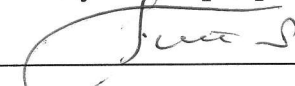


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

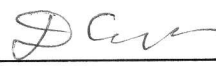

" 14 " 06 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"

на тему: *Проект енергетичного газотурбінного двигуна потужністю 10 МВт для роботи у складі пікової електростанції*

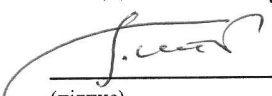
Виконав:

студент групи 2237ст


(підпис) **Стекачов Д.Г.**

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент


(підпис) **Патлайчук В.М.**

Миколаїв – 2023 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 _____ 2023 р.

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

Студенту _____ Стекачову Д.Г. _____

1. Тема роботи: **"Проект енергетичного газотурбінного двигуна потужністю 10 МВт для роботи у складі пікової електростанції"**

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

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2023 року

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2023 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **10 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1450 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка схеми **системи пневмокерування** 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 високого тиску ГТА**.

4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.

4.6. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі електростанції.

5. Перелік презентаційних матеріалів

5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.

5.2. Поздовжній переріз **турбіни високого тиску ГТА**.

5.3. Схеми **системи пневмокерування** 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	При-мітка
1	Інформаційний пошук	1.03.2023	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	1.04.2023	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання	1.05.2023	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни високого тиску ГТА	15.05.2023	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2023	
6	Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції	1.06.2023	
7	Підготовка презентаційних креслень	8.06.2023	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2023	

Студент


 (підпис)

Стекачов Д.Г.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проєктування енергетичного газотурбінного двигуна потужністю 10 МВт для роботи у складі пікової електростанції. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата; габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компоновання; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни високого тиску; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, які містили в собі: розробку конструкції турбіни високого тиску; розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску; перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність; розробку системи пневмокерування газотурбінного агрегата; аналіз небезпечних факторів у машинному залі електростанції.

Ключові слова: газотурбінна установка; електростанція; енергетичне машинобудування; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work has designed a 10 MW power gas turbine engine for operation as part of a peak power plant. The following issues have been consistently addressed: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and scheme of the gas turbine unit; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermogasodynamic calculation on the average diameter of a single-stage high-pressure turbine; design and structural calculations of individual elements of the gas turbine unit, which included: development of the design of the high-pressure turbine; calculation of the twist of the high-pressure turbine blades; verification calculation of the working blades of the high-pressure turbine for strength; development of the pneumatic control system of the gas turbine unit; analysis of hazardous factors in the power plant engine room.

Keywords: gas turbine installation; power plant; power engineering; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Інформаційний пошук	7
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА ...	17
2.1. Вибір теплової схеми	18
2.2. Оптимізація параметрів циклу	19
2.3. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА	23
3. Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	35
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни високого тиску	50
5. Конструювання та конструктивні розрахунки	62
5.1. Розробка конструкції турбіни високого тиску	63
5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску ..	65
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність	69
5.4. Розробка системи пневмокерування ГТА	79
6. Охорона праці на об'єкті, де розміщується ГТА	87
6.1. Загальні питання	88
6.2. Аналіз небезпечних факторів у машинному залі електростанції	90
Висновки	94
Список використаних джерел	96

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 агрегати знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням ГТА для транспортування природного газу, їх все частіше встановлюють на електростанціях для покриття пікових та напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни. З цієї причини їх розробка та удосконалення становлять в цей час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є проєктування енергетичного газотурбінного двигуна потужністю 10 МВт для роботи у складі пікової електростанції.

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

- інформаційний пошук;
- термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата;
- габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компонування;
- термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни високого тиску;
- конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, які містили в собі:

- розробку конструкції турбіни високого тиску;
- розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску;
- перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність;
- розробку системи пневмокерування газотурбінного агрегата;
- аналіз небезпечних факторів у машинному залі електростанції.

Об'єктом дослідження є система генерації електричного струму.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегата, 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.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.2237ст.02.КР					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Інформаційний пошук			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Д.Г.									
Керівник	Патлайчук В.М.									
								НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 1

ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного двигуна UGT 10000, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Високоєфективний модульний газотурбінний двигун четвертого покоління UGT 10000 (рис.1.1) є одним з останніх двигунів, створених ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" для потреб газової промисловості, енергетики і морського транспорту.

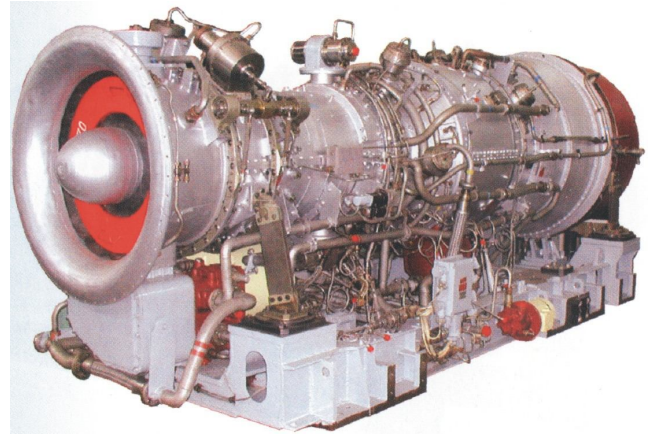


Рис.1.1. Двигун UGT 10000

UGT 10000, використовуваний як привод нагнітачів газу компресорних станцій, у варіанті ДН70Л із силовою турбіною лівого обертання (частота 4800 об/хв) застосовується для модернізації агрегатів ГТК-10-4 ОАО "Невский завод" (м. С.-Петербург) і ГПА-10 ВАТ "Констар" (м. Кривий Ріг), а у варіанті ДИ70П із силовою турбіною правого обертання (6500 об/хв) – для заміни двигунів MS3002 розробки компанії "General Electric Co." в імпортних агрегатах ГТК-10И фірми "AEG Kanis".

