

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

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"14" 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"

на тему: *Проект газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 20 МВт для електростанції*

Виконав:

студент групи 4231з

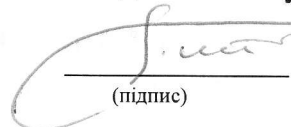


Леонов Ю.О.

(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



Патлайчук В.М.

(підпис)

Миколаїв – 2026 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

"10" _____ 02 _____ 2026 р.

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

Студенту _____ *Леонову Юрію Олександровичу*

1. Тема роботи: **"Проект газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 20 МВт для електростанції"**

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

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2026 року

2. Термін подання роботи: _____ *10.06.2026 року*

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **20 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1450 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка **паливної системи** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції.**

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

- 4.1. Інформаційний пошук.
 - 4.2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА.
 - 4.3. Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання.
 - 4.4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі **одноступінчастої турбіни низького тиску ГТА.**
 - 4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.
 - 4.6. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції.
5. Перелік презентаційних матеріалів
- 5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.
 - 5.2. Поздовжній переріз **турбіни низького тиску ГТА.**
 - 5.3. Схема **паливної системи** газотурбінного двигуна.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

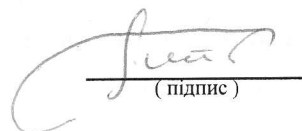
№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Інформаційний пошук	01.03.2026	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	01.04.2026	
3	Габаритний розрахунок двигуна та його компонування	01.05.2026	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску двигуна	15.05.2026	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2026	
6	Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції	01.06.2026	
7	Підготовка презентаційних матеріалів	08.06.2026	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2026	

Студент


 (підпис)

Леонов Ю.О.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проєктування газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 20 МВт для електростанції. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; оптимізація параметрів циклу газотурбінного агрегата; детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата на режимі повної потужності; габаритно-компонувальний розрахунок двигуна; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску; перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток турбіни низького тиску; також розроблено паливну систему газотурбінного двигуна та проаналізовані заходи з охорони праці на об'єкті, де розміщується агрегат.

Ключові слова: газотурбінний агрегат; електростанція; енергетичне машинобудування; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work has designed a simple gas turbine unit with a capacity of 20 MW for a power plant. The following issues have been consistently covered: information search; optimization of the gas turbine unit cycle parameters; detailed thermal calculation of the gas turbine unit at full power; overall and layout calculation of the engine; thermogasodynamic calculation on the average diameter of a single-stage low-pressure turbine; verification calculation of the strength of the working blades of the low-pressure turbine; the fuel system of the gas turbine engine has also been developed and occupational safety measures at the facility where the unit is located have been analyzed.

Key words: gas turbine power plant; power station; power machinery; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					142.42313.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Інформаційний пошук	8
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата	22
2.1. Вибір теплової схеми	23
2.2. Оптимізація параметрів циклу	24
2.3. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата ..	32
3. Габаритний розрахунок двигуна та його компонування	40
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску	55
5. Конструювання та конструктивні розрахунки	66
5.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску	67
5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску ...	69
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність	72
5.4. Розробка паливної системи газотурбінного двигуна	82
6. Охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат	90
Висновки	97
Список використаних джерел	99

ВСТУП

Актуальність теми. Потреби в електричній енергії у світі постійно зростають, і від того, яким способом ця енергія буде добуватися, багато в чому залежить майбутнє людства. Газотурбінні двигуни знаходять стабільне застосування в енергетиці. Протягом останніх десятиліть їх все частіше встановлюють на електростанціях для покриття пікових та напівпікових навантажень, або у комбінації з паротурбінним утилізаційним контуром використовують у ролі базових установок. З цієї причини їх розробка та удосконалення становлять в даний час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є проектування газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 20 МВт для електростанції.

Відповідно до поставленої мети **були вирішені такі завдання:**

- інформаційний пошук;
- термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата;
- габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування;
- термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску;
- конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного двигуна, які містили в собі:
 - розробку конструкції турбіни низького тиску;
 - розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску;
 - перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність;
 - розробку паливної системи газотурбінного двигуна;
 - аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції.

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'єктом дослідження є система генерації електричного струму.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного двигуна, який є приводом генератора електричного струму, та його окремих елементів.

Метод дослідження – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності газотурбінного агрегата та його окремих частин.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.4231з.01.КР				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Інформаційний пошук		Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Леонов Ю.О.								
Керівник	Патлайчук В.М.								
							НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.								

РОЗДІЛ 1

ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та створення газотурбінних двигунів потужністю 20 МВт, які можуть бути використані у складі електростанцій, в теперішній час ведуть українське підприємство АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект", а також компанії "GE Vernova" (США), "Mitsubishi Heavy Industries, Ltd." (Японія), "Siemens Energy AG" (Німеччина), "Solar Turbines Inc." (США) та ін.

Характеристики енергетичних газотурбінних двигунів, які мають потужність близьку до проектної – 20,0 МВт і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл.1.1.

Таблиця 1.1

Характеристики енергетичних газотурбінних двигунів потужністю від 18 до 30 МВт

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 25000 (ДГ80)	АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект"	26,2	36,3	1520	22,0
FT8 PowerPac	"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."	25,0	37,3	–	19,3
FT8-3 PowerPac		27,4	37,5	–	20,2
PGT25	"GE Vernova"	22,4	36,3	–	17,9
PGT25+		30,2	39,6	–	21,5
PG5371PA		26,1	28,3	–	10,5
MS5002E		29,7	35,7	–	17,0
LM2500PE		22,4	35,4	–	19,1
LM2500PE		22,7	36,6	–	18,0
LM2500PJ		21,7	35,4	–	17,6

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
LM2500PJ		22,6	36,5	–	17,8
LM2500PH (STIG)		26,5	39,3	–	19,4
LM2500PH (STIG)		27,8	40,7	–	19,4
LM2500PK		29,2	35,4	–	22,6
LM2500PK		30,7	38,6	–	22,5
LM2500PV		30,3	39,8	–	21,5
RB211 6556	"Siemens Energy AG"	24,1	34,1	–	21,0
RB211 6562		27,5	36,2	–	20,8
RB211 6762		29,4	37,8	–	21,5
RB211 6761		30,9	39,1	–	21,5
SGT-600 (GT10B)		24,8	34,2	–	14,0
SGT-700 (GT10C)		29,1	36,0	–	17,6
H-25	"Hitachi, Ltd."	27,5	33,8	1533	14,7
SB120	"Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd."	22,1	29,3	–	11,7

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного двигуна **UGT 25000 (ДГ80)**, який серійно виготовляється акціонерним товариством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Газотурбінний двигун UGT 25000 (рис.1.1) є першим двигуном 4-го покоління АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект" і найбільш потужним та економічним із уніфікованого ряду газотурбінних двигунів UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000, призначених для приводу нагнітачів природного газу, електрогенераторів і суднових рушіїв.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У конструкції UGT 25000 збережена традиційна схема – модульний двигун простого циклу з двокаскадним газогенератором і вільною силовою турбіною.

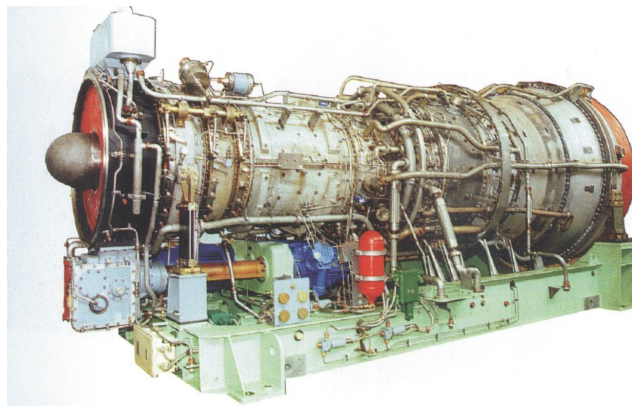


Рис.1.1. Двигун UGT 25000

Основні переваги двигуна:

- високий ККД простого циклу;
- можливість роботи на рідкому і газоподібному паливі;
- змінювана частота обертання силової турбіни;
- високий ККД при часткових навантаженнях;
- швидкий запуск і навантаження;
- компактна модульна конструкція;
- можливість роботи в будь-яких кліматичних умовах;
- простота обслуговування в експлуатації.

UGT 25000 пристосований для роботи в установках з утилізацією тепла газів, а також для спільної роботи з дизелями, газовими і паровими турбінами.

Малі габарити і маса полегшують транспортування і монтаж двигуна на місці.

UGT 25000 оснащений засобами діагностичного контролю для раннього попередження відмовлень і несправностей. За допомогою бороскопів можна ретельно обстежувати стан проточної частини двигуна без розбирання.

Модульна конструкція забезпечує заміну вузлів в умовах експлуатації. Можлива заміна начіпних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресорів низького тиску, силової турбіни. Для зручності обслуговування основні і допоміжні агрегати встановлені в доступних місцях.

При проектуванні UGT 25000 максимально враховувався досвід розробки й експлуатації газотурбінних двигунів третього покоління, застосовуваних на флоті з 1972 р. Це компактні двигуни, що відрізняються високою економічністю,

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

маневреністю, великим ресурсом, надійною роботою в морській і запиленій атмосфері. Експлуатація двигунів третього покоління на флоті до моменту створення UGT 25000 перевищила 200 тис. год.

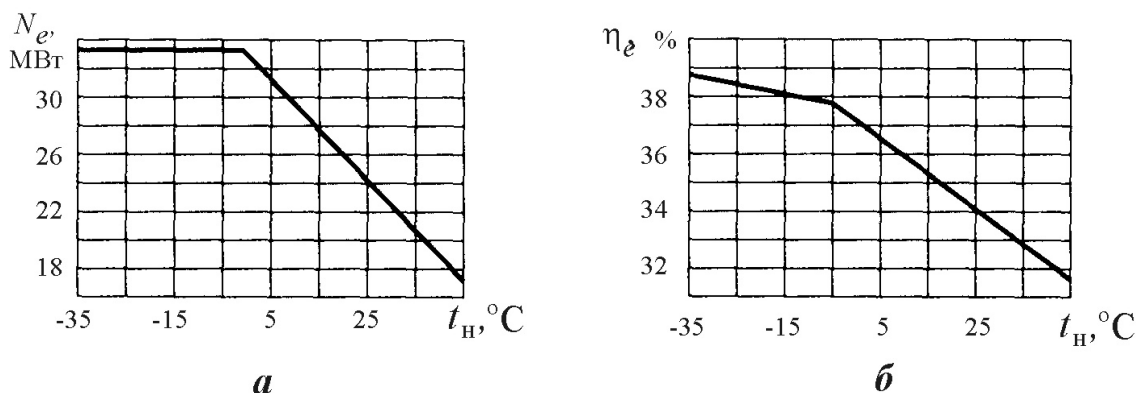


Рис.1.2. Залежність потужності (а) та ККД (б) UGT 25000 від температури повітря на вході

Серійний випуск двигуна ведеться з 1995 р.

Основні технічні характеристики UGT 25000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.2, експлуатаційні характеристики – на рис.1.2.

Конструктивні особливості

До складу двигуна UGT 25000 (рис.1.3) входять два осьових компресори низького 2 і високого 3 тисків, що приводяться в обертання двома турбінами, відповідно, низького 6 і високого 5 тисків, трубчасто-кільцева протиточна камера згоряння 4 із віяловим розташуванням жарових труб, силова турбіна 7. Двигун встановлений на рамі 9 і закритий теплозвукоізолюючим кожухом. Приведення напіпних агрегатів, а також приведення стартерів для запуску ГТД здійснюється за допомогою коробок приводів, кінематично пов'язаних із ротором компресора низького тиску. ГТД має пристрої, що забезпечують прокручування компресорів непрацюючого двигуна.

Компресор низького тиску (рис.1.4) – осьовий, дев'ятиступінчастий, складається із вхідного пристрою 1, переднього корпусу 2, корпусу поворотних апаратів 8, корпусу КНТ 12, ротора КНТ 10.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні технічні характеристики UGT 25000

Параметр	Модифікації двигуна ¹		
	ДГ80	ДН80 ²	ДА80
Потужність, МВт	27,5	26,5	28,7
ККД, %	36	36	37
Витрата повітря, кг/с	87	86	93
Міра підвищення тиску	21,8	21,8	23,6
Початкова температура газу, К	1518	1518	1548
Температура газу за ГТД, К	758	748	773
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3000/3600	3700/4670	3270
Довжина x ширина x висота, м	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7
Маса, т	16	16	16
Ресурс до капітального ремонту, год	25000	25000	20000
Призначений ресурс, год	100000	100000	60000

¹ ДГ80 – модифікація двигуна для приводу генератора електричного струму, ДН80 – нагнітача газу компресорної станції, ДА80 (або М80) – нереверсивна суднова модифікація двигуна.

² Двигун, призначений для роботи у складі компресорних станцій, має кілька модифікацій силової турбіни за частотою і напрямком обертання. Варіант ДН80Л з частотою обертання 3700 об/хв застосовується для модернізації агрегата ГПА-25/76 ОАО "Невский завод"; варіант ДН80П з частотою обертання 4850 об/хв із турбіною правого обертання призначений для заміни двигуна MS5003 розробки фірми "Дженерал Електрик" в імпортованих агрегатах ГТК-25И постачання компанії "Нуово Піньоне"; варіант ДУ80Л з частотою обертання 4850 об/хв лівого обертання призначений для створюваних "Сумським НВО ім. М.В. Фрунзе" і ОАО НПО "Искра" нових агрегатів ГПА-Ц-25С и ГПА-25С "Урал".

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

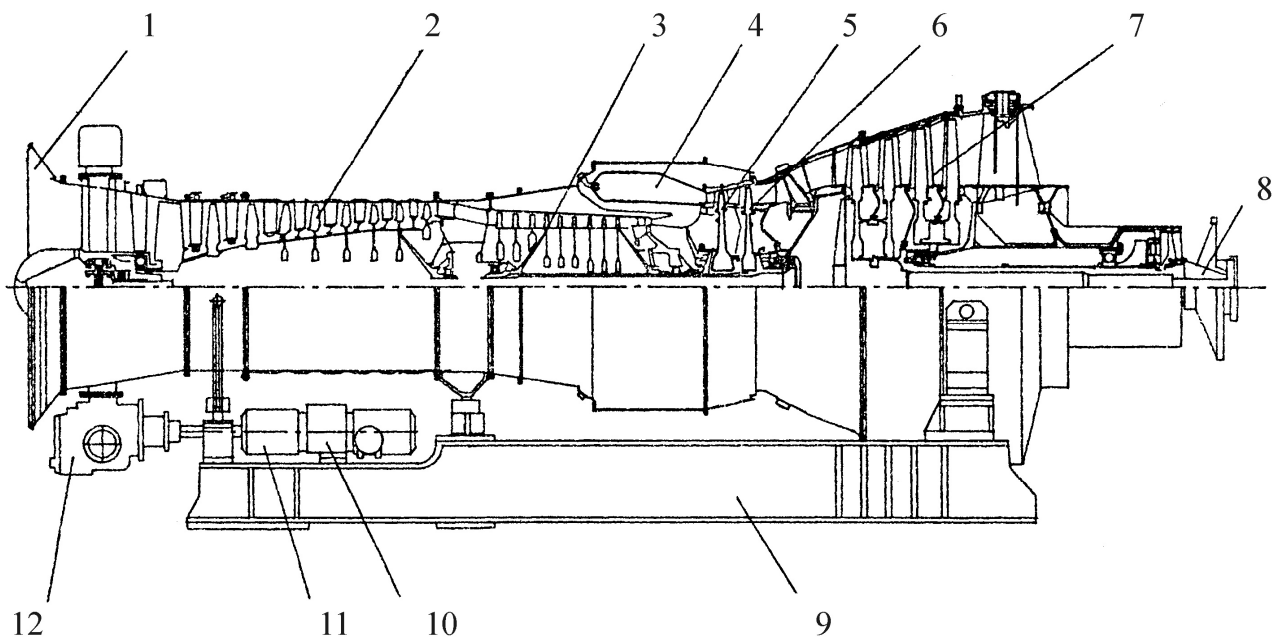


Рис.1.3. Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

1 – вхідний пристрій; 2 – компресор низького тиску; 3 – компресор високого тиску; 4 – камера згоряння; 5 – турбіна високого тиску; 6 – турбіна низького тиску; 7 – силова турбіна; 8 – пружна муфта; 9 – рама; 10 – виносна коробка приводів; 11 – електростартер; 12 – нижня коробка приводів

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення повітря в компресор і складається із зовнішнього і внутрішнього обтічників. Кільцевий канал між обтічниками є початком проточної частини двигуна.

Передній корпус 2 призначений для розміщення поворотного вхідного напрямного апарата 5, передньої опори 4, привода 3.

Корпус поворотних апаратів 8 призначений для встановлення механізмів повороту напрямних апаратів нульового 7 і першого 9 ступенів. Корпус КНТ 12 виконаний у вигляді порожнього циліндра із фланцями вертикального і горизонтального рознімання. На зовнішній поверхні корпусу розташовані два повітрозбірники (на верхній і нижній половині).

Через повітрозбірник 11 відбирається повітря з другого ступеня компресора на охолодження зовнішніх корпусів силової турбіни. У циліндричних проточках корпусу КНТ встановлюються напрямні апарати.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

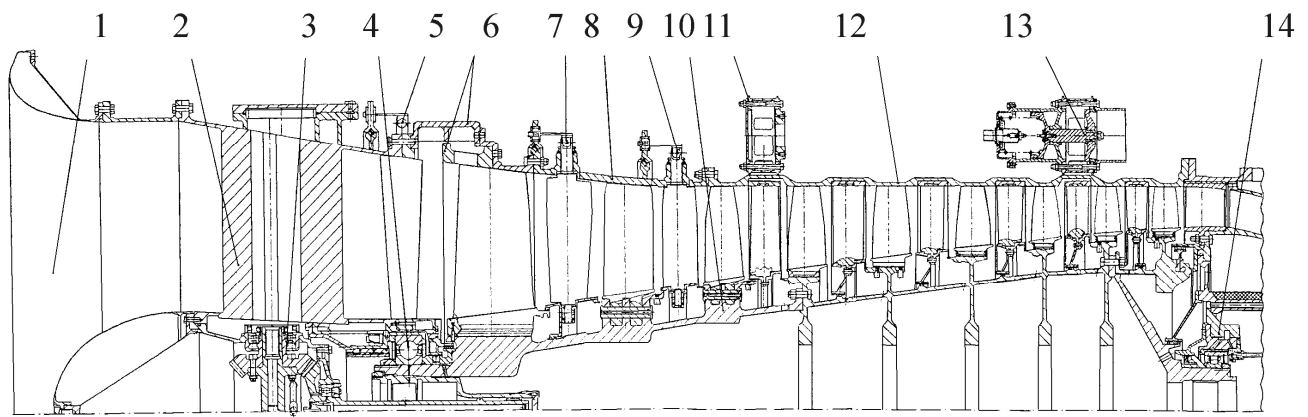


Рис.1.4. Компресор низького тиску:

1 – вхідний пристрій; 2 – передній корпус; 3 – привод; 4 – передня опора; 5 – вхідний напрямний апарат; 6 – антизривний пристрій; 7 – напрямний апарат нульового ступеня; 8 – корпус поворотних апаратів; 9 – напрямний апарат першого ступеня; 10 – ротор КНТ; 11 – відбір повітря на охолодження турбіни; 12 – корпус КНТ; 13 – клапан перепуску; 14 – задня опора КНТ

Ротор КНТ 10 складається з цапфи-диска нульово-другого ступенів, дисків, робочих лопаток, задньої цапфи. Ротор встановлений на двох гнучких опорах: передній 4 і задній, розташований в перехіднику. Гнучкі опори виконані з масляними демпферами, що зменшують динамічні навантаження на підшипники і рівень корпусної вібрації.

