуна покладено зміна процесу горіння в жаровій трубі. Ця зміна повинна бути виконана в двох напрямках:

- зниження температури факелу в первинній зоні жарової труби;
- зменшення часу перебування газів в зоні високих температур.

Поставлені задачі екологічної досконалості камер згорання вирішуються за рахунок об'єднання паливо-повітряної суміші в зоні горіння і роздроблення факелу на складові частини. Це дозволяє зменшити температуру факелу в первинній зоні жарової труби та зменшити час перебування газів в зоні високих температур.

Подальша модернізація передбачає: додатково до об'єднання паливо-повітряної суміші, введення попереднього змішування палива з повітрям поза зоною горіння. Газ подається крізь отвори і змішується з повітрям в між лопатковому каналі.

Ефективним методом зниження СО є також заміна плівкового охолодження жарових труб на конвективне.

Инов. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.08.06.ПЗ Арк. 119
	Инов. № дубл.				
	Взам. инов. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Висновки

За завданням кафедри Турбін було розроблено газотурбінний агрегат (ГТА) потужністю $N_e=60$ МВт для приводу генератора струму електростанції.

В кваліфікаційній роботі виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки: максимальної температури в циклі (T_3), розрахункового мірі підвищення тиску в циклі ($\pi_{\kappa\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковому мірі підвищення тиску $\pi_{\kappa\Sigma}=20$ отримано наступні параметри: ефективний ККД установки $\eta_e=0,3699$, питома потужність $N_{evo}=300,23$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{Ne}=0,1948$ кг/(кВт год.), температура газів на виході з установки $T_{yx}=794.43$ К.

При габаритно-компоновочному розрахунку ГТД розраховувалися його елементи (турбокомпресорний блок, камера згоряння). Компресор осьовий має 15 ступенів. Камера згоряння протитокова трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 20 жарових труб. Для змішування газу з повітрям та подачі в камеру служить горілочний пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотроні запальники. Турбіна двигуна складається з осьової чотирьохступінчастої турбіни.

Конструктивні розрахунки в проєкті містять розрахунок на міцність робочої лопатки 4-го ступеня турбіни, розрахунок на міцність диску 4-го ступеня. Виконано розрахунок закрутки робочої лопатки 4-го ступеня турбіни.

Розглянуто засоби підвищення екологічної чистоти ГТД.

В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в залі електростанції, розроблено заходи щодо їх зниження. Розраховано систему пожежогасіння в приміщенні електростанції.

В розділі охорони навколишнього середовища розглянуто вплив роботи газотурбінної установки на навколишнє середовище та розроблено заходи щодо зменшення шкідливих викидів в атмосферу до рівнів, встановлених стандартами ISO.

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.В.ПЗ	Арк.
						120

Список використаних джерел

1. **Плачкова, С. Г.** Книга 3. Розвиток теплоенергетики та гідроенергетики [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://energetika.in.ua/ua/books/book-3/part-1/section-4/4-2>. – дата звернення: 2024. – Заголовок з екрану.
2. Розділ 4 газотурбінні і парогазові електростанції. Атомна тец і атомна котельня [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://moodle.znu.edu.ua/pluginfile.php/1021969/mod_resource/content/2/%D0%9B%D0%B5%D0%BA%D1%86%D1%96%D1%8F%202.pdf. – дата звернення: 2024. – Заголовок з екрану.
3. **Романовський, Г.Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]: Навчальний посібник. / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващилєнко, С. І. Сербін. - Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 304 с.
4. Миколаївська ТЕЦ [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://ntec.mk.ua/> – дата звернення: 2024. – Заголовок з екрану.
5. **Fletcher, R.S.** Gas Turbine Engines. Science Research Council Report on Combustion – Generated Pollution [Text] / R.S. Fletcher, A. Lefebvre – HMSO, 1976. – 9 р.
6. **Романовський, Г.Ф.** Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.
7. **Романовський, Г.Ф.** Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін.– Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 84 с.
8. Technology update on gas turbine dual fuel, dry low emission combustion systems [Text] / [P.E. Rokke, J.E. Hustad, N.A. Rokke, O.B. Svendsgaard] // ASME, 2003. – GT2003-38112. – 11 р.
9. **Willis, J.D.** Industrial RB211 DLE Gas Turbine Combustion Update [Text] / [J.D. Willis, A.J.Moran] // ASME, 2000. – GT2000-109. – 6 р.

Підпис і дата		Combustion – Generated Pollution [Text] / R.S. Fletcher, A. Lefebvre – HMSO, 1976. – 9 р. 6. Романовський, Г.Ф. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с. 7. Романовський, Г.Ф. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін.– Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 84 с. 8. Technology update on gas turbine dual fuel, dry low emission combustion systems [Text] / [P.E. Rokke, J.E. Hustad, N.A. Rokke, O.B. Svendsgaard] // ASME, 2003. – GT2003-38112. – 11 p. 9. Willis, J.D. Industrial RB211 DLE Gas Turbine Combustion Update [Text] / [J.D. Willis, A.J.Moran] // ASME, 2000. – GT2000-109. – 6 p.
Інв. № дубл.		
Взам. інв. №		
Підпис і дата		
Інв. № подл.		

Зм.

Арк.

№ докум.

Підпис

Дата

КР.142.6231м.10.Л.ПЗ

Арк.

121