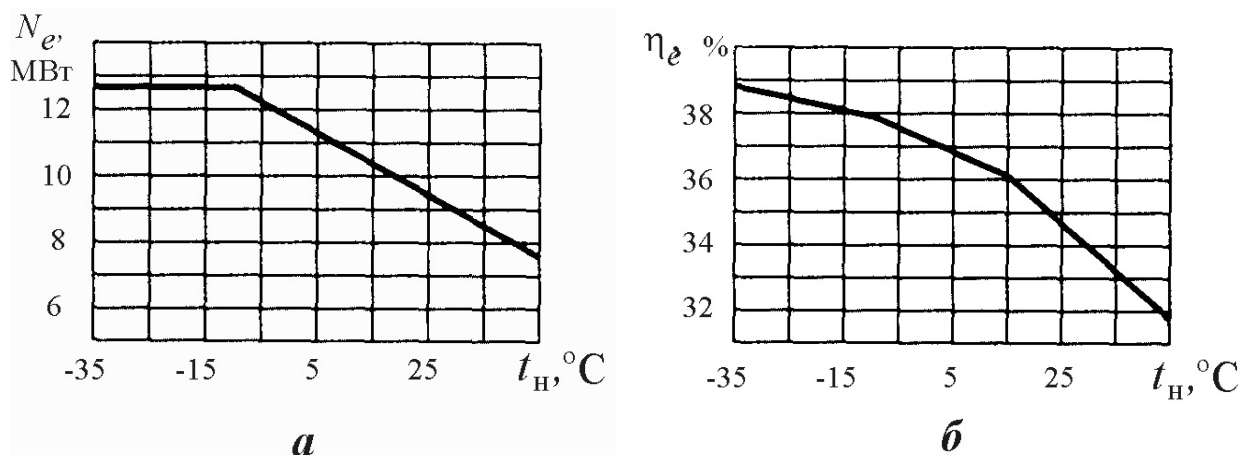


Рис.1.2. Залежність потужності (а) і ККД (б) UGT 10000 від температури повітря на вході

На основі двигуна UGT 10000 (модифікація ДУ71) була створена газотурбінна установка з утилізацією тепла газів контактного типу КГПТУ-16К (проект "Водолій") потужністю 16 МВт. У порівнянні з вихідним варіантом в ній була змінена пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для упорскування пари, організовані системи подавання пари. Такою установкою був оснащений газоперекачувальний агрегат ГПА-16К, встановлений на компресорній станції "Ставищенська" (Черкаська обл., Україна).

Основні технічні характеристики UGT 10000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.1, експлуатаційні характеристики – на рис.1.2.

Конструктивні особливості

Двигун UGT 10000 (рис.1.3) складається з газогенератора і вільної силової турбіни¹.

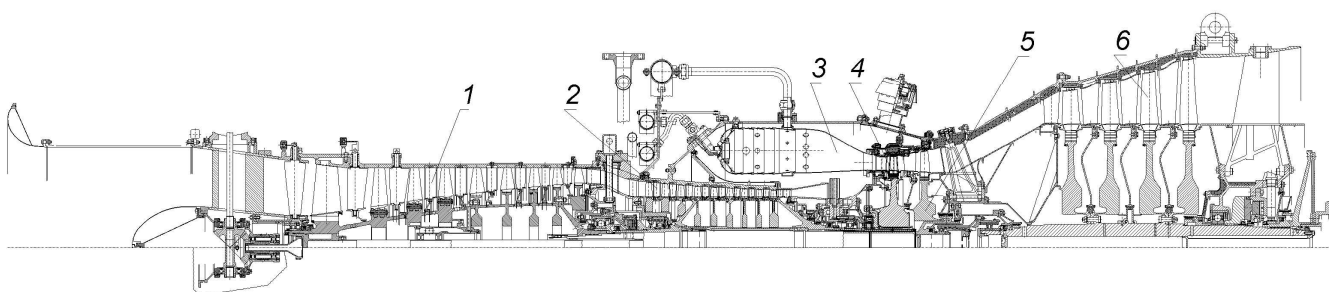


Рис.1.3. Конструктивна схема двигуна UGT 10000:

1 – компресор низького тиску; 2 – компресор високого тиску; 3 – камера згоряння; 4 – турбіна високого тиску; 5 – турбіна низького тиску; 6 – силова турбіна

Газогенератор містить у собі два каскади осьового компресора (відповідно, низького 1 і високого 2 тисків), які приводяться в обертання двома незалежними турбінами (низького 5 і високого 4 тисків), а також трубчасто-кільцеву камеру згоряння 3.

¹ Конструкція двигуна розглядається на прикладі модифікації ДН70Л.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1

Параметр	Модифікації двигуна	
	ДН70	ДУ71
Потужність, МВт	10,7	15,7
ККД, %	36	43 ²
Витрата повітря, кг/с	37,2	39,5
Міра підвищення тиску	19,5	20
Початкова температура газу, К	1453	1358
Температура газу за ГТД, К	731	727
Частота обертання силової турбіни, об/хв	4800	5300
Довжина x ширина x висота, м	4,0 x 1,8 x 1,7	—
Маса, т	5	—

Компресор низького тиску (КНТ) – осьовий, дев'ятиступінчастий, складається із зовнішнього обтікача 1, внутрішнього обтікача 3, проставки 2, конуса 4, переднього корпуса 5, корпуса 8, ротора 7, встановленого на передній і задній опорах (рис.1.4).