Для забезпечення тривалої роботи в заданому діапазоні режимів і при запуску компресор низького тиску має три поворотні напрямні апарати: вхідний 5, нульового ступеня 7 і першого ступеня 9, лопатки яких синхронно повертаються спільним механізмом залежно від статичного тиску повітря в проточній частині на виході з КВТ. З метою збільшення запасів стійкості КНТ на малих режимах у нульовому ступені застосований антизривний пристрій 6, для цієї ж мети за шостим ступенем встановлені два клапани 13 випуску повітря з проточної частини в атмосферу. Застосування цих пристроїв забезпечує необхідний запас стійкості турбокомпресора низького тиску.

Привод 3 призначений для передачі крутного моменту від електростартерів до ротора КНТ при запуску і для приводу всіх начіпних

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

механізмів під час роботи двигуна.

Компресор високого тиску (рис.1.5) – дев'ятиступінчастий, складається з переходника 1, корпусу КВТ 2, силового корпусу 3, заднього корпусу 5, ротора турбокомпресора 6.

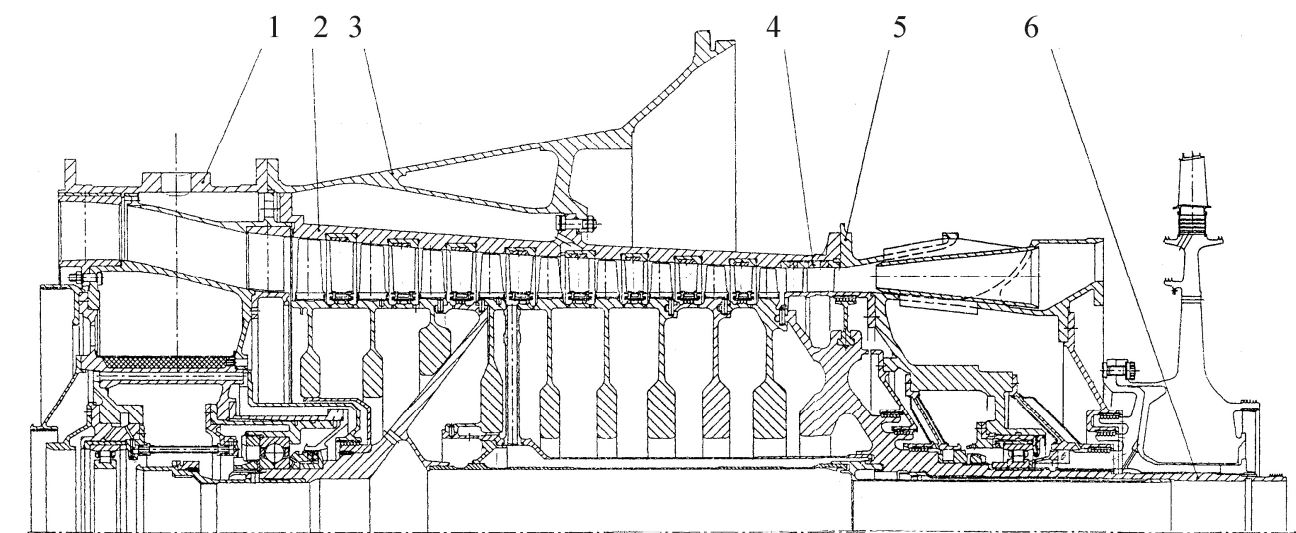


Рис.1.5. Компресор високого тиску:

1 – переходник; 2 – корпус КВТ; 3 – силовий корпус; 4 – випрямний апарат на виході з КВТ; 5 – задній корпус; 6 – ротор турбокомпресора високого тиску

Перехідник 1 призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску і розміщення напрямного апарата на виході з КНТ, задньої опори КНТ, передньої опори турбокомпресора високого тиску, вхідного напрямного апарата.

Корпус КВТ 2 являє собою обичайку, що має горизонтальне рознімання і служить для установки напрямних апаратів КВТ. До середнього фланця корпусу кріпиться силовий корпус 3, до заднього – задній корпус 5. На виході з корпусу компресора встановлений випрямний апарат 4, призначений для часткового зниження швидкості потоку повітря і забезпечення його осьового виходу в дифузор.

Силовий корпус 3 призначений для посилення конструкції в самому гарячому місці двигуна, а також використовується для кріплення на ньому комунікацій заднього корпусу.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Задній корпус 5 являє собою кільцевий дифузор, у якому відбувається зниження швидкості повітря і підвищення тиску перед входом до камери згоряння. У ньому розміщується задня опора турбокомпресора високого тиску, а також здійснюється відбір повітря на охолодження лопаток соплового апарата ТВТ.

У задньому корпусі за дев'ятим ступенем ротора розташована задня розвантажувальна порожнина КВТ, яка поєднана з порожниною перед диском турбіни високого тиску. Постановкою лабіринтових кришок різного діаметра досягається певна величина осьового зусилля на кульковий підшипник передньої опори КВТ.

Ротор 6 конструктивно поєднує ротори КВТ і ТВТ. Ротор КВТ – дисково-барабанний, складається із дисків, робочих лопаток, передньої цапфи, задньої цапфи. До ротора КВТ консольно прикріплений диск турбіни високого тиску. Передача крутного моменту від ротора ТВТ до ротора КВТ здійснюється через шлицьове сполучення.

У компресорах на границях масляних і повітряних порожнин у районах опор встановлені радіально-торцеві контактні ущільнення, які дозволяють зменшити безповоротні втрати масла, що іде у проточну частину, і знизити температуру масла в районах опор за рахунок зменшення прориву гарячого повітря в масляну порожнину.

Камера згоряння¹ (рис.1.6) – складається з кожуха камери згоряння 5, шістнадцяти жарових труб 6, розташованих у кільцевому просторі між зовнішнім і внутрішнім кожухами камери згоряння з невеликим підйомом голівки, шістнадцяти форсунок 4, що кріпляться до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби на корпусі КВТ, паливних колекторів першого і другого ступеня 2, трубок підведення, запалювачів.

Внутрішній кожух камери згоряння виконує роль екрана і формує необхідне поле швидкостей повітряного потоку. Складається з тонкостінної

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

оболонки і двох фланців. Переднім фланцем кожух кріпиться до корпусу КВТ, а заднім – спирається на зовнішню стінку корпусу заднього. На оболонці виконані кишені для проходу труб комунікацій задньої опори, розташованої під камерою згоряння.

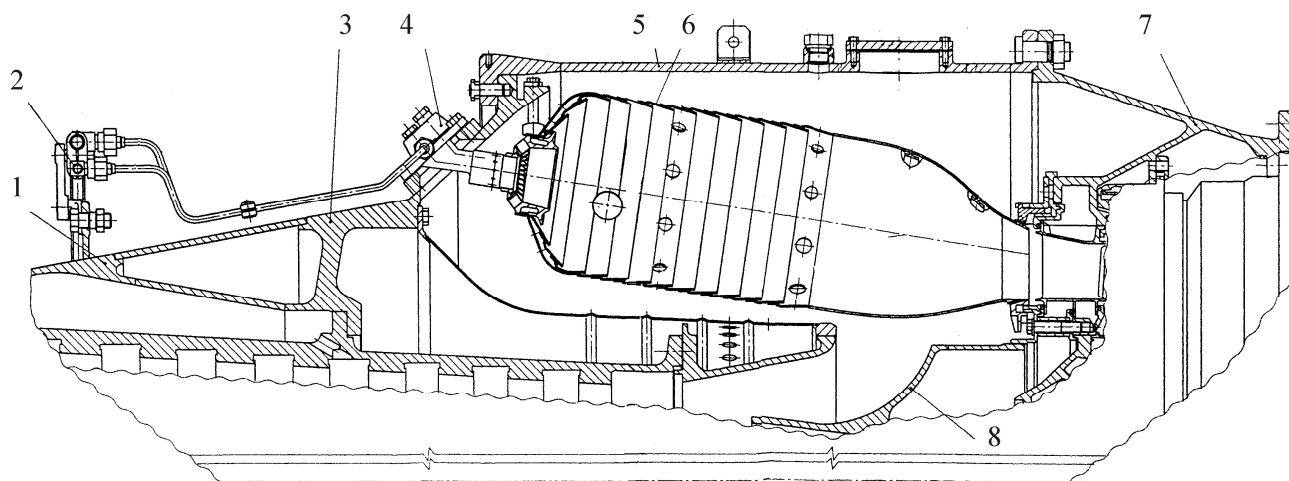


Рис.1.6. Камера згоряння:

1 – підвіска; 2 – паливні колектори; 3 – корпус КВТ; 4 – форсунка; 5 – кожух камери згоряння; 6 – жарова труба; 7 – силовий корпус; 8 – дифузор

Запалення палива в камері згоряння при запуску здійснюється двома запалювачами. Кожен запалювач забезпечує запалення паливоповітряної суміші в двох жарових трубах. Перекидання полум'я від однієї жарової труби до іншої здійснюється через полум'яперекидні патрубки жарових труб.

Подача і розпил палива здійснюються шістнадцятьма двосопловими двоканалними відцентровими форсунками 4. Застосування таких форсунок забезпечує якісний розпил палива у всьому діапазоні режимів роботи ГТД. Перший канал забезпечує запуск двигуна і роботу його на холостому ході. Інші режими роботи двигуна забезпечуються спільною роботою обох каналів.

Кожна жарова труба своєю хвостовою частиною (обоймою) телескопічно входить у проточки соплового апарата ТВТ. У головній частині втулкою завихровича вона спирається на ковпачок форсунки і двома фіксаторами

¹ Розглядається конструкція двигуна, що працює на рідкому паливі.

кріпиться до козирка корпусу КВТ. Така схема кріплення жарових труб забезпечує незмінне взаємоположення торця ковпачка форсунки і торця завихровича жарової труби. Температурне подовження жарової труби компенсується телескопічним сполученням жарових труб і корпусу соплового апарата ТВТ.

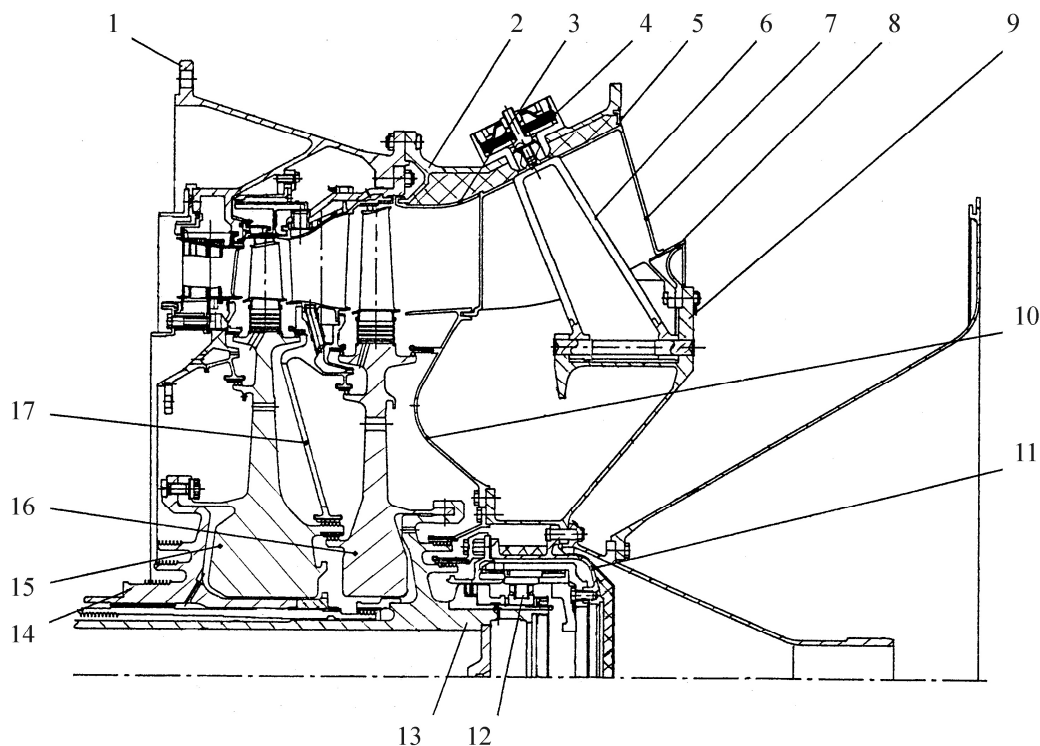


Рис.1.7. Турбіни високого і низького тисків:

1 – силовий корпус; 2 – корпус опорного вінця ТНТ; 3, 5 – зовнішній кожух; 4 – компенсатор; 6 – стійка; 7 – обтічник; 8 – внутрішній кожух; 9 – корпус опори; 10 – передня стінка; 11 – корпус підшипника; 12 – роликовий підшипник; 13 – вал ТНТ; 14 – цапфа ТВТ; 15 – диск ТВТ; 16 – диск ТНТ; 17 – діафрагма

Турбіна високого тиску (рис.1.7) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата і ротора. Сопловий апарат турбіни складається із силового корпусу 1, соплових лопаток, напрямного апарата.

Лопатки соплового апарата – охолоджувані. Охолодження вхідної крайки соплових лопаток плівкове, охолодження середньої частини лопаток і вихідної крайки використовує вихрову матрицю. Охолодне повітря до лопаток підводиться знизу. Напрямний апарат підводить охолодне повітря до робочих

лопаток турбіни.

Ротор ТВТ складається з диска 15, поєднаного болтами із цапфою 14. Цапфа з диском 15 встановлюється на цапфу компресора високого тиску і затягується гайкою. У пазах диска встановлені робочі лопатки турбіни.

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчата, складається із соплового апарата, ротора ТНТ і опорного вінця. Сопловий апарат турбіни складається з корпусу соплового апарата, блоків лопаток, діафрагми 17.

Блоки лопаток – охолоджувані, консольні, зібрані по три лопатки в одному блоці. Система охолодження профільної частини блоків лопаток формується вихровою матрицею. Охолодне повітря до блоків лопаток підводиться через п'ятий ступінь КВТ зверху. Частина охолодного повітря проходить через лопатки і надходить у напрямний апарат для підведення до робочих лопаток турбіни.

Ротор ТНТ складається з диска 16, вала 13, робочих лопаток. Вал з диском поєднані штифтами. У пазах диска встановлені робочі лопатки.

Опорний вінець призначений для розміщення задньої опори ротора й утворює проточну частину між ТНТ і силовою турбіною. Він складається з корпусу 2 і дев'яти обтічників 7. Через шість з дев'яти обтічників проходять силові стійки 6, пов'язані з корпусом за допомогою компенсаторів 4 теплових розширень, через три інших обтічники проходять: труба підведення повітря, труба підведення масла і труба зливу масла.

Силова турбіна (рис.1.8) – осьова, чотирьохступінчата, складається із соплових апаратів, ротора й опорного вінця.

Ротор турбіни – консольного типу, складається з вала 10, до якого кріпляться попарно диски 1-4-го ступенів. У ялинкові пази, виконані на ободах дисків, вставлені робочі лопатки. Консольність силової турбіни поліпшує модульність конструкції двигуна, оскільки дозволяє в експлуатації при необхідності змінювати тільки газогенератор, не демонтуючи силову турбіну.

Опорами ротора служать роликовий підшипник 11, кульковий підшипник

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

7 і упорний підшипник ковзання 8. На кінці ротора розташована пружна муфта 9, призначена для передачі крутного моменту від вала силової турбіни до споживача, а також для компенсації зламів і неспіввісності¹ валів.

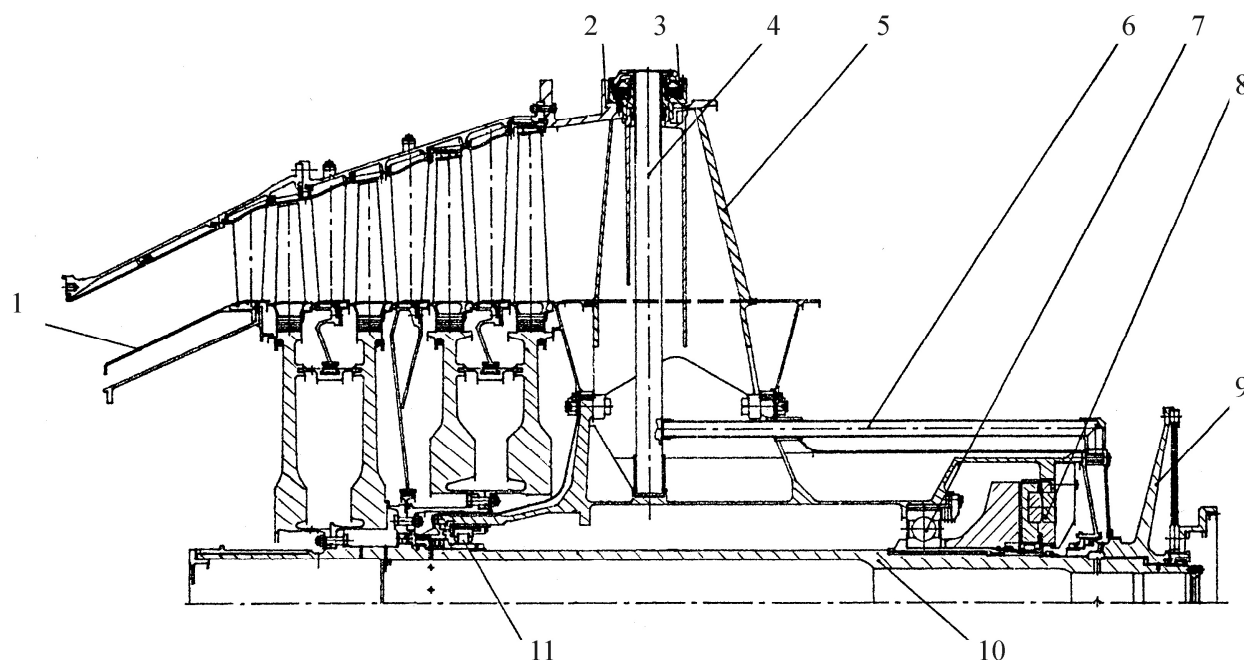


Рис.1.8. Силова турбіна:

1 – внутрішній кожух; 2 – корпус опорного вінця; 3 – компенсатор; 4, 6 – труба підведення повітря; 5 – стійка-обтічник; 7 – кульковий підшипник; 8 – упорний підшипник ковзання; 9 – пружна муфта; 10 – вал; 11 – роликовий підшипник

Опорний вінець турбіни складається з корпусу 2, компенсатора 3, дев'яти стійок-обтічників 5, внутрішнього кожуха і корпусу підшипників, у якому розташовані опори ротора.

Напрямок обертання силової турбіни – лівий або правий.

Високу готовність до дії двигуна забезпечують:

- циркуляційна система змащення з начіпним і електроприводним маслоагрегатами;
- паливна система з черпаковим паливним насосом;
- прилади контролю й автоматичного захисту;
- електричний (~380 В, 3х70 кВт) або пневматичний стартер для розкручування контуру низького тиску.

¹ Поєднувальна муфта допускає перекіс валів до 0,5° і осьовий зсув до 5 мм.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.42313.01.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегату	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Леонов Ю.О.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ
ТА СХЕМИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

2.1. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

Для привода генератора електричного струму електростанції доцільно прийняти газотурбінний агрегат, виконаний за простим термодинамічним циклом. Це пояснюється такими перевагами газотурбінних агрегатів данного типу:

- невеликими масою та розмірами;
- невеликими витратами на монтаж і обслуговування;
- високою маневреністю.

Компактність і невелика маса газотурбінних агрегатів простого термодинамічного циклу дозволяє здійснювати їхнє повне збирання і випробовування на турбінному заводі з наступною доставкою у вигляді єдиного модуля до місця призначення залізничним, автодорожнім або повітряним транспортом.

Парові турбіни та газотурбінні агрегати з утилізацією тепла поставляються численними вузлами і деталями, монтаж як їх самих, так і численного допоміжного устаткування і зв'язків між ними займає у кілька разів більше часу, ніж для ГТА простого циклу.

Обслуговування газотурбінних агрегатів простого циклу істотно простіше, ніж парових турбін та газотурбінних агрегатів з утилізацією тепла. В енергетичній установці з ГТА простого циклу відсутні або спрощені кілька систем, що вимагають постійного спостереження. Деякі елементи (наприклад, паливна апаратура, форсунки, органи керування і т.п.) хоча і складніше (ніж в паротурбінних установках), але вимагають меншого догляду.

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ

Оптимізацію параметрів циклу газотурбінного агрегата виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Алгоритм програми GTA1CC дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якого проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу.

Алгоритм програми передбачає розв'язання задачі оптимізації простої схеми ГТА методом сканування. При цьому на точність і тривалість процесу розв'язання впливають вибір інтервалу і кроку пошуку. Область зміни параметра π_k - інтервал пошуку, в якому очікується максимум η_e , - завжди може бути зазначена з великою вірогідністю. Крок сканування $\Delta\pi_k$ варто підбирати емпірично.

На рис.2.1 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_2}, c_{p_6}, k_2, k_6$.. Перевірка необхідності здійснювати охолодження турбін ГТД виконується блоком 6. Якщо охолодження турбін необхідне, то в блоці 7 виконується розрахунок потрібної кількості охолоджуючого повітря, коректується ККД турбін, оцінюється кількість охолоджуваних вінців турбін. В іншому випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, де відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_e . Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язування методом Ньютона. Якщо задана

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

точність розв'язку ε_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення $K_{O_{i+1}}$ або $K_{D_{i+1}}$ здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні параметра π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл rzgtalcc.dat. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

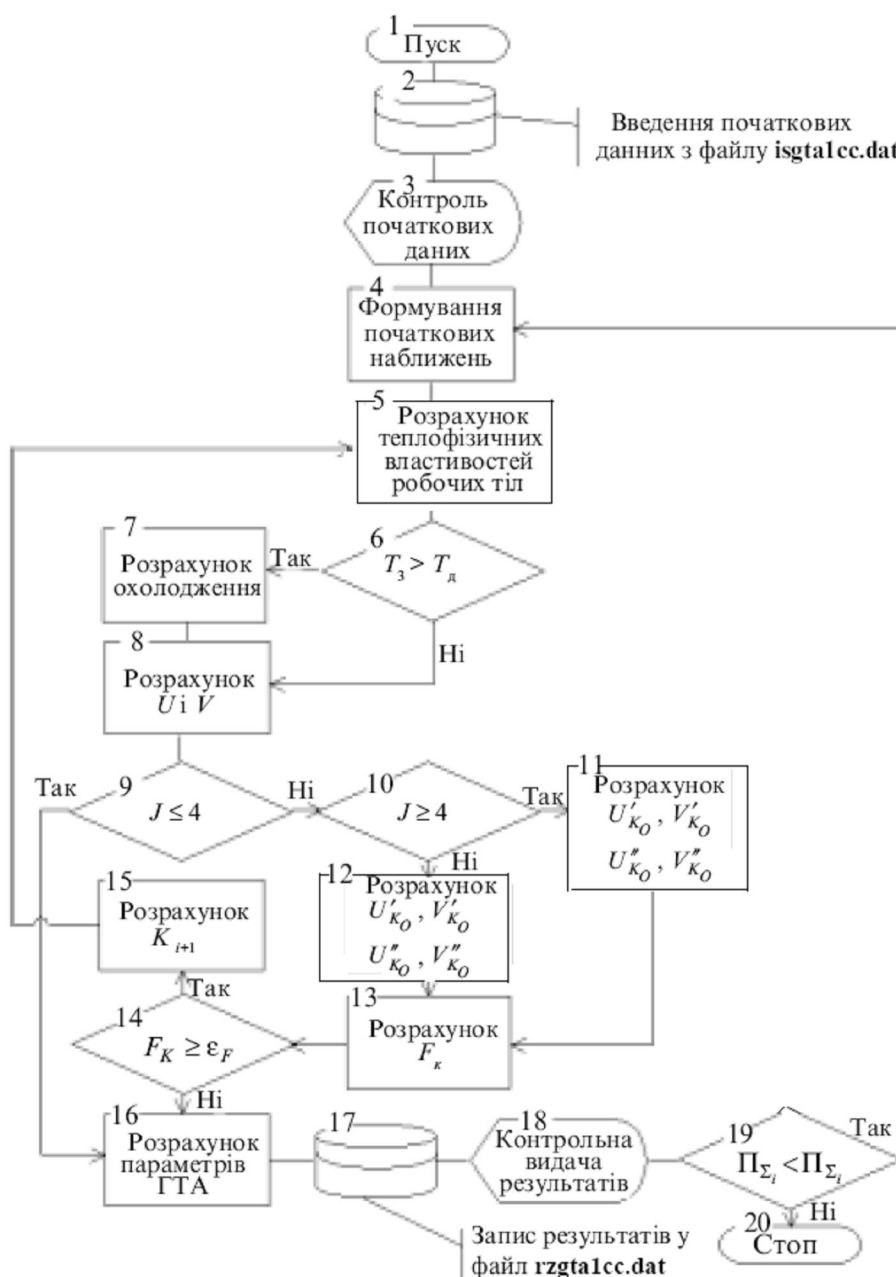


Рис.2.1. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 2.1

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ ГТД	α_0	—
BD	Недогрів газу в КЗПП	Δ_d	град
BO	Недоохолодження повітря в ППО	Δ_o	град
EGE	Питома витрата охолоджуючого повітря	g_e	—
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	—
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску (КВПТ) для ППО	U_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	U_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	U_{zv}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	U_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	U_{kz}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	U_{kznp}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	U_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	U_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	U_m	—
HU	Питома потужність ГТА	N_{nut}	кВт/(кг/с)
J	Ознака схеми ГТА	J	—
KO	Параметр розподілу роботи компресора	K_o	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	K_d	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	n_{ox}	—
ONPT	Відносна потужність ПТ	$\overline{N}_{пт}$	—
QK	Загальний ступінь підвищення тиску у циклі (ЗСПТ)	π_k	—
QKH	Початкове значення ЗСПТ	π_{k_n}	—
QKK	Кінцеве значення ЗСПТ	π_{k_k}	—
R	Ступінь регенерації	r	—
SQK	Крок спуска по ЗСПТ	$\Delta\pi_k$	—
TD	Допустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_a	К
T2	Температура повітря за компресором	T_2	К
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{кз}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	—
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	—
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_t}	—
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	—
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nt}	—

Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у табл.2.1.

Для проведення розрахунків за програмою GTA1CC студенту необхідно підготувати комплект початкових даних.

Початкові дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файлу isgtalcc.dat, що знаходиться в директорії GRUP5, розміщений в каталозі STUDENT, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файлу isgtalcc.dat здійснюється екранним редактором. При використанні програмної оболонки "Norton Commander" це може бути її вбудований редактор, викликуваний натисканням функціональної клавіші [F4], або редактор мови ФОРТРАН 77 WEDIT, використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні компілятора WATFOR 77/87 це файл watfor77.exe, що знаходиться в директорії компілятора.

Запуск програми на рахунок здійснюється файлом gtalcc.exe, розміщеним в директорії SAPRTA, що також знаходиться у вищезгаданому каталозі STUDENT. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних

даних у формі, аналогічній змісту файла isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщається в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GR4231\isgtalcc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe.

Значення вихідних параметрів наведені в табл.2.2.

Таблиця 2.2

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1450
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1090
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,995
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,995
КВПТ для вхідного пристрою	0,985
КВПТ для переходника між компресорами	0,995
КВПТ для камери згоряння	0,960
КВПТ для опорних вінців турбін	0,995
КВПТ для газовихлопного пристрою	0,985
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,025

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис.2.2 та рис.2.3) –

					142.42313.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі.

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 27$: $\eta_{e \max} = 0,38547$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 275,5 \text{ кВт/(кг/с)}$. Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 23$, якій відповідає $\eta_{e, \text{роз}} = 0,38339$ та $N_{\text{пит}} = 290,4 \text{ кВт/(кг/с)}$.

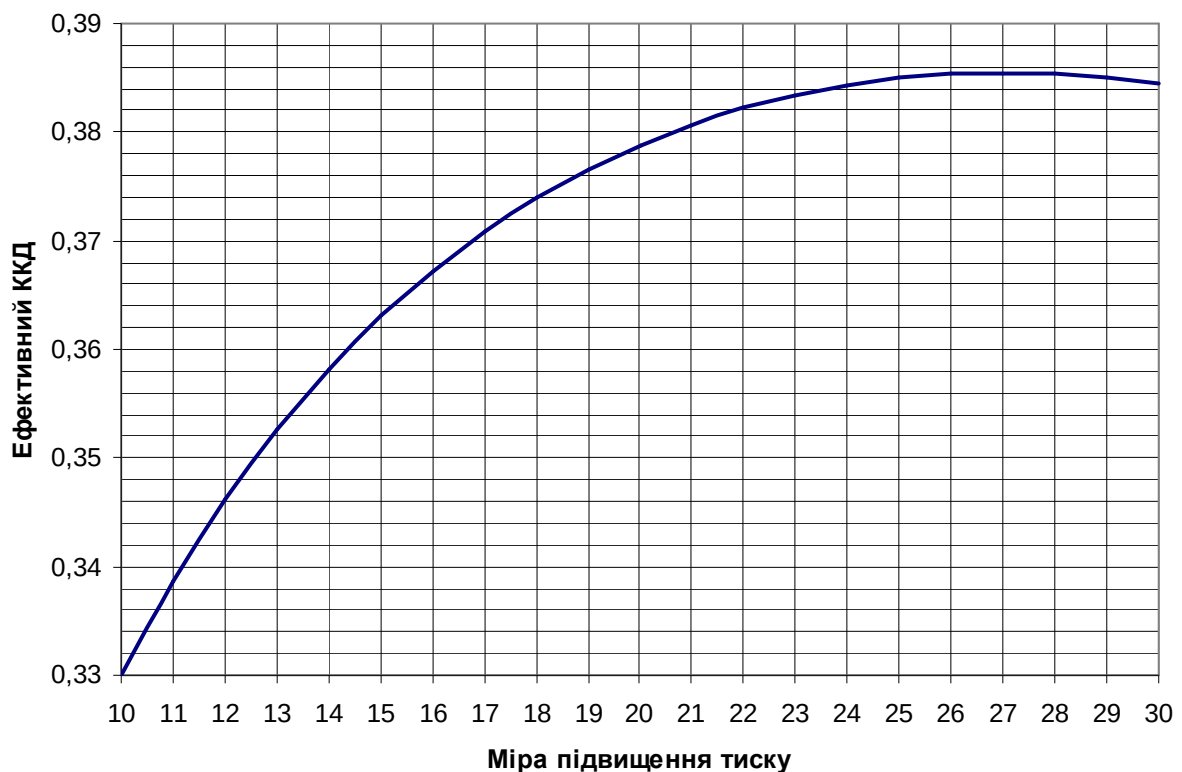


Рис.2.2. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e, \max} - \eta_{e, \text{роз}}}{\eta_{e, \max}} = \frac{0,38547 - 0,38339}{0,38547} \cdot 100\% = 0,540\%,$$

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

що не перевищує норму 0,5...1,0%, а збільшення питомої потужності становить

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{290,4 - 275,5}{275,5} \times 100\% = 5,41\%.$$

Зменшені значення π_k дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи його компресорного блока.

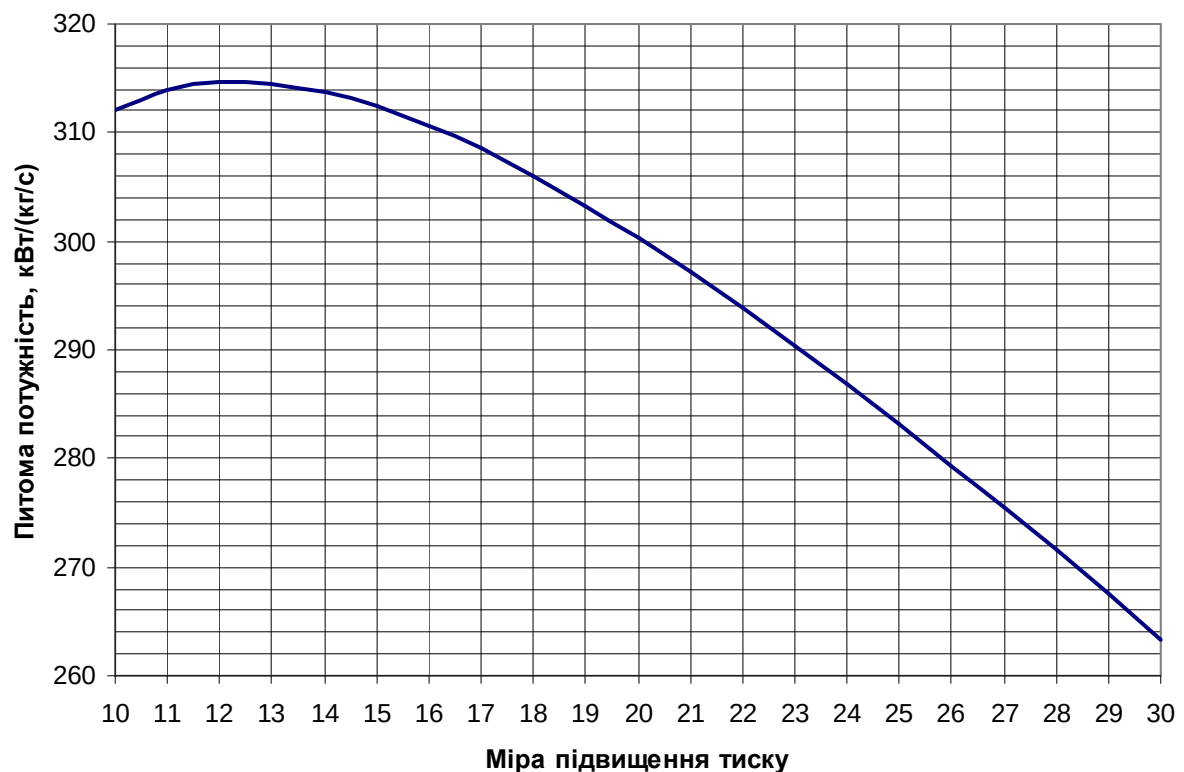


Рис.2.3. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

Тепловий проектувальний розрахунок ГТА на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для її основних агрегатів: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик газотурбінного агрегата, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного агрегата, його питома потужність.

Структурна схема газотурбінного агрегата наведена на рис.2.4, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.2.5. Результати розрахунків зведено до табл.2.3.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 20 000 кВт, початкова температура газу – 1450 К, базовий двигун – UGT 25000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 23.