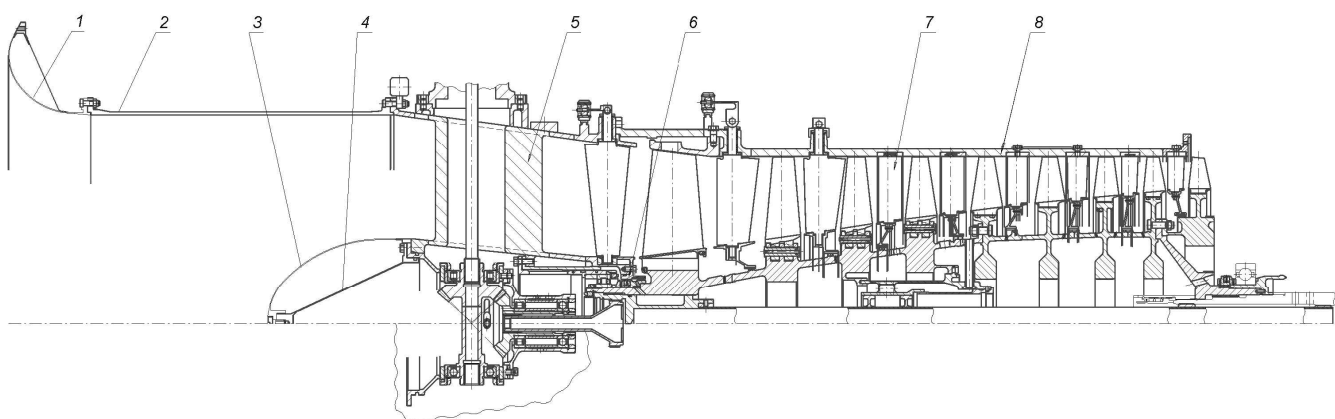


Рис.1.4. Компресор низького тиску UGT 10000:

1 – зовнішній обтікач; 2 – проставка; 3 – внутрішній обтікач; 4 – конус; 5 – передній

² У даному випадку ККД всього агрегата.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

корпус; 6 – передня опора; 7 – ротор КНТ; 8 – корпус КНТ

Внутрішній і зовнішній обтікачі із проставкою утворюють вхідний пристрій, який плавно підводить повітря до проточної частини компресора. Зовнішній обтікач через еластичну діафрагму поєднаний із повітрязаборною шахтою. Внутрішній обтікач за допомогою центрального болта кріпиться до конуса.

Передача крутного моменту від ротора турбіни низького тиску (ТНТ) до ротора компресора низького тиску здійснюється через шлицьове сполучення, яке утворюється задньою цапфою ротора КНТ і валом ротора ТНТ.

Ротор КНТ – дисково-барабанної конструкції, складається зі звареного барабана 0-3-го ступенів, звареного барабана 4-7-го ступенів, диска 8-го ступеня, лопаток, задньої цапфи. Також у роторі КНТ передбачена система доборів повітря, яка забезпечує підвід повітря для підпору ущільнень передньої і задньої опор ротора КНТ і для охолодження ТНТ.

Робочі лопатки нульового ступеня закріплені в диску за допомогою "ялинкового" замка. Робочі лопатки 1-3-го ступенів мають шарнірні кріплення. Робочі лопатки інших ступенів встановлені в пази дисків замковою частиною типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвістовиків лопаток.

Ротор КНТ має дві опори: передню з радіально-опорним роликовим підшипником і задню із радіально-упорним кульковим підшипником.

Для поділу масляних і повітряних порожнин передбачені комбіновані контактно-лабіринтові ущільнення з графітовими ущільнювальними кільцями.

Компресор високого тиску (КВТ) – дев'ятиступінчастий, складається з перехідника 1, корпуса 4, ротора 6, заднього корпуса 8 (рис.1.5).

Для збільшення запасу сталої роботи компресорів на перехіднику встановлені три клапани перепуску повітря.

Ротор КВТ – дисково-барабанної конструкції, складається зі звареного барабана 1-3-го ступенів, шести дисків, лопаток, передньої цапфи, задньої

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

цапфи, труб, що забезпечують підвід повітря на охолодження турбіни високого тиску (ТВТ). На задній цапфі ротора встановлена шестірня-індуктор, призначена одночасно для ручного прокручування і виміру частоти обертання ротора. Робочі лопатки встановлені в пази дисків замковою частиною типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвостовиків лопаток.