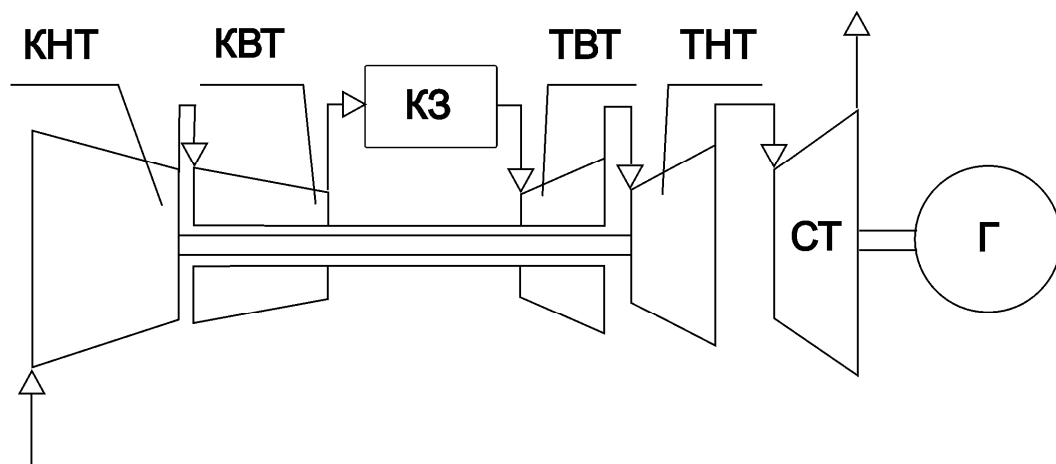


Рис.2.4. Структурна схема газотурбінного агрегата:

КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; Г – генератор електричного струму

					142.42313.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

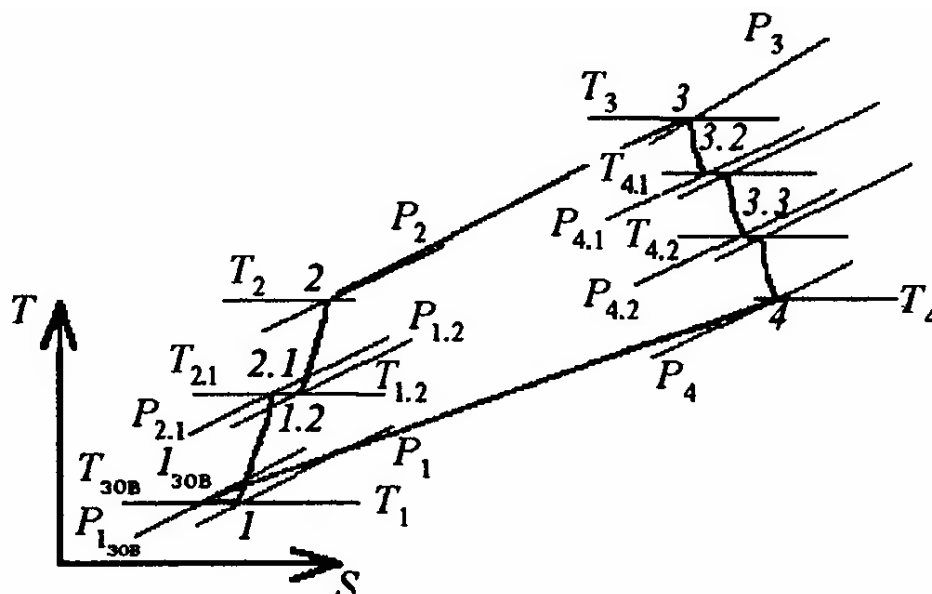


Рис.2.5. Термодинамічний цикл газотурбінного агрегата

Таблиця 2.3

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі π_{Σ}	Приймається [5]	23	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1450	-
3. Температура зовнішнього повітря T_{30B} , К	Приймається [5]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря P_{30B} , МПа	Приймається [5]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [5]	1090,0	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$	Приймається [5]	0,9000	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [5]	0,9950	-
8. КВІТ у входному пристрої $v_{вх}$	Приймається [5]	0,9850	-
9. КВІТ у переходнику компресора v_k	Приймається [5]	0,9950	-
10. КВІТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [5]	0,9600	
11. КВІТ опорного вінця ТНТ $v_{т2}$	Приймається [5]	0,9950	
12. КВІТ опорного вінця СТ $v_{т3}$	Приймається [5]	0,9950	
13. КВІТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [5]	0,9850	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{т1}$	Приймається [5]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{т2}$	Приймається [5]	0,9000	
16. Внутрішній ККД СТ $\eta_{т3}$	Приймається [5]	0,9100	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [5]	0,9950	
18. ККД електрогенератора η_p	Приймається [5]	0,9700	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\kappa 2}$	Приймається [5]	0,9900	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [5]	0,0250	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [5]	50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [5]	17,18	
23. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Задається завданням	20 000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\kappa 2}$	Приймається [5]	4,400	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\kappa 1}$	$\pi_{\kappa \Sigma} / \pi_{\kappa 2}$	5,2273	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,4000	1,3959
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\kappa 1}$	$\frac{\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}$ $\pi_{\kappa 1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1$	0,8748	0,8750
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{\kappa 1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{\kappa 1}}$	198,87	196,98
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{\kappa 1}$	486,87	484,98
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{3ов} + \frac{\Delta T_{\kappa 1} \cdot \eta_{\kappa 1}}{2}$	374,99	374,18
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,012	1,012
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3959	1,3959
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{3ов} \cdot \nu_{вх}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{\kappa 1}$	0,522	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3800	1,3737
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{\kappa 2}$	$\frac{\pi_{\kappa 2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{\kappa 2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}$ $\pi_{\kappa 2}^{k_{п2}\eta_{ак}} - 1$	0,8784	0,8761

142.42313.01.КР

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1.2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	279,23	274,80
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1.2} + \Delta T_{к2}$	764,21	759,78
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2.1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	607,62	605,35
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,055	1,055
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3737	1,3737
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1.2}$, МПа	$P_{2.1} \cdot \nu_{к}$	0,5190	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1.2} \cdot \pi_{к2}$	2,283	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{пр\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,235	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $C_{рп} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3})$	1,120	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $C_{рп} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}^{вх})$	1,036	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{рп} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{рп} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^n \cdot \eta_{к3} - \left[C_{пр\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{рп} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0181	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	3,208	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{к3}$	2,192	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ(з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [5]	2 (4,7)	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_{д} > 100$	1,30	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{т1}$	Приймається	0,900	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox1}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$	0,063	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$	1345,0	
55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}	Приймається [5]	2 (3,3)	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T'_{3,2} - T_d > 100$	1,30	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,05	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}	Приймається [5]	0,98	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox2}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$	0,0298	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{к3}$	$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$	0,887	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{к3}}{\alpha_{к2}}$	0,912	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{к3} + g_{ox1} + 0,006$	0,971	
63. Коефіцієнт витрати газу для СТ β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$	1,0051	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{св}$	$\beta_{t3} + 0,004$	1,0091	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{ср.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,91 \Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$	1327,9	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{ср.т1}, \alpha)$	1,262	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ k_{t1}	$\frac{c_{pz1}}{c_{pz1} - R_T}$	1,2956	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{м1}}$	0,9213	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	253,19	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1216,8	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*, \alpha)$	1,234	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*)$	1,187	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$, К	$\frac{\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{t1}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} ^{T_{4,1}^*} (\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$	1185,3	
74. Міра розширення газу у ТВТ π_{t1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{t1}}{T_3 \cdot \eta_{t1} - \Delta T_{t1}} \right)^{\frac{k_{d1}}{k_{d1}-1}}$	2,597	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{k3}$	2,192	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{t1}}$	0,844	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3,2}$, К	$T_{3,2} = T_{4,1}$	1185,3	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{k1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$	1096,7	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{pr2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,220	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_r}$	1,3090	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$	0,8583	
82. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{t2} ,	$C_1 \cdot \Delta T_{k1}$	169,07	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4,2}^?$, К	$T_{3,2} - \Delta T_{t2}$	1016,3	
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*, \alpha)$	1,196	
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*)$	1,145	
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{pr} ^{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	1007,7	
87. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2}-1}}$	2,0772	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot v_{t1}$	0,8440	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$	0,4063	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
90. Тиск газу перед турбіною нагнітача $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{t2}$	0,4043	
91. Температура газу перед СТ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	1007,7	
92. Тиск газу за СТ P_4 , МПа	$\frac{P_{30B}}{v_{TB}}$	0,1034	
93. Міра розширення газу в СТ π_{T3}	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	3,911	
94. Середня температура газу для процесу розширення в СТ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	889,72	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в СТ c_{pr3} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,175	1,174
96. Показник ізоентропи процесу розширення в СТ k_{r3}	$\frac{c_{pз3}}{c_{pз3} - R_r}$	1,325	1,325
97. Температурний перепад у СТ ΔT_{T3} , К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{T3}^{\frac{k_{r3}-1}{k_{r3}}}} \right) \cdot \eta_{T3}$	260,54	260,73
98. Температура газу за СТ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{T3}$	747,13	746,94
99. Середнє значення температури процесу розширення в СТ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{T3}}{2 \cdot \eta_{T3}}$	877,40	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pr3} \cdot \Delta T_{T3} \cdot \beta_{t3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	301,52	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	82,91	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$	81,67	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	80,85	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$	72,42	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$	4729,9	
106. Витрата газу через ТВТ G_{T1} , кг/с	$\beta_{t1} \cdot G_{к2}$	73,73	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox1}$	5,106	
108. Витрата газу через ТНТ G_{T2} , кг/с	$\beta_{t2} \cdot G_{к1}$	79,33	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox2}$	2,408	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
110. Витрата газу через силову турбіну $G_{\text{ТЗ}}$, кг/с	$\beta_{\text{ТЗ}} \cdot G_{\text{к1}}$	82,09	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{\text{ГВ}}$, кг/с	$\beta_{\text{ГВ}} \cdot G_{\text{к1}}$	82,41	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{\text{нал}_{200}} / N_e$	0,1892	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3803	

					142.4231з.01.КР					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Габаритний розрахунок двигуна та його компоновання			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Леонов Ю.О.									
Керівник	Патлайчук В.М.									
								НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 3

ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів турбоагрегату виконуються його габаритний розрахунок і компоновання. У першу чергу для ГТД проводяться розрахунки, в процесі яких визначаються радіальні та осьові розміри компресорів, камер згоряння, турбін. При цьому оцінюється число ступенів компресорів і турбін, частоти обертання їх роторів, число жарових труб у камерах згоряння. За результатами цих розрахунків одержують дані для виконання компоновання ГТД і креслення меридіанного перерізу його проточної частини.

При компонованні ГТД і кресленні його меридіанного перерізу конструктивно визначають габарити перехідників компресорів та опорних вінців турбін, орієнтуючись на конструкції існуючих морських ГТД. У процесі проектування ГТД слід прагнути, щоб напрямок середньої лінії течії в проточній частині не мав різких зламів. Різкі зміни напрямку потоку робочого тіла по тракту ГТД, викликані значними коливаннями величин середніх діаметрів агрегатів, які стикуються між собою, призводять до підвищених утрат повного тиску і, як наслідок, до зменшення ККД циклу ГТА.

3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Розрахунки габаритних розмірів компресорів ГТД здійснюються послідовно, починаючи з КНТ. Для виконання цих розрахунків необхідні наступні параметри, які визначаються на етапі детального теплового проектувального розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності:

КНТ: тиск повітря на вході в КНТ $P_1 = 0,0998$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2 = 0,522$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

температура повітря за КНТ $T_2 = 484,98$ К; витрата повітря через КНТ $G_k = 81,67$ кг/с.

КВТ: тиск на вході в КВТ $P_1 = 0,519$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 2,283$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1 = 484,98$ К; температура повітря за КВТ $T_2 = 759,78$ К; витрата повітря через КВТ $G_k = 80,85$ кг/с.

Розрахункова схема компресора наведена на рис.3.1. Результати розрахунку зведені до табл.3.1.

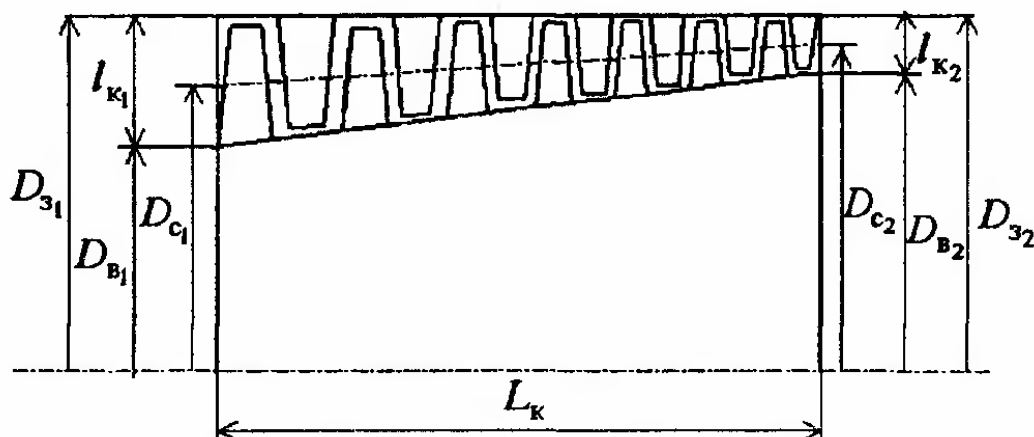


Рис.3.1. Розрахункова схема компресора

Таблиця 3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{з1}$, м/с	Приймається [5]	295	250
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,50
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{з1}$	147,5	125
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,402	1,384
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора λ_{ca1}	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,475	0,311
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{ca1})$	$\lambda_{ca1} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,681	0,472

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,5046	0,1807
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{\text{вТ}}$	Приймається [5]	0,45	0,70
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - d_{\text{вТ}}^2)}}$	0,898	0,672
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{\text{в1}}$, м	$\bar{d}_{\text{вТ}} \cdot D_{31}$	0,404	0,470
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{\text{с1}}$, м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{\text{в1}})$	0,651	0,571
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{\text{к1}}$, м	$(D_{31} - D_{\text{в1}}) / 2$	0,247	0,101
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	6277	7108
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається [5]	BT3-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається [5]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається [5]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	112,7	89,5
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\sigma_k / \sigma_{\text{к1}}$	8,61	10,62
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9?1,0) c_{a1}$	140,1	118,8
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,387	1,359
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,348	0,237
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n + 1}{2} \left(1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$	0,523	0,472

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,1637	0,0666
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$ $D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,898 0,773 0,835	
	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,470 0,553 0,512
	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,062	0,041
26. Міра підвищення тиску в компресорі π_k	Приймається [5]	5,227	4,40
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора $\pi_{k_{ст}}$	Приймається [5]	1,21	1,17
28. Число ступенів компресора z_k	Ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{k_{ст}}}$	9	9
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{ck} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,3342	0,1237
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{31}$ $D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$ $D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	0,898 0,617 0,757	
	$D_{6c} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,470 0,615 0,543

Продовження табл.3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{\text{кк}}, \text{м}$	$(D_{\text{зс}} - D_{\text{вс}})/2$	0,141	0,073
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{\text{лк}}$	$D_{\text{сс}}/l_{\text{кк}}$	5,388	7,483
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стк}}$	$0,087353 + 0,02604 v_{\text{лс}} + 0,00092 v_{\text{лс}}^2 + 0,00004 v_{\text{лс}}^3$	1,047	1,137
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стк}}, \text{м}$	$l_{\text{кк}} \cdot \bar{L}_{\text{стк}}$	0,147	0,082
35. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{к}}, \text{м}$	$L_{\text{стк}} \cdot z_{\text{к}}$	1,324	0,824
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{в.п.}}, \text{м}$	$0,20 \cdot D_{\text{з1}}$	0,197	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{п.к.к.}}, \text{м}$	$0,46 \cdot D_{\text{з1}}$	0,404	—
38. Довжина перехідника компресора $L_{\text{п.к.}}, \text{м}$	$0,27 \cdot D_{\text{з2}}$	0,305	—

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Габаритний розрахунок камери згоряння ГТД проводиться з використанням статистичних даних щодо існуючих конструкцій камер згоряння.

Протитокова трубчасто-кільцева камера згоряння розміщується над задньою частиною КВТ. Тут потік повітря перед входом у фронтний пристрій жарової труби робить поворот на 360° : 180° в осерадіальному дифузори і кільцевому каналі між зовнішніми та внутрішніми кожухами і ще на 180° при вході в жарову трубу через фронтний пристрій. З огляду на надзвичайно потужний вихровий рух повітря в міжтрубному просторі, що сприяє рівномірному розподілу вторинного повітря в жарових трубах, середній діаметр розміщення жарових труб тоді беруть середньогометрічним. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 72,42$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год} = 4730$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф} = 80,85$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,995$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 50032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$.

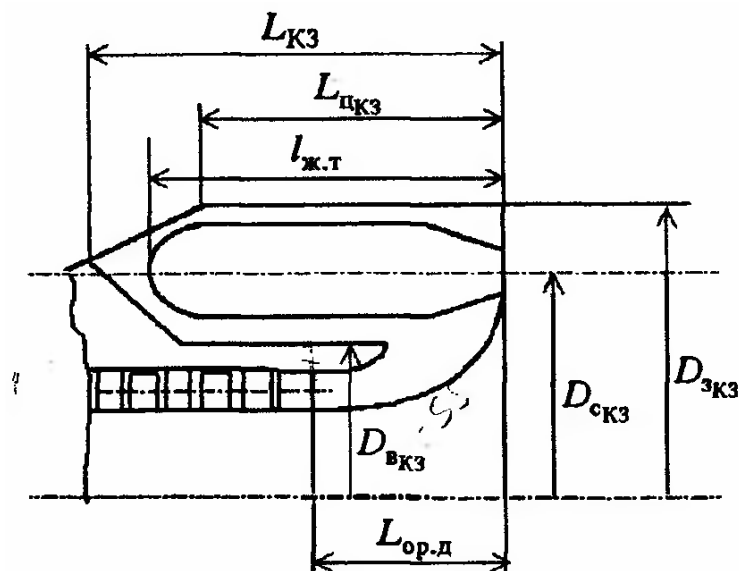


Рис.3.2. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.3.2, результати розрахунку зведені до табл.3.2.

Таблиця 3.2

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	2,283·10 ⁶				
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900				
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,11457				
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	12	14	16	18	20
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,009548	0,008184	0,007161	0,006365	0,005729
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7				
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3				
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,180	0,171	0,163	0,157	0,151
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,539	0,512	0,489	0,471	0,454
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,045	0,043	0,041	0,039	0,038
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{сз}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,867	0,958	1,045	1,129	1,210
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.25)	1,20				
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	27,087				
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	53,766				

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кз ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$	0,304	0,320	0,334	0,348	0,360
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{\text{кз ж.т.}}$	0,760	0,799	0,836	0,870	0,901
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{зкз}}$, м	$D_{\text{с кз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	1,146	1,224	1,299	1,374	1,447
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{вкз}}$, м	$D_{\text{с кз}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,588	0,692	0,791	0,884	0,973
19. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}$, м	$0,51 \cdot D_{\text{с2 кет}}$	0,215				
20. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$	0,619	0,588	0,563	0,541	0,522

Приймаємо число жарових труб $n_{\text{ж.т.}} = 14$.