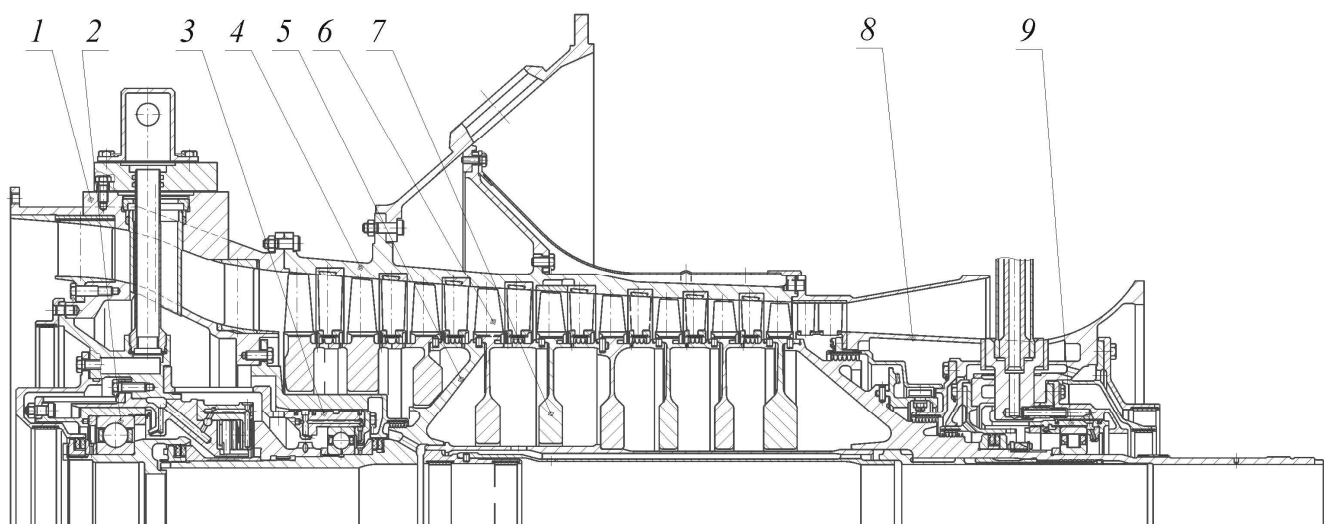


Рис.1.5. Компресор високого тиску UGT 10000:

1 – перехідник; 2 – задня опора ротора КНТ; 3 – передня опора ротора КВТ; 4 – корпус КВТ; 5 – передня цапфа КВТ; 6 – ротор КВТ; 7 – диски КВТ; 8 – задній корпус; 9 – задня опора КВТ

Ротор турбокомпресора високого тиску має дві опори: передню комбіновану опору КВТ, яка складається із упорного підшипника ковзання і радіально-упорного кулькового підшипника, розташованих на передній цапфі КВТ, і задню опору КВТ із радіально-опорним роликовим підшипником, розташованим на задній цапфі КВТ.

На передній цапфі КВТ встановлене міжвальне контактне ущільнення. Для поділу масляних і повітряних порожнин також передбачені комбіновані контактнo-лабіринтові ущільнення із графітовими ущільнювальними кільцями.

Камера згоряння за конструкцією протитокова, трубчасто-кільцевого типу. Складається з кожуха камери згоряння, внутрішнього кожуха, десяти

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

жарових труб, розташованих паралельно осі двигуна в кільцевому просторі між кожухом камери згоряння і внутрішнім кожухом, десяти двоканальних горілочних пристроїв, що кріпляться на прокладках за допомогою фланців та гайок до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби на корпусі КВТ, колекторів 1-го та 2-го каналів, прикріплених на 5-ти шарнірних підвісках до вертикального рознімання КВТ.

Кожен колектор складається з двох половинок. З'єднання половинок колектора 1-го каналу –різьбове. З'єднання половинок колектора 2-го каналу виконується за допомогою клиноподібного хомута, десяти трубок 1-го каналу, десяти трубок 2-го каналу, двох запалювачів, двоступінчастого дифузора, одного клапана перепуску повітря, встановленого на компенсаторі. Для безпеки обслуговуючого складу клапан перепуску повітря закритий захисним стаканом.

У головній частині кожна жарова труба кріпиться двома фіксаторами до кронштейнів, які закріплені на вертикальному фланці корпусу КВТ.

Кожух камери згоряння входить до силової схеми двигуна. Для забезпечення можливості заміни жарових труб протягом експлуатації кожух камери згоряння виконаний із двох половинок і має горизонтальний фланець з конічним зубом. Для забезпечення газощільності у горизонтальному розніманні застосовується клиноподібна планка.

Турбіна високого тиску (рис.1.6) приводить в обертання компресор високого тиску. Виконана осьовою, одноступінчастою, складається з соплового апарата 1 і диска 2, розташованого консольно на задній цапфі КВТ і прикріпленого до неї за допомогою штифтів.

Сопловий апарат ТВТ складається з корпусу силового, корпусу зовнішнього, соплових лопаток, апарата напрямного, стільникових вставок, встановлених у кільці, і екрана розподільного. Стільникові вставки, кільце і екран розподільний є частинами системи регулювання радіального зазору над робочими лопатками ТВТ.

Соплові лопатки ТВТ одиночні, охолоджувані, двоопорні. По верхніх і

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

нижніх буртах ущільнені ущільнювальними елементами для зменшення втрат охолодного повітря, підводимого до лопаток.

Охолодження вхідної крайки соплових лопаток здійснюється обдувом повітря крізь отвори дефлектора, розташованого усередині лопаток. Для інтенсифікації охолодження профільна частина лопаток має усередині розвитку систему оребріння. Холодне повітря до лопаток підводиться знизу.