3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

З розрахунку теплової схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо наступні вихідні дані для габаритного розрахунку турбін:

ТВТ: витрата газу через ТВТ $G_T=73,73$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox}=5,106$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3=1470$ К; температура газу за ТВТ $T_4=1185$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3=2,192$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4=0,844$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T=0,88$;

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T=79,33$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox}=2,408$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3=1185$ К; температура газу за ТНТ $T_4=1008$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3=0,844$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4=0,406$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T=0,90$;

СТ: витрата газу через СТ $G_T=82,09$ кг/с; температура газу перед СТ $T_3=1008$ К; температура газу за СТ $T_4=747,1$ К; тиск газу перед СТ $P_3=0,404$ МПа; тиск газу за СТ $P_4=0,1030$ МПа; внутрішній ККД СТ $\eta_T=0,91$.

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для газотурбінного двигуна електростанції визначається частотою обертання обраного генератора електричного струму. Для двохполюсного генератора, який виробляє перемінний електричний струм частотою 50 Гц, така частота обертання становить 3000 об/хв.

Розрахункова схема осьових турбін газотурбінного двигуна наведена на рис.3.3.

Середні діаметри на вході в ТНТ та СТ визначають при компонуванні всієї турбінної частини ГТД. Для ТНТ величина середнього діаметру на вході може бути рівною середньому діаметру на виході з ТВТ або бути більшою від нього на 5...20%. У вільній силовій турбіні середній діаметр на вході завжди більший від середнього діаметра на виході з ТНТ.

					142.42313.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

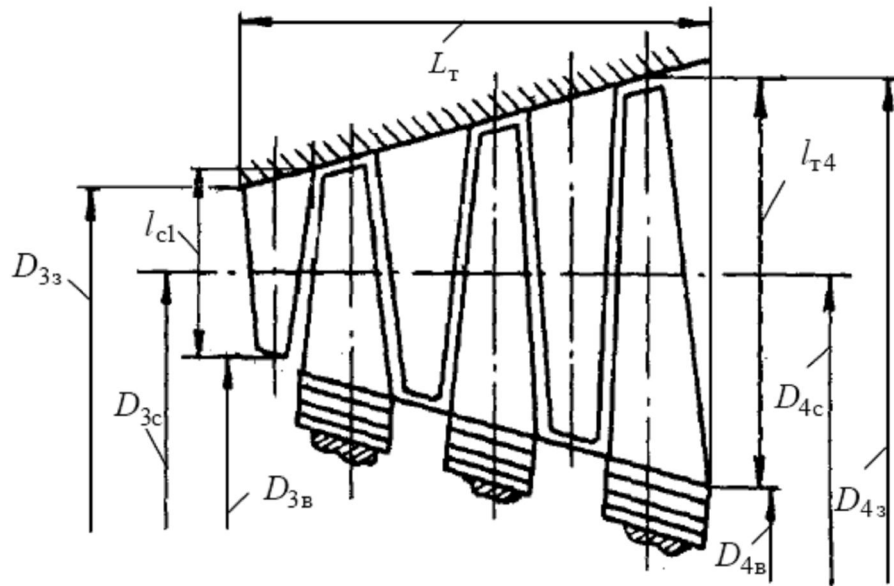


Рис.3.3. Розрахункова схема турбін високого та низького тисків ГТД

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.3.3.

За результатами розрахунків викреслюємо меридіанний переріз проточної частини для кожної з розрахованих турбін і погоджуємо між собою габаритні розміри вихідних та вхідних перерізів для забезпечення плавності середньої лінії в проточній частині ГТД.

Осьові габарити опорних вінців ТНТ і СТ варто визначати конструктивно, орієнтуючись на двигун-прототип. На осьовий габарит опорного вінця СТ значною мірою впливає конструкція її ротора і заднього підшипникового узла.

Таблиця 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	1	1	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний тепловий перепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_p \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	$3,633 \cdot 10^5$	$2,293 \cdot 10^5$	$3,374 \cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня ν_T	Приймається [5]	21	8	6

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_k	Приймається [5]	0,02	0,03	0,04
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2 \cdot v_r - 1}{v_r^2}$	0,128	0,264	0,346
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,97	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_r} (1 - \rho_1)}$	714,5	522,7	322,3
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_T}$	1,315	1,312	1,329
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,998	0,839	0,560
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається [5]	14	14	20
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{r3} - 1)}{(\kappa_{r3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}}$	0,999	0,970	0,776
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,136	0,351	0,616
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,958	0,958	1,095
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,045	0,117	0,179
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,047	0,122	0,188
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	20,26	7,82	5,82
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,547	0,660	0,718
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	7108	6277	3000
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	356,6	314,9	212,1
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,499	0,602	0,658
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	1,096	1,095	1,091

142.42313.01.КР

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	1,003	1,075	1,274
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{β_3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	0,913	0,841	0,916
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{m3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{m3} , К	Приймається $T_{m3} = T_d$	1090	1090	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{m3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	410
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{m3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m3}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_{3c}}$	3,57	1,77	4,80
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	207,4	151,7	121,3
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_\Gamma}$	1,312	1,329	1,344
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,333	0,264	0,244
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,505	0,408	0,377
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_t + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,162	0,397	1,448
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{m4} , К	Приймається $T_{m4} = T_d$	1090	1090	
	$1,07 \cdot T_4$			900
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{m4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	247	247	617
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{m4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m4}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_4}$	2,99	1,56	3,07

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$
	$D_{c4} = D_{c3}$	0,958	0,958	
	$D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,904	0,826	
	$D_{з4} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,012	1,090	
	$D_{в4} = D_{в3}$			0,916
	$D_{з4} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$			1,638
	$D_{c4} = 0,5(D_{в4} + D_{з4})$			1,277
39. Висота останньої лопатки турбіни $l_{т4}$, м	$(D_{з4} - D_{в4})/2$	0,053	0,132	0,361
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня $v_{т4}$	$D_{4c} / l_{т4}$	17,80	7,26	3,54
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,149	0,374	1,032
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$
	$D_{cc} = D_{зc}$	0,958	0,958	
	$D_{вc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,909	0,834	
	$D_{зc} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	1,007	1,082	
	$D_{вc} = D_{в3}$			0,916
	$D_{зc} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4}{\pi} F_{cm}}$			1,467
	$D_{cc} = 0,5(D_{вc} + D_{зc})$			1,192
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тc}$, м	$(D_{зc} - D_{вc})/2$	0,049	0,124	0,276
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня $v_{тc}$	$D_{cc} / l_{тc}$	19,38	7,71	4,32

45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стт}}$	$0,23065+0,05899v_{\text{тс}}+0,00331v_{\text{тс}}^2$ + $+0,00003 v_{\text{тс}}^3$	2,399	0,868	0,545
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стт}}, \text{м}$	$l_{\text{тс}} \cdot \bar{L}_{\text{стт}}$	0,119	0,108	0,150
47. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{т}}, \text{м}$	$L_{\text{стт}} \cdot z_{\text{т}}$	0,119	0,108	0,601

Ескіз поздовжнього перерізу газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис.3.4.

И-в № подл.	Подп. и дата	Взам. инв №	И-в № дудл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

14.2.42313.01.KP

M 115

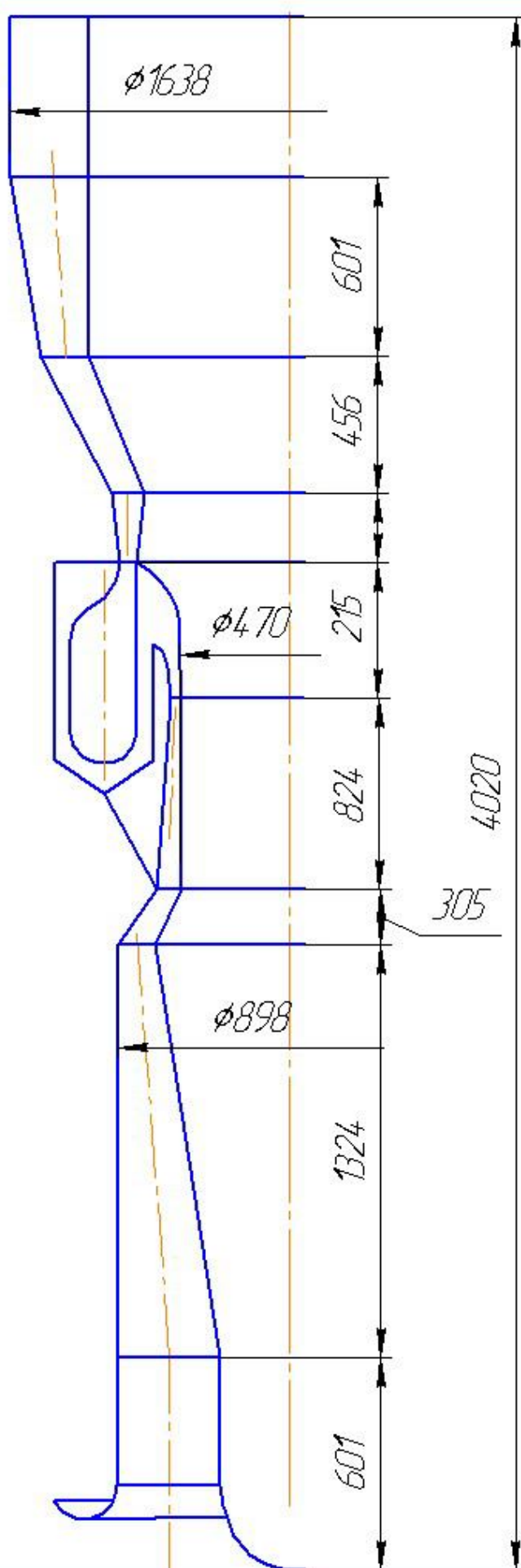


Рис.3.4. Ескіз поздовжнього перерізу ГТД

14.2.42313.01.KP

Копіював

Формат А4

Лист

					142.42313.01.КР					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термогазодинамічний розрахунок турбіни низького тиску			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Леонов Ю.О.									
Керівник	Патлайчук В.М.									
								НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих турбін газотурбінного агрегата проводиться після наближеного проектування його в цілому. На цьому етапі кваліфікаційної роботи у ролі вихідних використовуються дані, отримані протягом попереднього розрахунку теплової схеми ГТА на номінальному режимі (витрата робочого тіла, тиск, температура та ін.), та параметри, що були визначені у третьому розділі при габаритно-компоновочному проектуванні турбінної частини (частота обертання ротора, середній діаметр ступеня).

Розрахунок одноступінчастої турбіни полягає у послідовному дослідженні процесів у сопловому апараті і в робочій решітці. В результаті цих розрахунків визначаються: для соплового апарата – абсолютна швидкість виходу c_1 і втрати енергії q_c ; для робочої решітки – відносні швидкості входу w_1 і виходу w_2 , абсолютна швидкість виходу із ступеня c_2 та втрати енергії q_p . Водночас визначаються кути входу та виходу потоку із решіток, необхідні для побудови трикутників швидкостей. В кінці розрахунку мають бути визначені камерні втрати, колова та внутрішня роботи ступеня, коловий та внутрішній ККД, а також довжина та кількість соплових і робочих лопаток та потужність ступеня.

При розрахунку камерних втрат в ступені необхідно враховувати особливості його конструктивного виконання: наявність або відсутність бандажу, наявність та місце розташування зазорів, їхній тип (відкритий чи закритий зазор) і величину та ін.

Слід зазначити, що використовуєма методика розрахунку ступеня осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є

					142.42313.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

плоскорівнобіжним. Таке допущення може бути прийняте і не вносить істотних погрішностей у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = D_{\text{ср}}/l_p \geq 10 \dots 12$. У протилежному випадку потік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Результати розрахунку зведені до табл.4.1.

Таблиця 4.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1	2	3
1. Витрата робочого тіла G , кг/с	Див. розділ 2	79,33
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Див. розділ 2	$844 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Див. розділ 2	1185
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	Див. розділ 2	$406 \cdot 10^3$
температура T_2 , К	Див. розділ 2	1008
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Приблизно дорівнює осьовій швидкості c_{a3} (див. розділ 3)	100
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 3	6277
6. Теплоємність робочого тіла у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$, Дж/(кг·К)	Див. розділ 2	1254

Продовження табл. 4.1

1	2	3
7. Показник ізоентропи робочого тіла k	Див. розділ 2	1,300
8. Комплекс $m = \frac{k-1}{k} \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$ для робочого тіла	$\frac{k-1}{k}$	0,231
9. Газова стала робочого тіла R , Дж/(кг·К)	$c_p m$	289,7
10. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	668,1
11. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,150
12. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня: тиск p_0^* , Па температура T_0^* , К	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	856 383 1189
13. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	236 115
14. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	687,2
15. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	9,5

1	2	3
16. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,03
17. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,229
18. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 11...15	14,0
19. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ	Береться 0,950...0,975	0,97
20. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^*(1 - \rho)$	181 940
21. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\phi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	585,1
22. Характеристика ступеня $v_{ад} = u_1/c_{ад}$	$\frac{\phi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,536
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ад} v_{ад}$	368,4
24. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	$\frac{60u_1}{\pi n}$	1,122
25. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \phi^2)\Delta h_{ac}^*$	10 753
26. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	487 517

Продовження табл. 4.1

1	2	3
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1052
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	1,60
27. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,546
28. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,569
29. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град: при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$ при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	α'_1 $\arcsin \left[\sin \alpha'_1 \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right]$	14 —
30. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	629,6
31. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,929
32. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,100
33. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Береться 4...20	12,0 (6,0 + 6,0)
34. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,015	0,026

					142.42313.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1	2	3
35. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,58
36. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,063
37. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	2,50
38. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,001
39. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg}\gamma_n + \operatorname{tg}\gamma_k) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg}\gamma_n - \operatorname{tg}\gamma_k}$	0,045
40. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,114
41. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_k}{2}$	1,122
42. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	368,4
43. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	9,87
44. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,222
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	3,2 %

¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.17 цієї таблиці.

Продовження табл. 4.1

1	2	3
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288] (кут α_0 береться рівним 90°)	37,0
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,105
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$	Береться 0,75...0,90	0,88
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,092
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	38
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	244,5
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	35,4
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	54 176
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	84 055
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	393,6
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	6 590

1	2	3
58. Густина робочого тіла на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,39
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	616,2
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w_2}	w_2/a_2	0,639
61. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	21,3
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]	73,0
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,048
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,692
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,033
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	107
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	142,7
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2/2$	10 175
69. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	90,7
70. Колові складові абсолютних швидкостей: за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	567,8

Продовження табл. 4.1

1	2	3
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	-1,6
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	208 598
72. Коловий ККД ступеня l_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,883
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:		
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	0,75
радіальний зазор $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020	0,001
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	0,336
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	$1,06 \cdot 10^{-3}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{у.д.}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,380
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{у.д.}$	$\frac{G_{у.д.}}{G} \eta_u$	0,0042
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця: осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення ² (0,001...0,005)	0,005

² Осьового зазору може і не бути.

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1	2	3
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	3
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$7,50 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{зав}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0197
79. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,49
80. Коефіцієнт K_T	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_T \frac{D_{\text{cp1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{cp}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0046
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{\text{уд}} - \xi_{\text{зав}} - \xi_{\text{тр}}$	0,855
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	201 866
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	16 014

За результатами розрахунку будуюмо ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі (рис.4.1).

					142.42313.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

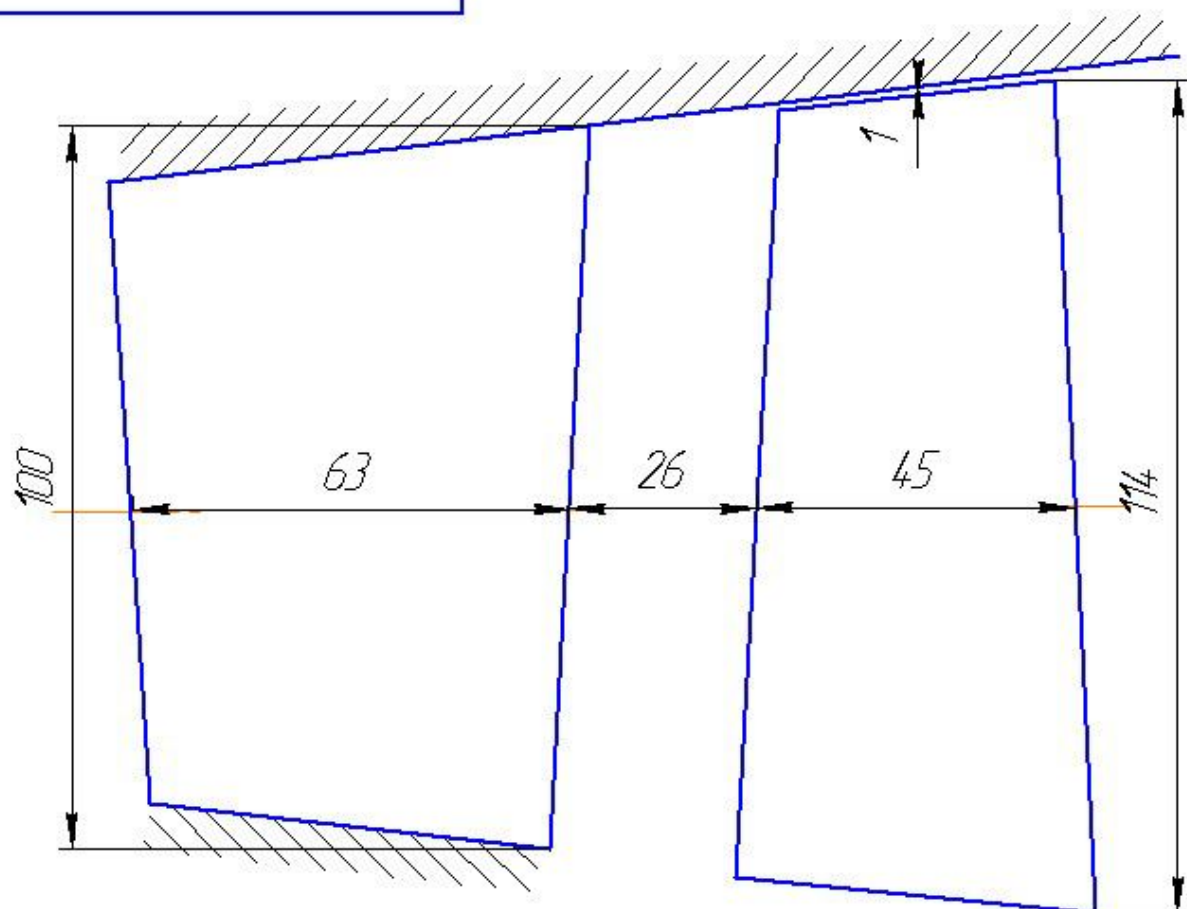


Рис. 4.1. Ескіз проточної частини турбінного ступеня
М 1:1

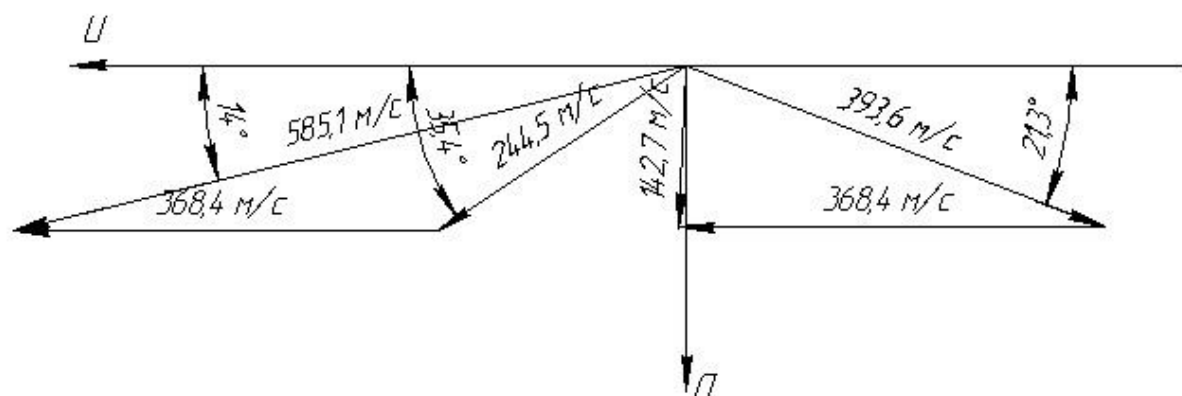


Рис. 4.2. Трикутники швидкостей
1 мм = 6 м/с

И-в № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	И-в № дудл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Елементи трикутників швидкостей

Назва величини	Значення
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	14,0
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел c_1 , м/с	585,1
3. Кут входу потоку на робочі лопатки у віднос русі β_1 , град	35,4
4. Відносна швидкість входу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	244,5
5. Колова швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	368,4
6. Кут виходу потоку зі ступеня у відносному русі α_2 , град	90,7
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	142,7
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	21,3
9. Відносна швидкість виходу потоку з робочої решітки w_2 , м/с	393,6
10. Колова швидкість за робочими каналами u_2 , м/с	368,4

И-в № докл	Подп. и дата	Взам. инв №	И-в № докл	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

142.42313.01.KP

Лист

					142.42313.01.КР					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Конструювання та конструктивні розрахунки			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Леонов Ю.О.									
Керівник	Патлайчук В.М.									
								НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 5
КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Проектуємий газотурбінний агрегат складається з газогенератора та вільної силової турбіни (див. розділ 2).

Газогенератор містить у собі два каскади осевого компресора (відповідно, низького і високого тисків), які приводяться в обертання двома незалежними турбінами (низького і високого тисків), а також трубчасто-кільцеву камеру згоряння.

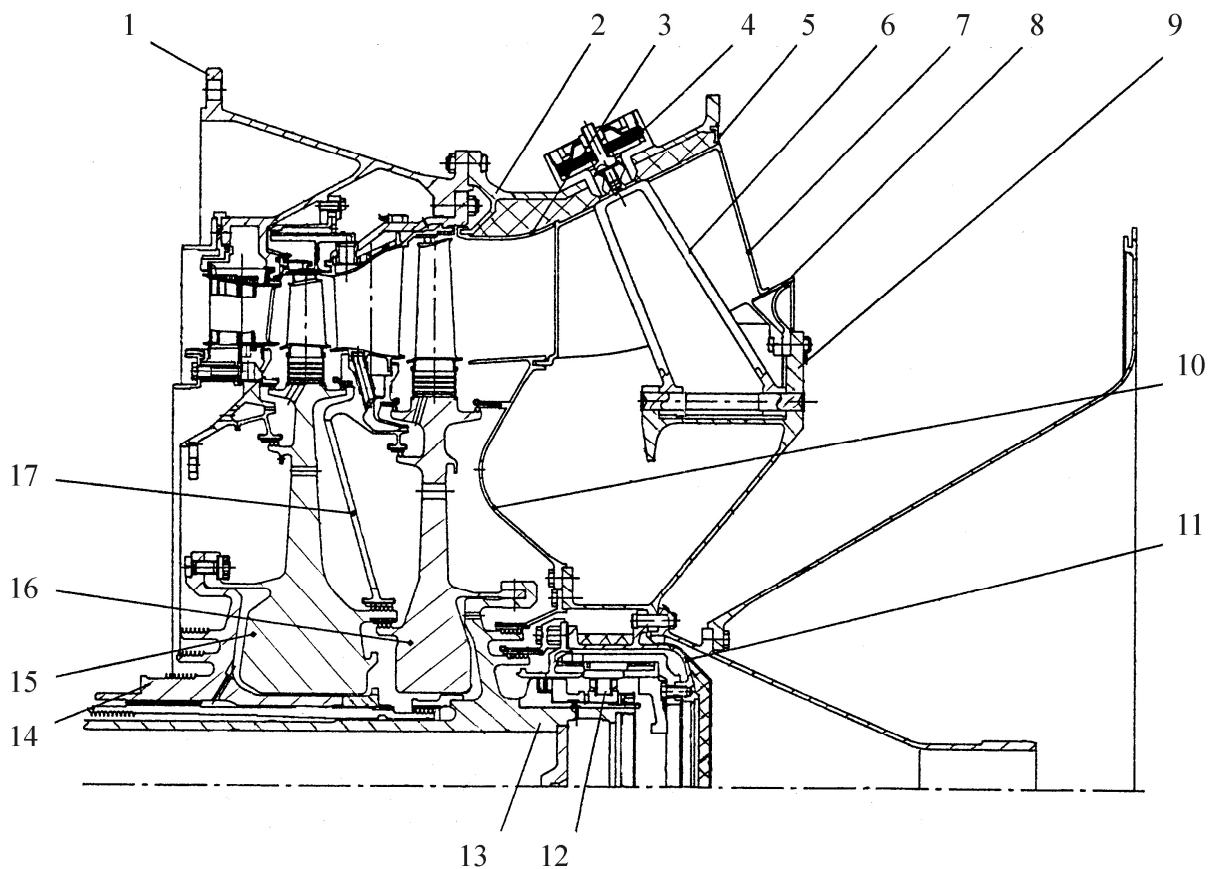


Рис.5.1. Турбіни високого і низького тисків проектуемого газотурбінного агрегата:
1 – силовий корпус; 2 – корпус опорного вінця ТНТ; 3, 5 – зовнішній кожух; 4 – компенсатор; 6 – стійка; 7 – обтічник; 8 – внутрішній кожух; 9 – корпус опори; 10 – передня стінка; 11 – корпус підшипника; 12 – роликовий підшипник; 13 – вал ТНТ; 14 – цапфа ТВТ; 15 – диск ТВТ; 16 – диск ТНТ; 17 – діафрагма

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Як зразок для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата UGT 25000 (ДГ80), який серійно виготовляється підприємством АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Турбіну низького тиску (ТНТ) проектуємо осьовою, одноступінчастою; її призначення – приведення в обертання компресора низького тиску. Турбіна складається із соплового апарата, ротора, опорного вінця (рис.5.1).

У свою чергу ротор ТНТ складається з диска, вала та робочих лопаток, закріплених у диску за допомогою ялинкових замків. Диск з валом поєднаний болтами.

На передньому кінці вала турбіни низького тиску є шлиці для з'єднання із задньою цапфою ротора компресора низького тиску. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, яка є опорою ротора ТНТ.

Опорний вінець турбіни низького тиску утворює проточну частину між ТНТ та силовою турбіною. Він призначений для розміщення опори ротора ТНТ і передньої опори ротора силової турбіни. Складається з корпусу опорного вінця, зовнішнього корпусу, двох корпусів підшипників і шести стійок, які проходять через обтікачі. Стійки з корпусом поєднані пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця турбіни низького тиску – за допомогою компенсаторів.

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

З термогазодинамічного розрахунку ступеня турбіни низького тиску на середньому діаметрі (табл.4.1) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,122$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,114$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 368,4$ м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 14^0$;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 585,1$ м/с;

відношення $(u/c_1)_{cp} = 368,4/585,1 = 0,630$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 90,7^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 142,7$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 21,3^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 393,6$ м/с;

швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,97$;

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,96$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл.5.1.

					142.42313.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p);$ для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2};$ для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,504	0,561	0,618
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,899	1	1,101
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	331,1	368,4	405,7
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	647,4	585,1	534,6
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	12,6	14	15,4
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,511	0,630	0,759
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	25,2	35,4	52,2
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	332,3	244,5	179,1

5.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ НА МІЦНІСТЬ

Виконаємо перевірочний розрахунок робочих лопаток одноступінчастої турбіни низького тиску на міцність. У ролі вихідних даних приймемо такі результати попередніх розділів роботи:

витрата газу через турбіну $G = 79,33$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 6277$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,122$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,114$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 107$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1052$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 487\,517$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 406\,001$ Па;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1090$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4):
швидкості $c_1 = 585,1$ м/с та $c_2 = 142,7$ м/с; кути $\alpha_1 = 14,0^\circ$ та $\alpha_2 = 90,7^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	25,2	35,4	52,2
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	23,4	21,3	19,4

1) У ролі розрахункової температури металу робочих лопаток беремо значення температури газу перед робочими каналами:

$$T_{розр} = T_1 = 1052 \text{ К.}$$

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки прийняте значення не є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про відсутність необхідності охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 2). Прийнятну температуру використовуємо надалі як розрахункову.

2) У ролі матеріала для робочих лопаток обираємо сплав на нікелевій основі **ЧС88-ВИ** (ХН57КВЮТМБЛ), який має у своєму складі такі додаткові хімічні елементи: вуглець – 0,06...0,12 %, хром – 15,0...16,2 %, кобальт – 10,0...11,5 %, молібден – 1,6...2,3 %, вольфрам – 4,7...5,9 %, алюміній – 2,8...3,3 %, гафній – 0,4...0,5 %, титан – 4,2...5,0 %, бор – 0,01%, ніобій – 0,1...0,3 % [3].

Густина матеріалу ρ при температурі 20 °С складає 8100 кг/м³.

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для використовуваного матеріалу [5]:

T, K	$\sigma_{100}, \text{МПа}$
1173	310
1196	(255)
1255	(153)
1273	(128)

Оскільки випробування на тривалу міцність проводилися тільки для декількох значень температури і часу до руйнування, то для визначення необхідного значення границі тривалої міцності скористаємося способом інтерполяції, який запропонували Ф. Ларсон та Дж. Міллер [8].

Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ розрахуємо за формулою

$$P_L = T (\lg \tau + C),$$

де T – температура випробувань, К; τ – час до руйнування, год; C – константа, яка для жароміцних нікелевих сплавів може бути прийнята рівною 20.

Розраховані значення зведемо до табл.5.2.

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2

Температура випробувань, К	Час до руйнування, год	Параметр Ларсона-Міллера	Границя тривалої міцності, МПа
1173	100	25806	310
1196	100	26312	255
1255	100	27610	153
1273	100	28006	128

Встановлена за допомогою спеціального програмного забезпечення аналітична залежність між границею тривалої міцності і параметром Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ:

$$\sigma_{\text{дл}} = 8856,10 - 0,56098 \cdot P_{\text{л}} + 8,90164 \cdot 10^{-6} \cdot (P_{\text{л}})^2.$$

Для розрахункової температури металу робочих лопаток та часу роботи $\tau = 30\,000$ годин визначимо параметр Ларсона-Міллера:

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 1052 (\lg 30000 + 20) = 25750.$$

За відомим значенням параметра Ларсона-Міллера за допомогою аналітичної формули розраховуємо необхідне значення границі тривалої міцності:

$$\sigma_{\text{дл}} = 313,1 \text{ МПа}.$$

4) Розрахунок робочих лопаток на міцність проводиться після термогазодинамічного розрахунку турбінного ступеня і виконаного профілювання лопаткового апарату, наслідком чого є побудова профілю досліджуваної робочої лопатки в трьох характерних перерізах: кореневому, середньому і периферійному.

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

хорду b , м;

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

найбільшу товщину δ , м;

найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис.5.3).

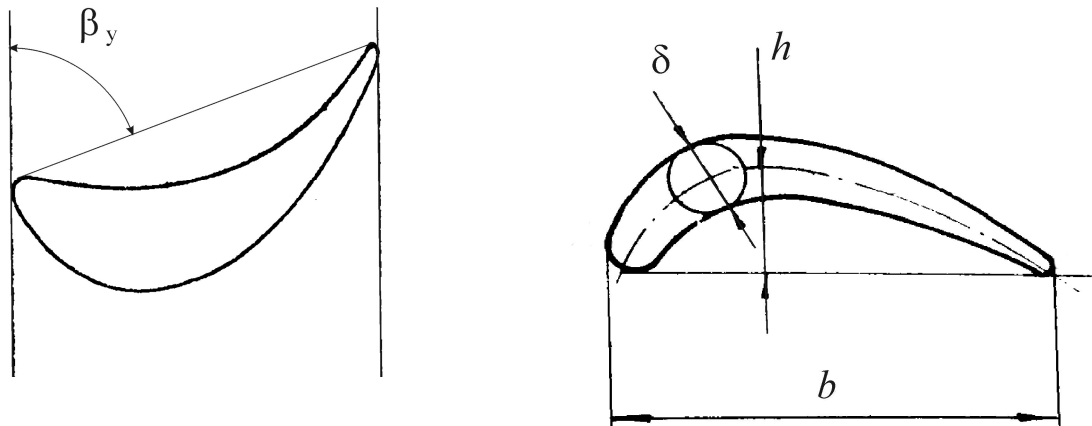


Рис.5.3. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів (див. також рис.4.1), або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [12, с.236], кут установки профілю

$$\beta_y = 57,84 - 0,3929\beta_1 + 0,8221\beta_2.$$

Розмір хорди профілю

$$b = \frac{B_p}{\sin \beta_y}.$$

Найбільша товщина профілю δ зменшується по довжині лопатки в напрямку від кореневого перерізу до периферійного. На периферійному перерізі вона не повинна бути менше чотирьох відсотків від величини хорди профілю, тобто для даного перерізу

$$\delta \geq (0,040 \dots 0,045) b.$$

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

$$\delta \leq t_p (1 - \sin \beta_2),$$

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

$$\delta = (0,15 \dots 0,20) b.$$

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

$$h \approx (0,25...0,40) b .$$

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.5.3.

Таблиця 5.3

Переріз	Ширина профілю, м	Кут установки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбільша товщина профілю, м	Найбільша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	0,051	67,2	0,055	0,014	0,019	$5,90 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,045	61,4	0,051	0,008	0,018	$3,03 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,038	53,3	0,047	0,002	0,012	$0,87 \cdot 10^{-4}$

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [12, с.236]:

$$F = 0,77 b \delta .$$

При розрахунку площі профілю охолоджуваної робочої лопатки (а до таких належать лопатки перших двох ступенів газотурбінних двигунів більшості виробників) слід враховувати наявність у перерізі цієї лопатки каналів для проходження охолоджуючого повітря.

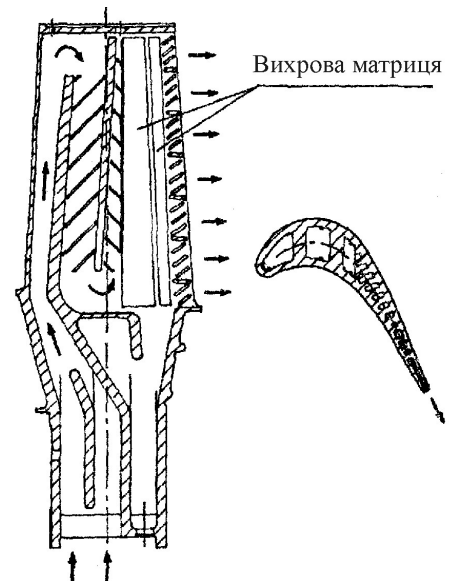


Рис.5.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства НВКГ "Зоря"- "Машпроект" наведена на рис.5.4 [4].

З урахуванням системи охолодження площу поперечного перерізу таких лопаток можна оцінити за формулою

$$F = 0,77 k_{ox} b \delta ,$$

де $k_{\text{ох}} \approx 0,55...0,75$ – коефіцієнт зменшення площі.

6) Знаходимо закон зміни площі поперечного перерізу робочої лопатки за висотою. Найчастіше для цього використовується формула типу

$$F = F_o - ax^m,$$

де $F_o = 5,90 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{сп}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(5,90 - 0,87) \cdot 10^{-4}}{(5,90 - 3,03) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,813,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m} = \frac{(5,90 - 0,87) \cdot 10^{-4}}{0,114^{0,813}} = 2,94 \cdot 10^{-3},$$

де $F_{\text{сп}} = 3,03 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\text{п}} = 0,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.5.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_o} = \frac{0,87 \cdot 10^{-4}}{5,90 \cdot 10^{-4}} = 0,147.$$

7) Напруження розтягу у профільній частині робочої лопатки від дії відцентрових сил визначаються за формулою

$$\sigma_p = \frac{C}{F},$$

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м^2 ;

$C = \rho \omega^2 \int_r^R r F dr + C_6$ – відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н.

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 6277}{30} = 657 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{107} \cdot 8100 \cdot (657)^2 \cdot (0,619)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,038 = 5976 \text{ Н},$$

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,619$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,038$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\sigma_{po} = \frac{m + \mu_{\pi}}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{cp2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] =$$

$$= \frac{0,813 + 0,147}{0,813 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 657^2}{2} 1,122 \cdot 0,114 + \frac{5976}{5,90 \cdot 10^{-4}} \right] = 123,8 \text{ МПа.}$$

8) Оскільки робочі лопатки перших ступенів турбінної частини сучасних ГТА виконуються з охолодженням, то вони мають приблизно постійну температуру матеріалу за довжиною. Тому на стадії попередніх розрахунків можна обмежитися перевірянням лише найбільш навантаженого кореневого перерізу робочих лопаток.