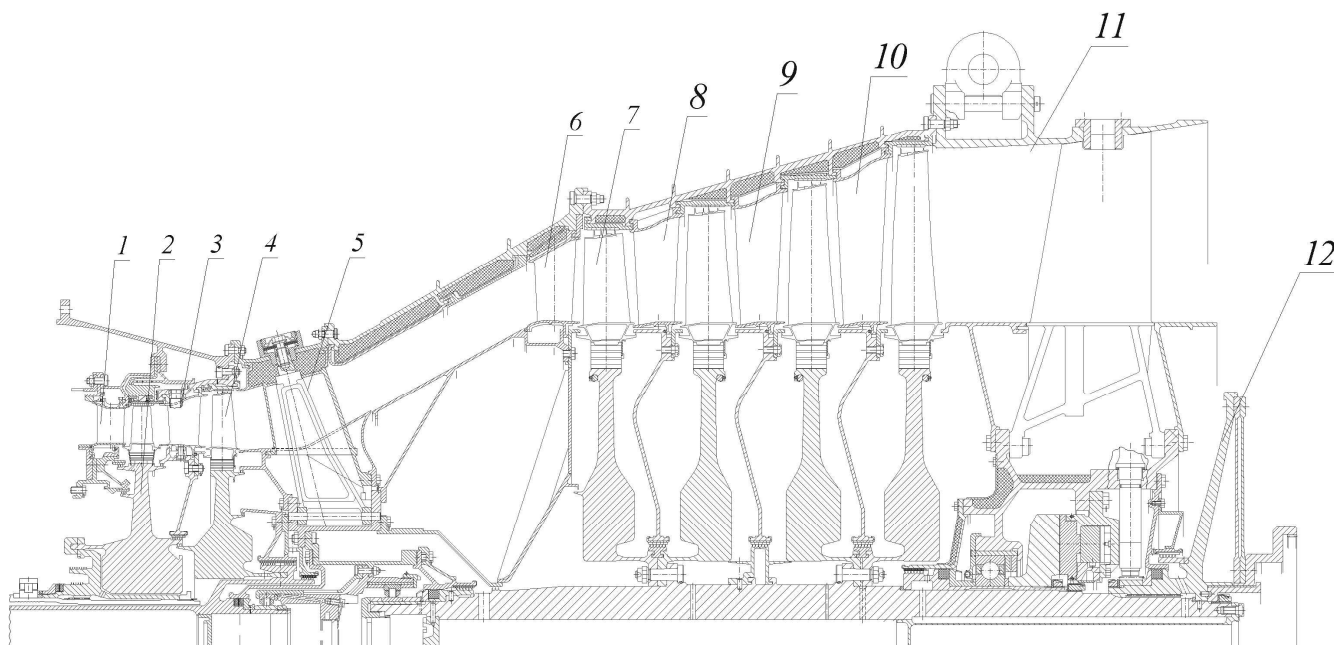


Рис.1.6. Турбінна частина UGT 10000:

1, 3, 6, 8, 9, 10 – соплові апарати 1-6-го ступенів; 2 – цапфа-диск ТВТ; 4 – ротор ТНТ; 5 – опорний вінець ТНТ; 7 – ротор силової турбіни; 11 – опорний вінець силової турбіни; 12 – муфта

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчаста, приводить в обертання компресор низького тиску. Складається із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5.

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 ТНТ є шлиці для з'єднання із задньою цапфою ротора КНТ. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, яка є опорою

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ротора ТНТ.

Опорний вінець ТНТ утворює проточну частину між ТНТ та силовою турбіною, 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 ТНТ – за допомогою компенсаторів.

Силовa турбіна (рис.1.7) – осьова, лівого або правого обертання, залежно від частоти обертання (3000, 4800 або 6500 об/хв) може мати 6, 4 або 3 ступеня. Складається із соплових апаратів окремих ступенів, ротора і опорного вінця.