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: $u - a$ та $\xi - \eta$ (рис.5.5). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни убік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

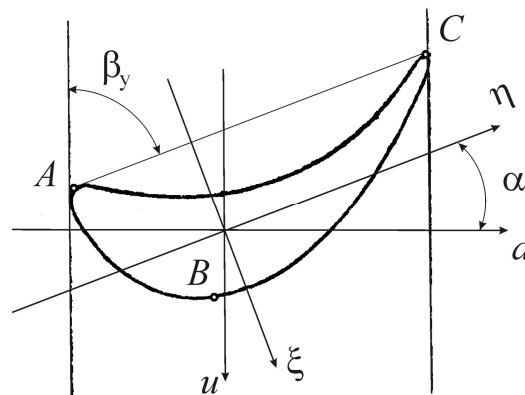


Рис.5.5. Розміщення координатних осей

Система координат $\xi - \eta$ формується головними осями інерції профілю лопатки. Вісь η (вісь мінімальної жорсткості) орієнтовно спрямована паралельно хорді профілю; вісь ξ (вісь максимальної жорсткості) перпендикулярна попередній і спрямована від коритця до спинки лопатки.

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 67,2 = 22,8^\circ,$$

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\beta_y = 67,2^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.5.3).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.5.5)¹. Для цього використовуємо формули [6, с.12]:

$$\begin{aligned}
 W_{\eta A} \approx W_{\eta C} &= -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = \\
 &= -0,053 \frac{0,055 \cdot 0,014^3}{0,019} \left[1 + \left(\frac{0,019}{0,014} \right)^2 \right] = -1,19 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\
 W_{\eta B} &= 0,084 b \delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = \\
 &= 0,084 \cdot 0,055 \cdot 0,014^2 \frac{1 + \left(\frac{0,019}{0,014} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,019}{0,014}} = 1,60 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\
 W_{\xi A} &= -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,055^2 \cdot 0,014 = -3,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\
 W_{\xi B} &= -\infty; \\
 W_{\xi C} &= 0,066 b^2 \delta = 0,066 \cdot 0,055^2 \cdot 0,014 = 2,80 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,
 \end{aligned}$$

де $b = 0,055$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,014$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,019$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл.5.3).

¹ Точки A та C , які орієнтовно знаходяться біля вхідної та вихідної кромки лопатки, є максимально віддаленими від обох осей інерції; точка B – лише від осі мінімальної жорсткості.

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

10) З боку газу на робочу лопатку діє газодинамічна сила P , яку можна розкласти на дві складові – колову P_u та осьову P_a . Використовуючи рівняння Ейлера, розрахуємо ці складові:

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{79,33}{107}(585,1 \cos 14 + 142,7 \cos 90,7) = 419,6 \text{ Н},$$

$$P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{\pi D_{\text{ср}^2}}{z} l (p_1 - p_2) =$$

$$= \frac{79,33}{107}(585,1 \sin 14 - 142,7 \sin 90,7) + \frac{3,14 \cdot 1,122}{107} 0,114 \cdot (487517 - 406001) = 305,3 \text{ Н}.$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 305,3 \sin 22,8 + 419,6 \cos 22,8 = 505,2 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 305,3 \cos 22,8 - 419,6 \sin 22,8 = 118,6 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки A :

$$\sigma_{\text{ио}A}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{505,2 \frac{0,114}{2}}{-1,19 \cdot 10^{-6}} - \frac{118,6 \frac{0,114}{2}}{-3,73 \cdot 10^{-6}} = 22,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B :

$$\sigma_{\text{ио}B}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{505,2 \frac{0,114}{2}}{1,60 \cdot 10^{-6}} - \frac{118,6 \frac{0,114}{2}}{-\infty} = -18,0 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C :

$$\sigma_{\text{ио}C}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{505,2 \frac{0,114}{2}}{-1,19 \cdot 10^{-6}} - \frac{118,6 \frac{0,114}{2}}{2,80 \cdot 10^{-6}} = 26,7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^\Gamma| = 26,7 \text{ МПа}.$$

12) Сумарні напруження в кореневому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину)

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{io}^r \right| = 123,8 + 0,2 \cdot 26,7 = 129,1 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 123,8 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{313,1}{129,1} = 2,43,$$

де $\sigma_{дл} = 313,1 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [7, с.29], становить $[n] = 1,5...2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Паливна система призначена для забезпечення наступних процесів: подачі паливного газу до запальників при запуску двигуна; дозування паливного газу на стаціонарних і перехідних режимах, у тому числі й при запуску двигуна; припинення подачі паливного газу до форсунок з одночасним дренажем паливного газу з колектора форсунок у свічку.

Паливна система також забезпечує вимірювання для передачі в систему автоматичного керування величин тисків паливного газу до та після регулюючих клапанів і величин перепадів тисків на форсунках.

Паливна система (рис.5.6) складається з блоку паливних агрегатів, розташованих в окремому укритті, та приладового щита, розміщеного у блоці двигуна. Очищений та підігрітий у системі об'єкта паливний газ через блок фільтрації підводиться до стоп-крана 4. За алгоритмом запуску вмикається система плазмового запалювання, після чого подається електроживлення на електромагнітний клапан 3.3. Газ через дросельний пакет, розташований усередині агрегату керування 3, надходить до запальників і запалюється. Електроживлення подається на електромагнітний клапан відкриття стоп-крана 3.1. Стоп-кран 4 відкривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.1 знімається.

Після відкриття стоп-крана 4 подається команда на відкриття на задану величину регулюючого клапана 7. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на форсунках першого каналу, що забезпечує надійне запалювання паливного газу від запальників та полум'яперекидання по жарових трубах. Після цього система плазмового запалювання та клапан 3.3 вмикаються.

Якщо перший кидок паливного газу перевищив необхідне значення або не відбулося запалювання газу в камері згоряння протягом необхідного проміжку

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

часу з моменту відкриття стоп-крана 4, система автоматичного керування формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу двигуна здійснює електронна система керування за допомогою керування клапанами 7 і 8. Замір тиску газу до та після регулюючих клапанів здійснюється перетворювачами тиску 6, 9 і 10.

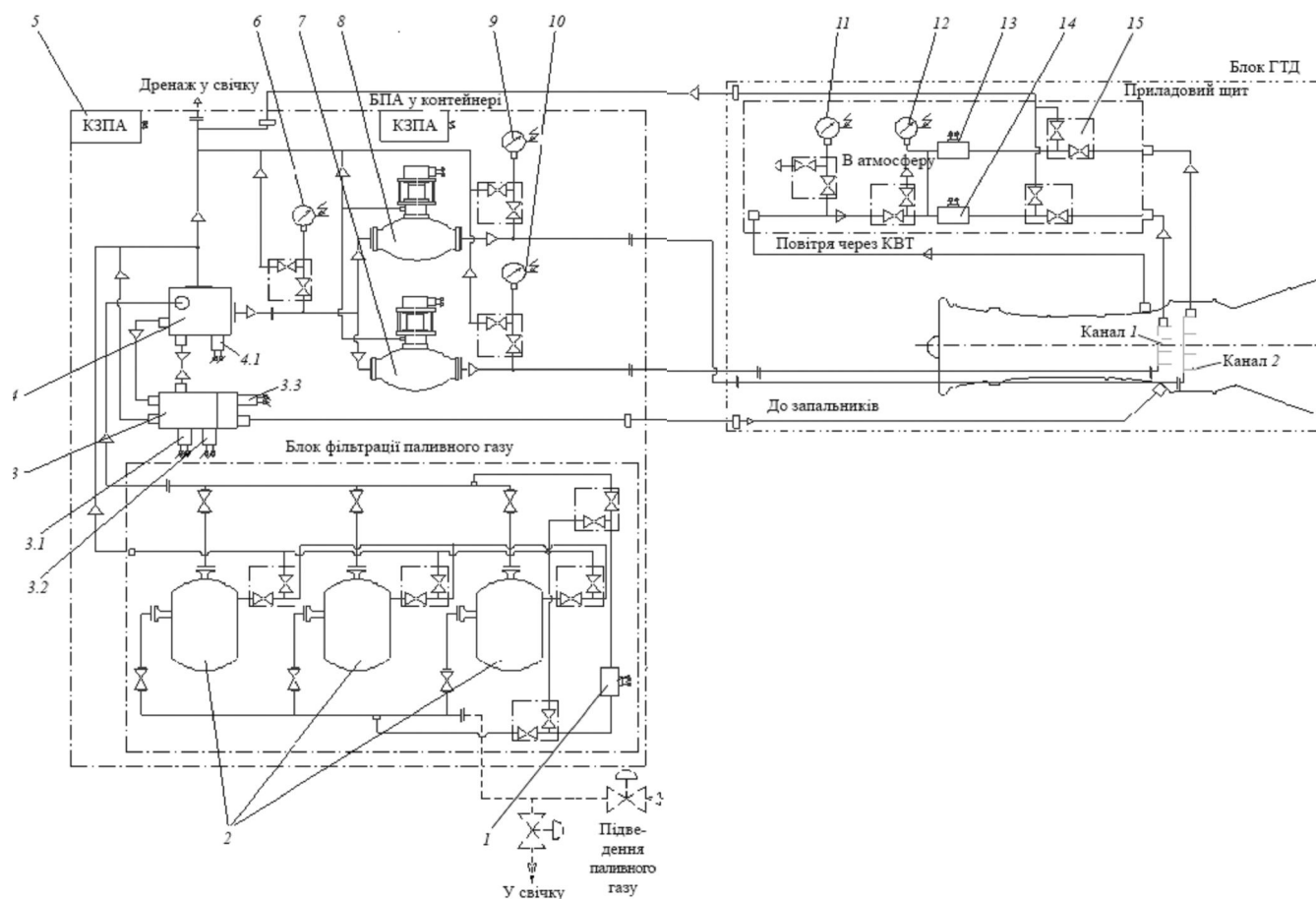


Рис.5.6. Паливна система газотурбінного агрегата:

1, 13, 14 – датчики-реле різниці тисків; 2 – фільтр газовий; 3 – агрегат керування; 3.1, 3.2, 3.3 – електромагнітні клапани відповідно відкриття стоп-крана, закриття стоп-крана і пускового газу; 4 – стоп-кран; 4.1 – сигналізатор положення; 5 – з'єднувальна коробка паливних агрегатів (КЗПА); 6, 9, 10, 11, 12 – перетворювачі тиску; 7, 8 – регулюючі клапани; 15, 16 – манометричні крани

Якщо при запуску температура газів за ТНТ перевищить задану, система керування видає сигнал на клапан 7, який знижує подачу газу до форсунок. Після прогріву двигуна на холостому ходу виконується синхронізація та набір навантаження за програмою системи керування впливом на регулюючі клапани. Подальша зміна режиму відбувається за командами оператора шляхом зміни ве-

личини відкриття клапанів 7 і 8. Нормальна або аварійна зупинка двигуна здійснюється закриттям стоп-крана. Для цього необхідно подати електроживлення на електромагнітний клапан 3.2. Стоп-кран закривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.2 знімається.

Блок паливних агрегатів поєднує агрегати паливної системи. На рамі розташовані: блок фільтрації паливного газу; перетворювачі тиску 6, 9 і 10; стоп-кран 4; регулюючі клапани 7 і 8; манометричні крани; агрегат керування 3; клемові шафи; трубопроводи та елементи кріплення. Манометричні крани призначені для відсікання підведеного середовища до перетворювачів тиску при необхідності їхньої заміни та для стравлювання газу з імпульсних трубопроводів у свічку.

Приладовий щит являє собою раму з закріпленими на ній перетворювачами тиску 11 і 12, датчиками-реле різниці тисків 13 і 14 та манометричними кранами 15 і 16. Датчики-реле різниці тисків призначені для видачі в систему керування сигналу про досягнення заданого значення величини перепаду тисків на форсунках.

До основних елементів паливної системи належать наступні елементи.

Блок фільтрації паливного газу призначений для очищення від механічних домішок газу, який подається у паливну систему. Блок фільтрації (рис.5.7) складається з трьох секцій, змонтованих на загальній рамі 4, і датчика-реле різниці тисків 7.

До складу кожної секції входить газовий фільтр 3, кульові крани з ручним приводом підведення 8 та відведення 2 газу і клапани 9. Кожен клапан має зрівнювальний і дренажний крани, які використовуються при введенні в дію резервної секції.

Паливний газ з колектора підведення газу 5 через відкриті кульові крани 8 працюючих секцій надходить у порожнину газових фільтрів 3, очищається та через кульові крани 2 надходить у колектор відведення газу 1. З колектора 1 газ відводиться в паливну систему, яка обслуговує двигун. При роботі блоку

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

виконується контроль різниці тисків у колекторах 5 і 1. Коли перепад тиску на газовому фільтрі 3 досягне граничного значення, датчик 7 видає сигнал у систему керування.

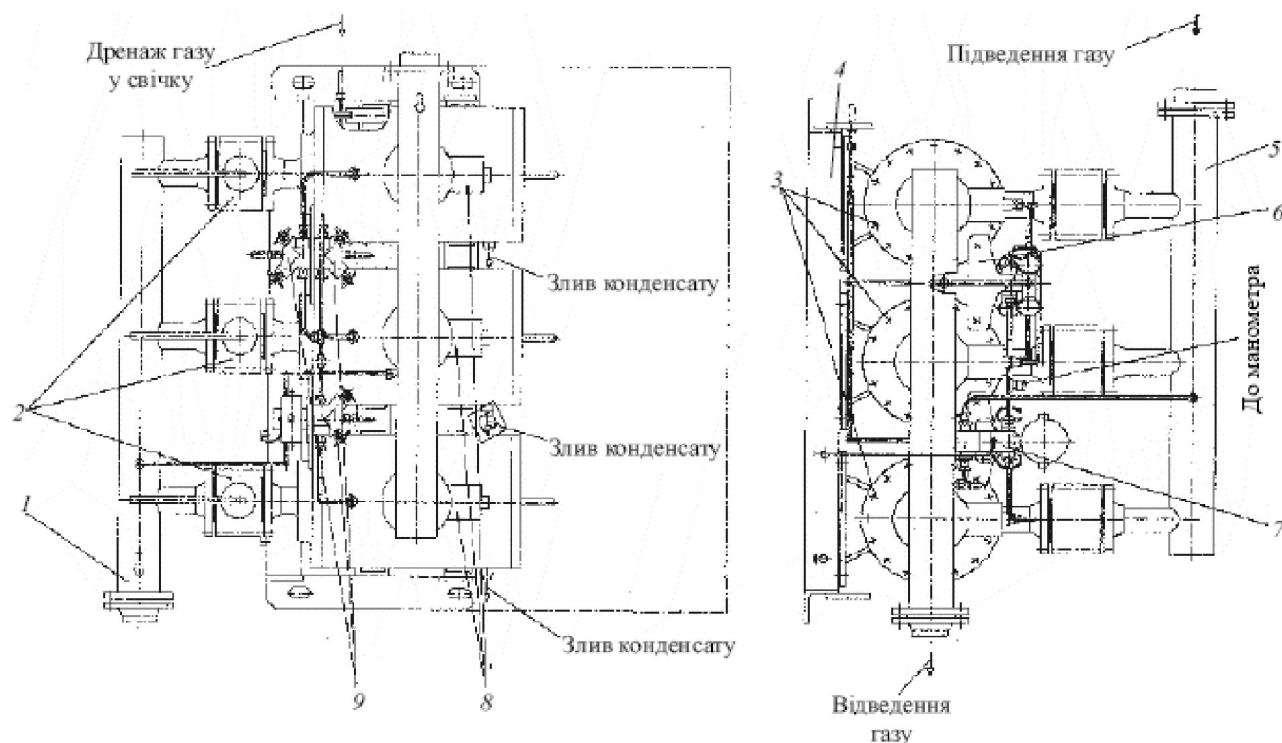


Рис.5.7. Блок-фільтрації паливного газу:

1 – колектор підведення газу; 2,8 – кульові крани; 3 – газові фільтри; 4 – рама; 5 – колектор підведення газу; 6 – кронштейн; 7 – датчик-реле різниці тисків; 9 – клапани

Газовий фільтр призначений для очищення паливного газу перед подачею в двигун і входить до складу блоку фільтрів. Газовий фільтр (рис.5.8) складається з корпусу 1, кришки 2, фільтрувального пакета 5 і патрубку 6. Пакет 5, який складається з фільтроелементів 5.1, каркаса 5.2, кришки 5.3 і винта 5.4, утримується пружиною 3. Заглушка 4 призначена для стравлювання газу і зливу конденсату з внутрішньої порожнини корпусу.

Агрегат керування призначений для подачі паливного газу до запальника та керування стоп-краном. Агрегат керування (рис.5.9) складається з двох блоків – пускового газу 1 та маніпулятора 2, які з'єднані каналом а.

У блоці 1 розташовані фільтр 1.1, дросельний пакет 1.2, електромагнітний клапан пускового газу 1.3; у блоці 2 – електромагнітний клапан 2.1 (відкриття

стоп-крана), електромагнітний клапан 2.2 (закриття стоп-крана), поршень 2.3, клапани 2.4 і 2.5, пружина 2.6. Газ підводиться до штуцера 7. За відсутності подачі електроживлення на клапан 1.3 подача газу до запальника та стоп-крана перекривається.

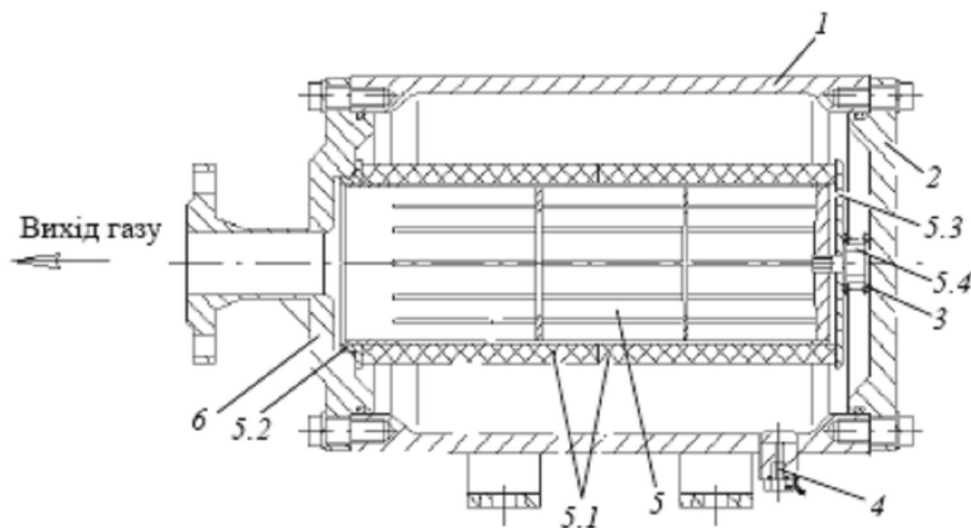


Рис.5.8. Газовий фільтр

При подачі електроживлення клапан 1.3 відкривається і газ надходить через дросельний пакет 1.2 та штуцер 6 у колектор запальника.

При відсутності електроживлення на клапані 2.1 клапан 2.5 під дією пружини 2.6 і тиску газу, який підводиться по каналу *a*, знаходиться в закритому положенні, а штуцер відведення газу 5, відкритий клапаном 2.4, сполучається з лінією дренажу у свічку.

При подачі електроживлення на клапан 2.1 газ по каналу *c* надходить у праву порожнину поршня 2.3. Поршень 2.3, долаючи зусилля пружини 2.6 і зусилля тиску газу в пружинній порожнині клапана 2.5, переміщається, закриваючи клапан 2.4 і відкриваючи клапан 2.5. Газ з каналу *a* надходить до штуцера відведення газу 5.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

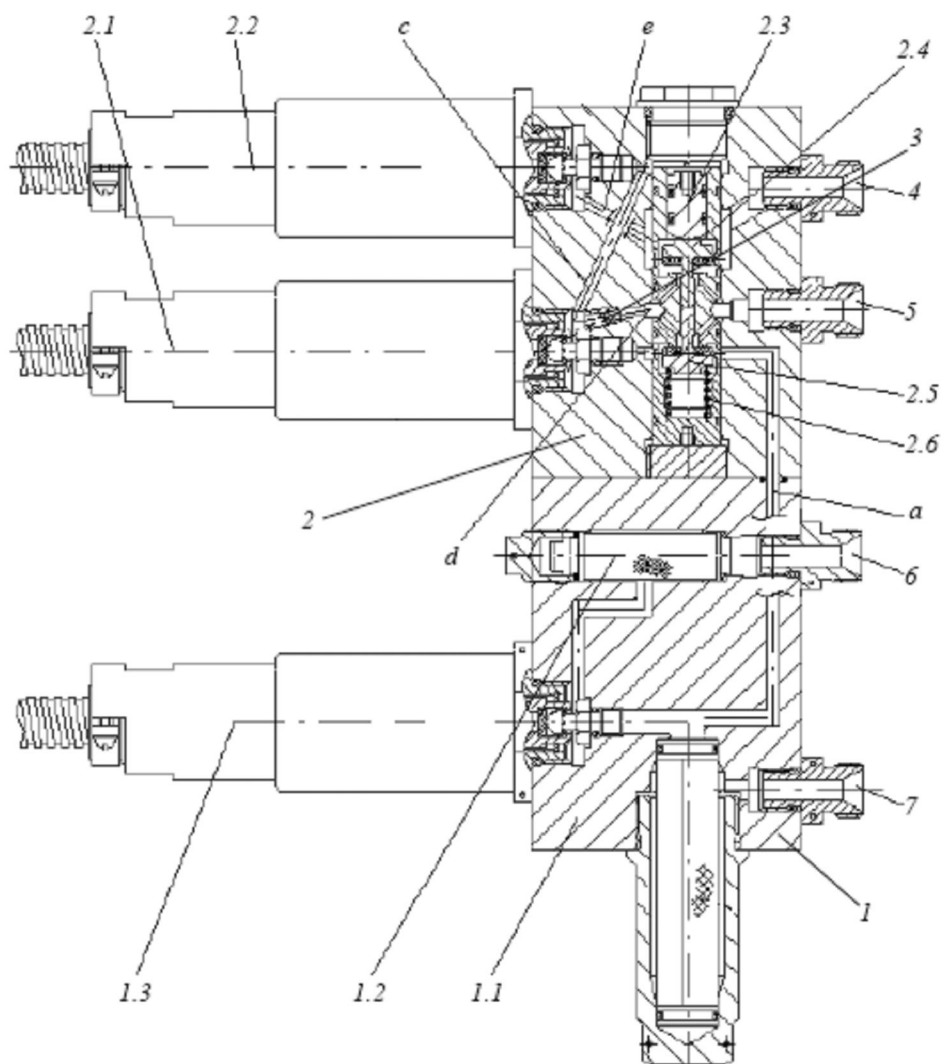


Рис.5.9. Агрегат керування:

a, c, d, e – канали; *1* – блок пускового газу; *1.1* – фільтр; *1.2* – дросельний пакет; *1.3* – електромагнітний клапан пускового газу; *2* – блок маніпулятора; *2.1, 2.2* – електромагнітні клапани; *2.3* – поршень; *2.4, 2.5* – клапани; *2.6* – пружина; *3* – жиклер; *4* – штуцер дренажу; *5* – штуцер відведення газу; *6* – штуцер відведення газу до запальника; *7* – штуцер підведення газу

При зніманні електроживлення з клапана *2.1* клапани *2.4* і *2.5* залишаються у тому самому положенні, оскільки права порожнина поршня *2.3* залишається з'єднаною з порожниною високого тиску каналом *d* з жиклером *3*.

При подачі електроживлення на клапан *2.2* газ із правої порожнини поршня *2.3* через канал *e* скидається у свічку. Під дією пружини *2.6* клапан *2.5* закриває відведення газу до штуцера *5*, а клапан *2.4* відкриває стравлювання газу зі штуцера *5* у свічку.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Стоп-кран призначений для керування подачею паливного газу до регулюючого клапана, а також для стравлювання газу з регулюючого клапана при зупинці ГТД. Стоп-кран – це двопозиційний клапан із сервопоршнем, з'єднаним з сигналізатором кінцевих положень, та зворотними пружинами.

До складу стоп-крана (рис.5.10) входять:

корпус 8, у якому розміщені клапан 6, сідло стопи 7, фланці підведення 9 та відведення 3 газу до регулюючого клапана, фланець дренажу у свічку 4, штуцер відведення газу в агрегат керування 2;

кришка 13, в якій розміщені мікровимикачі 17, 18, електророз'єм 15, сигналізатор положення стоп-крана 14, вказівна стрілка 16 і штуцер підведення газу 1;

пружили 10, 11; сервопоршень 12 та сідло дренажу 5.

Основний елемент стоп-крана – здвоєний плоский клапан 6, один бік якого виконує функції стоп-крана, а другий – дренажного клапана. Для керування стоп-краном використовується тиск паливного газу, що надходить від агрегату керування. Оскільки площа сервопоршня 12 дорівнює площі клапана 6, то у закритому положенні клапан урівноважений і притиснутий до сідла стопи 7 під дією пружин 10 і 11. Фланець відведення паливного газу 3 через фланець дренажу 4 сполучений зі свічкою. Газ, що підводиться до фланця 9, через штуцер відведення газу 2 надходить до агрегату керування.

Газ на керування стоп-краном підводиться від агрегату керування до штуцера 1. При підвищенні тиску в порожнині *b* сервопоршень 12, олаючи зусилля пружин 10 і 11, відкриває стоп-кран. Паливний газ через фланець 3 відводиться

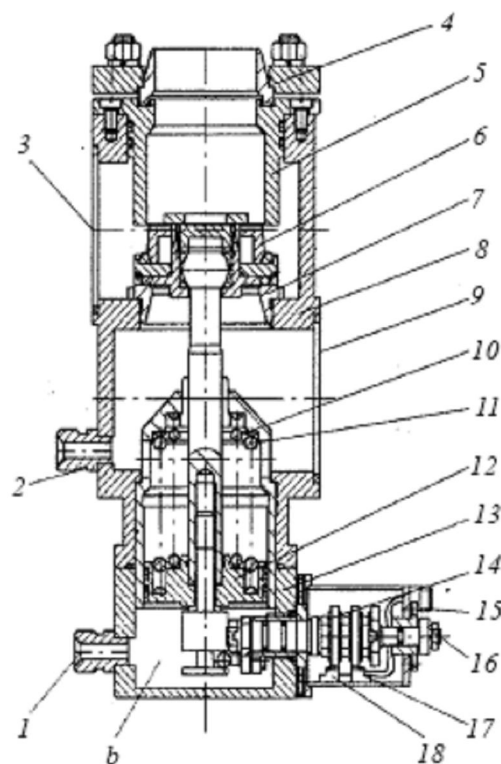


Рис.5.10. Стоп-кран

до регулюючого клапана, а сідло дренажу 5 перекривається, запобігаючи витоку газу у дренаж. Зі штоком сервопоршня 12 з'єднаний сигналізатор положення стоп-крана 14, що розмикає мікроримикач 17 (положення "закрито") і замикає мікроримикач 18 (положення "відкрито"), сигналізуючи у САК про відкриття стоп-крана. На зовнішньому кінці сигналізатора знаходиться стрілка 16, що вказує крайні положення клапана 6 стоп-крана.

При стравлюванні газу з порожнини *b* пружини 10 і 11 переміщують клапан 6 на закриття стоп-крана. Герметизація по сідлу стопи 7 здійснюється ущільненням. Одночасно із закриттям стоп-крана відкривається дренаж і газ із системи стравлюється у свічку.

При переміщенні сервопоршня 12 у крайнє положення розмикаються контакти мікроримикача 18 (положення "відкрито") і замикаються контакти мікроримикача 17 (положення "закрито"), сигналізуючи у САК про закриття стоп-крана.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.42313.01.KP					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Леонов Ю.О.									
Керівник	Патлайчук В.М.							НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ НА ОБ'ЄКТІ, ДЕ РОЗМІЩУЄТЬСЯ ГАЗОТУРБІННИЙ АГРЕГАТ

6.1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Додержання норм охорони праці законодавчо забезпечуються Законом України про охорону праці. Згідно зі статтею 7 Закону України про охорону праці: "Умови праці на робочому місці, безпека технологічних процесів, машин, механізмів, устаткування та інших засобів виробництва, стан засобів колективного та індивідуального захисту, що використовуються працівником, а також санітарно-побутові умови повинні відповідати вимогам нормативних актів про охорону праці. Працівник має право відмовитися від дорученої роботи, якщо створилася виробнича ситуація, небезпечна для його життя чи здоров'я або для людей, які його оточують, зовнішнього природного середовища. Факт наявності такої ситуації підтверджується спеціалістами з охорони праці підприємства з участю представника профспілки і уповноваженого трудового колективу, а в разі виникнення конфлікту – відповідним органом державного нагляду за охороною праці з участю представника профспілки. За період простою з цих причин не з вини працівника за ним зберігається середній заробіток. Працівник має право розірвати трудовий договір за власним бажанням, якщо власник не виконує законодавство про охорону праці, умови колективного договору з цих питань. У цьому випадку працівникові виплачується вихідна допомога в розмірі, передбаченому колективним договором, але не менше тримісячного заробітку."

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці звести до мінімуму імовірність ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до травми або до іншого раптового, різкого погіршенню здоров'я.

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

Прикладами небезпечних факторів можуть служити відкриті струмоведучі частини устаткування, що рухаються, деталі машин і механізмів, розпечені тіла, можливість падіння з висоти самих працюючого або деталей і предметів, наявність місткостей зі стиснутими або шкідливими речовинами і т.п. Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє висвітлення, вібрації, шум, ультра - і інфразвук, що іонізують, лазерні випромінювання, електромагнітні поля. Підвищені напруженість і вагу праці, наявність шкідливих мікроорганізмів або комах і т. д.

Між небезпечними і шкідливими факторами часто не можна провести чіткої границі. Той самий фактор може привести до нещасного випадку.

Нещасний випадок на виробництві – випадок впливу на працюючого небезпечного виробничого фактора при виконанні їм трудових обов'язків або завдань керівника робіт. Вплив на людину шкідливого виробничого фактора може привести до професійного захворювання.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ У МАШИННОМУ ЗАЛІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

При роботі газотурбінного агрегата мають місце ряд явищ, що шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випари масла і технічних рідин.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих факторів є двигун і генератор. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали припустимим нормам. Це зв'язано з тим, що шкідливі фактори, що мають подразнюючу дію на організм людини, послабляють реакцію людини і погіршують його самопочуття.

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 "Загальні вимоги до повітря робочої зони" установлені норми на температуру в машинному залі і на його чистоту. У теплий час року температура на робочих місцях не повинна перевищувати температуру зовнішнього повітря і повинна бути не вище +25°C.

ГТД насичений трубопроводами. При витoku і випаруванні технічних рідин, олії й інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система приточно-витяжної вентиляції, що забезпечує необхідну кількість повітря. У табл.6.1 приведені гранично припустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння і випару, що можуть попадати в машинний зал.

Таблиця 6.1

ГДК на робочо- му місці	Токсичні компоненти, мг/м ³						
	пил	сажа	Оксид вуглецю	Водневий оксид	Оксид азоту	З'єднання сірки	
	-	С	СО	CH ₂ O	NO ₂	SO ₂	H ₂ SO ₄
	-	3,5	20	0,7	9	-	-

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Велика гучність, особливо при тривалому впливі не тільки уражає органи слуху, але і впливає на нервову систему і діяльність всього організму людини. При його дії послабляється увага, знижується гострота зору, загальмовуються психічні реакції. Сильний шум в умовах експлуатації газотурбінного агрегата значно знижує продуктивність праці і може з'явитися причиною нещасного випадку.

У табл.6.2 приведені гранично припустимі рівні шуму для визначених робочих місць.

Таблиця 6.2

Вид робочого місця	Рівень звукового тиску, дБ, у октавних полосах з середньгеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Постійні робочі місця в виробничому приміщенні і на території підприємства	99	92	86	83	80	78	16	74
Пульти в кабінах спостереження і ДУ без мовного зв'язку по телефону	97	94	82	78	75	73	71	70

Шум і зв'язані з ним вібрації роблять також руйнівний вплив на спорудження і конструкції. Основними джерелами шуму в двигуні є: усмоктувальний (повітряно-забірний) патрубок турбіни; вихлопний патрубок турбіни; корпус енергетичної установок та її агрегатів. Рівень акустичної потужності у вирішальній мірі визначається витратою повітря, що залежить від потужності установки.

Основним джерелом шуму, випромінюваного повітряно-забірним патрубком газотурбінного двигуна, є компресор, що генерує шум в області середніх і високих частот, що складається із широкополосного "білого" шуму і піків шуму на дискретних частотах. Останні по своїй інтенсивності можуть на

15...20 дБ перевищувати рівень широкополосного шуму, і найбільш неприємні для сприйняття.

Основне джерело шуму на вихлопі – потік випускних димових газів, що породжує шум у процесі його турбулентного змішування з навколишнім повітрям.

З внутрішніх шумів, що прослухуються на вихлопі, низькочастотні (30...200 Гц) належать звичайно камері згоряння і теплообмінним апаратам, а високочастотні (2000...8000 Гц) – турбіні.

Шум корпусу породжується агрегатами, що знаходяться всередині: компресором, турбіною, камерою згоряння, редуктором, регулювальними клапанами, насосами, і тому може бути як механічного, так і газодинамічного походження.

Низькочастотна частина спектра коливань стінок корпусу (30...200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна – аеродинамічними порушеннями. До механічних причин відносяться коливання (вібрації), викликані неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння й інших частин, тим або іншим способом зв'язаних з корпусом установки. Аеродинамічними порушеннями є різні нестационарні процеси в проточній частині агрегатів газоповітряного тракту двигуна.

Складового шуму турбіни, викликану взаємодією роторних і статорних вінців, можна знизити збільшенням осьового зазору між сопловими і робочими вінцями і збільшенням числа ступенів, що зменшує перепад тисків і число Маху в кожній ступені.

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

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Цей шум має широкополосний спектр.

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

Ще одною небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння – це хімічна реакція окислювання, супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібне наявність трьох факторів: пальної речовини, окислювача і джерела загоряння. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів необхідно враховувати їхній агресивний стан. Так як горіння, як правило, відбувається в газовому середовищі, то як показники пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утвориться достатнє для горіння кількість газоподібних пальних продуктів. Основними показниками пожежної небезпеки, що визначають умови виникнення і розвитку процесу горіння, є температура самозапалювання і концентраційні межі запалення.

					142.4231з.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, виконано проектування газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 20 МВт для електростанції.

2. Проведено оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінної установки, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1450 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 23$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінної установки на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії $\eta_e = 0,380$, питома потужність $N_{уд} = 302 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{Ne} = 0,189 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з установки $T_4 = 747 \text{ K}$.

4. Протягом проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини газотурбінного двигуна, камери згоряння і турбінної частини та проведено їхнє компоновання.

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. Компресор низького тиску має у своєму складі 9 ступенів, компресор високого тиску – 9 ступенів.

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 14 жарових труб. Для змішування природного газу з повітрям та подачі в камеру призначений горілочний пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.

Турбінна частина двигуна складається з осьових одноступеневих охолоджуваних турбін високого і низького тисків та осьової чотириступінчастої неохолоджуваної силової турбіни.

					142.42313.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни низького тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного двигуна UGT 25000 (модифікація ДГ80), який серійно виготовляється підприємством АТ «НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (м. Миколаїв, Україна).

6. Виконано розрахунок закручення та перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток турбіни низького тиску.

7. Детально розроблена паливна система газотурбінного двигуна.

8. В розділі «Охорона праці» проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі електростанції.

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Збірник завдань та вправ з теорії і проектування турбінних агрегатів : навч. посібник / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, М. В. Ващиленко, М. П. Седько, В. М. Патлайчук, В. І. Харченко. Миколаїв : НУК, 2012. 248 с.
2. Патлайчук В. М. Ротори турбінних двигунів : навч. посібник. Миколаїв : УДМТУ, 2001. 60 с.
3. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Седько М. П. Основи проектування компресорів суднових газотурбінних двигунів : навч. посібник. Миколаїв : НУК, 2008. 292 с.
4. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів : навч. посібник. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 304 с.
5. Романовський Г. Ф., Іпатенко О. Я., Патлайчук В. М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін : навч. посібник. Миколаїв : УДМТУ, 2002. 292 с.
6. Романовський Г. Ф., Сербін С. І. Екологічно чисті камери згоряння ГТУ : навч. посібник. Миколаїв : УДМТУ, 2002. 83 с.
7. Романовський Г. Ф., Сербін С. І. Камери згоряння суднових газотурбінних агрегатів : навч. посібник. Миколаїв : УДМТУ, 2000. 259 с.
8. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Газотурбінні агрегати: у 2-х ч. Ч. 1: Загальна будова та класифікація. Миколаїв : НУК, 2016. 215 с.
9. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Газотурбінні агрегати: у 2-х ч. Ч. 2: Елементи конструкцій. Миколаїв : НУК, 2017. 196 с.
10. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 1: Агрегати виробництва України та Росії. Миколаїв : НУК, 2005. 344 с.

					142.42313.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		