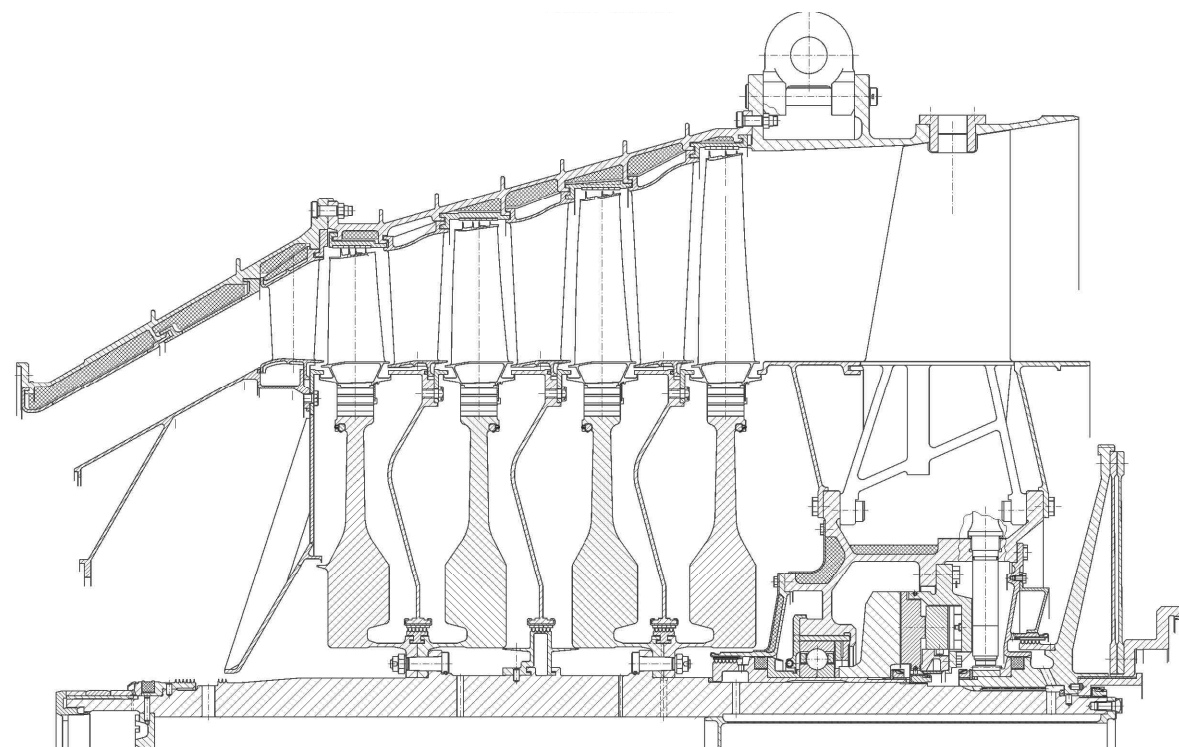


Рис.1.7. Силовa турбіна UGT 10000

Ротор силової турбіни являє собою вал із закріпленими на ньому дисками. Диски поєднані з валом стяжними болтами. На дисках встановлені робочі лопатки, які за допомогою ялинкових хвостовиків уведені в пази дисків та зафіксовані в осьовому положенні сегментами. Для усунення витоків газу між дисками встановлені лабіринти.

Передньою опорою ротора є роликовий підшипник, внутрішня обойма

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

якого встановлена на валу, а зовнішня – в опорному вінці ТНТ. Задньою опорою ротора є кульковий підшипник і підшипник ковзання. Кульковий підшипник сприймає радіальне і частково осьове навантаження, а підшипник ковзання – тільки осьове.

Відбір потужності здійснюється через еластичну муфту, яка допускає приєднання споживача потужності з певною неспіввісністю.

Система змащення двигуна – циркуляційна, під тиском.

Стартер – електричний ~380 В, 70 кВт. Керування – дистанційне, автоматичне.

Двигун випускається з 1998 р.

UGT 10000 витримує сейсмічний вплив до 7 балів по шкалі MSK-64 і зберігає працездатність при температурі повітря від мінус 55 до плюс 45 °С і відносній вологості до 100% (при температурі зовнішнього повітря 15 °С).

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.2237ст.02.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Д.Г.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ
ТА СХЕМИ ГТА

2.1. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

Для привода генератора електричного струму на блочній електростанції потужністю 10 МВт доцільно прийняти газотурбінний агрегат, виконаний за простим термодинамічним циклом. Це пояснюється такими перевагами ГТА 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 їхню повну збірку 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.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ

Оптимізацію параметрів термодинамічного циклу досліджуваного газотурбінного агрегата виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC, яка входить до складу бібліотеки навчальних програм кафедри турбін.

Значення вихідних параметрів наведені в табл.2.1.

Таблиця 2.1

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1450
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,995
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
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	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,025

При оптимізації задаємося інтервалом зміни міри підвищення тиску у циклі від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо корегування файлу вихідних даних

C:\STUDENT\GRUP5\isgta1cc.dat

і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми

C:\STUDENT\SPARTA\gta1cc.exe.

За результатами розрахунку, які знаходяться у файлі

C:\STUDENT\GRUP5\rzgta1cc.dat,

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

будуємо графіки залежності ефективного ККД (рис.2.1) та питомої потужності (рис.2.2) газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі.

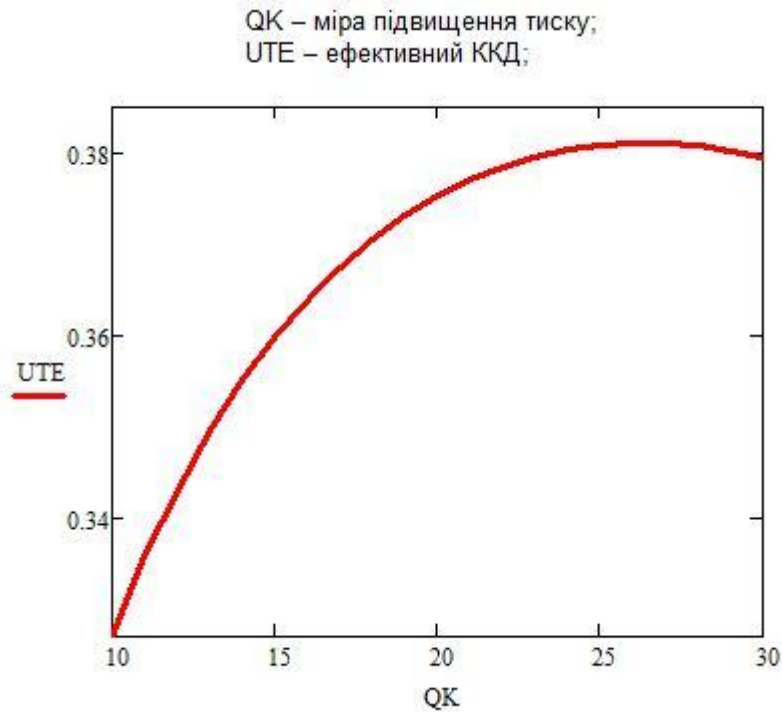


Рис.2.1. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

Прийняті ідентифікатори:

QK – міра підвищення тиску;

UTE – ефективний ККД;

HU – питома потужність, кВт/(кг/с);

T2 – температура повітря за компресором, К;

T4 – температура газу за турбіною, К;

NOX – кількість охолоджуваних рядів лопаток;

GOX – питома витрата охолоджуючого повітря;

ALO – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

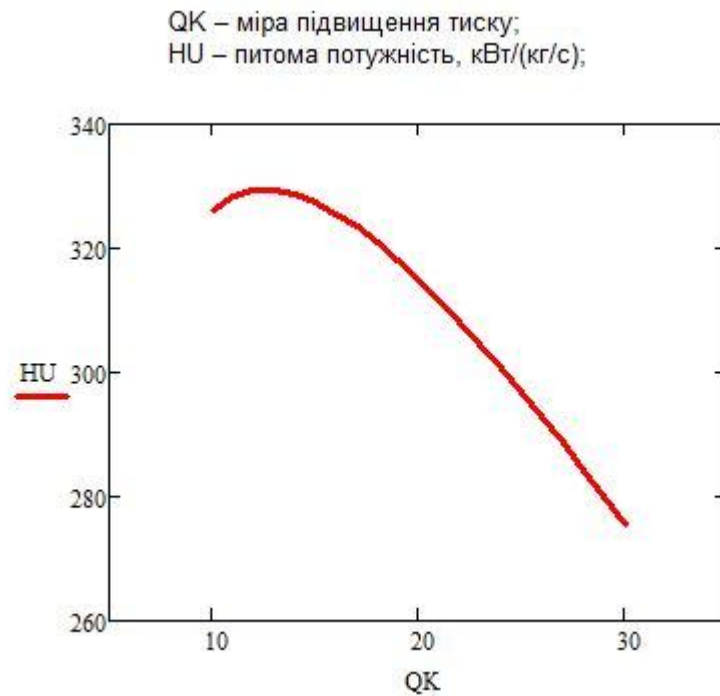


Рис.2.2. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

З графіку на рис.2.1 видно, що ефективний ККД газотурбінного агрегата із збільшенням міри підвищення тиску π_k спочатку зростає, а потім плавно зменшується. Максимальний ККД (0.37950) досягається при мірі підвищення тиску, яка становить 26. У зв'язку з тим, що в інтервалі від 23 до 26 π_k не виявляє великого впливу на ефективний ККД, проте помітно зростають маса, розміри, металоємність та вартість компресорної частини двигуна, приймаємо для подальшого детального теплового розрахунку міру підвищення тиску у циклі 23,5.

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTAISS
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент Stekachov D.G.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1450.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0250
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.32692	326.2	0.000	0.000	590.8	939.1	0.000	4.0	0.0816	2.62
11.0	0.33561	328.3	0.000	0.000	607.9	919.4	0.000	4.0	0.0837	2.66
12.0	0.34307	329.3	0.000	0.000	623.9	901.7	0.000	4.0	0.0859	2.71
13.0	0.34949	329.3	0.000	0.000	638.8	885.6	0.000	4.0	0.0880	2.75
14.0	0.35502	328.7	0.000	0.000	653.0	871.0	0.000	4.0	0.0902	2.79
15.0	0.35980	327.4	0.000	0.000	666.3	857.5	0.000	4.0	0.0925	2.84
16.0	0.36392	325.6	0.000	0.000	679.1	845.0	0.000	4.0	0.0947	2.88
17.0	0.36746	323.4	0.000	0.000	691.2	833.4	0.000	4.0	0.0970	2.92
18.0	0.37050	320.9	0.000	0.000	702.8	822.6	0.000	4.0	0.0993	2.96
19.0	0.37308	318.1	0.000	0.000	713.9	812.5	0.000	4.0	0.1016	3.00
20.0	0.37524	315.0	0.000	0.000	724.6	803.0	0.000	4.0	0.1040	3.03
21.0	0.37702	311.7	0.000	0.000	734.8	794.0	0.000	4.0	0.1064	3.07
22.0	0.37845	308.2	0.000	0.000	744.7	785.5	0.000	4.0	0.1089	3.11
23.0	0.37956	304.6	0.000	0.000	754.3	777.5	0.000	4.0	0.1114	3.15
24.0	0.38036	300.8	0.000	0.000	763.5	769.9	0.000	4.0	0.1140	3.19
25.0	0.38087	296.8	0.000	0.000	772.5	762.6	0.000	4.0	0.1166	3.22
26.0	0.38110	292.8	0.000	0.000	781.2	755.7	0.000	4.0	0.1193	3.26
27.0	0.38108	288.6	0.000	0.000	789.6	749.1	0.000	4.0	0.1220	3.30
28.0	0.38080	284.3	0.000	0.000	797.8	742.7	0.000	4.0	0.1248	3.33
29.0	0.38027	280.0	0.000	0.000	805.7	736.7	0.000	4.0	0.1277	3.37
30.0	0.37950	275.5	0.000	0.000	813.5	730.8	0.000	4.0	0.1306	3.40

2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ГТА

Детальний тепловий розрахунок схеми газотурбінного агрегата на режимі повної потужності виконується з метою визначення параметрів повітря та продуктів згоряння по тракту двигуна, а також їх масових витрат. Протягом розрахунку уточнюються ефективний ККД, питома витрата палива та питома потужність газотурбінного агрегата.

Структурна схема проектуемого газотурбінного агрегата та відповідний їй цикл на тепловій діаграмі наведено на рис.2.3. Розрахунок зведено до табл.2.2.

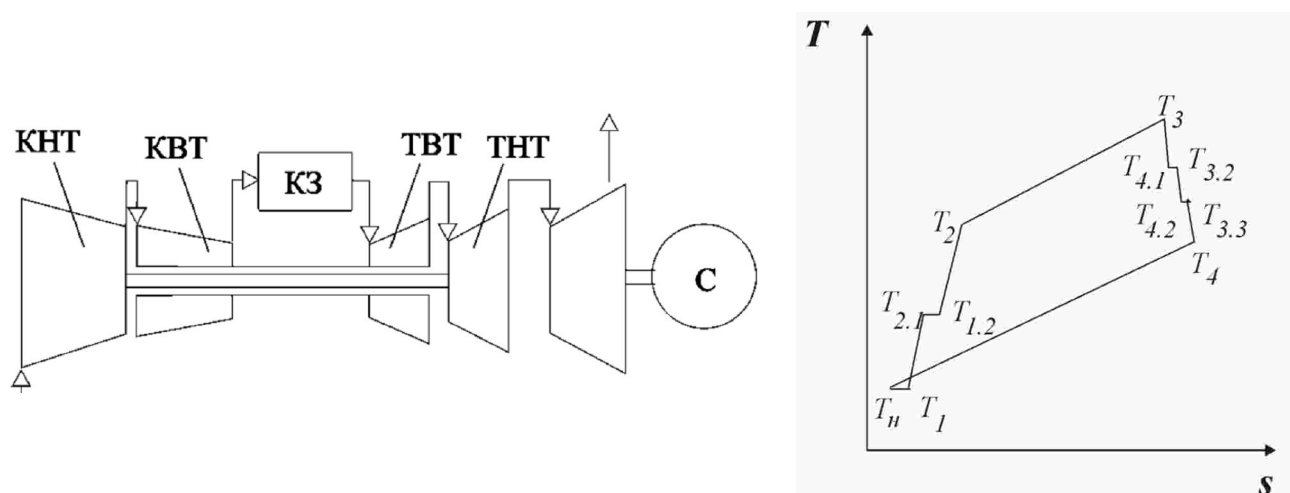


Рис.2.3. Структурна схема газотурбінного агрегата (а) та відповідний їй цикл на тепловій діаграмі (б)

Таблиця 2.2

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Міра підвищення тиску в компресорній частині ГТА π_k	За результатами оптимізації	23,5
2. Міра підвищення тиску в компресорі високого тиску π_{k2}	Приблизно дорівнює $\sqrt{\pi_k}$, але не повинне перевищувати значення 4,4...4,6	4,4
3. Міра підвищення тиску в компресорі низького тиску π_{k1}	$\frac{\pi_k}{\pi_{k2}}$	5,34

4. Температура навколишнього повітря T_n , К	За відсутністю конкретних відомостей береться за вимогами ISO 2314	288
5. Тиск навколишнього повітря p_n , Па	За відсутністю конкретних відомостей береться за вимогами ISO 2314	101325
6. Температура перед компресором низького тиску T_1 , К	Береться рівною T_n	288
7. Коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої v_{ex}	Береться 0,98...0,99	0,985
8. Тиск перед компресором низького тиску p_1 , Па	$p_n v_{ex}$	99805
9. ККД елементарного ступеня осьового компресора η_{cm}	Береться 0,890...0,905	0,90
10. Температура за компресором низького тиску $T'_{2.1}$, К	Береться із подальшим уточненням	488
11. Комплекс для повітря $m = \frac{k-1}{k} \Big _{T_1}^{T'_{2.1}} = f(T)$	За таблицею 2.3	0,284
12. ККД компресора низького тиску $\eta_{\kappa 1}$	$\frac{\pi_{\kappa 1}^m - 1}{\pi_{\kappa 1}^{m/\eta_{cm}} - 1}$	0,875
13. Дійсний підігрів повітря в компресорі низького тиску $\Delta T_{\kappa 1}$, К	$T_1 (\pi_{\kappa 1}^m - 1)^{\frac{1}{\eta_{\kappa 1}}}$	201
14. Температура повітря за компресором низького тиску $T_{2.1}$, К	$T_1 + \Delta T_{\kappa 1}$	489
15. Перевірка умови	$\left \frac{T_{2.1} - T'_{2.1}}{T_{2.1}} \right \leq 0,05$	0,0013

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					При невиконанні умови уточнюється значення $T'_{2.1}$ в п.10	
16. Тиск за компресором низького тиску $p_{2.1}$, Па					$p_1 \pi_{\kappa 1}$	533050
17. Температура перед компресором високого тиску $T_{1.2}$, К					Береться рівною $T_{2.1}$	488
18. Коефіцієнт відновлення повного тиску у перехіднику між компресорами v_{κ}					Береться 0,99...1,0	0,99
19. Тиск перед компресором високого тиску $p_{1.2}$, Па					$p_{2.1} v_{\kappa}$	527720
20. Температура за компресором високого тиску T'_2 , К					Береться із подальшим уточненням	764
21. Комплекс для повітря $m \Big _{T_{1.2}}^{T'_2} = f(T)$					За таблицю 2.3	0,272
22. ККД компресора високого тиску $\eta_{\kappa 2}$					$\frac{\pi_{\kappa 2}^m - 1}{\pi_{\kappa 2}^{m/\eta_{cm}} - 1}$	0,879
23. Дійсний підігрів повітря в компресорі високого тиску $\Delta T_{\kappa 2}$, К					$T_{1.2} (\pi_{\kappa 2}^m - 1) \frac{1}{\eta_{\kappa 2}}$	276
24. Температура повітря за компресором високого тиску T_2 , К					$T_{1.2} + \Delta T_{\kappa 2}$	765
25. Перевірка умови					$\left \frac{T_2 - T'_2}{T_2} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення T'_2 в п.20	0,0008
26. Тиск за компресором високого тиску p_2 , Па					$p_{1.2} \pi_{\kappa 2}$	2321966
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	142.2237ст.02.КР	
					Арк.	

27. Температура газів за камерою згоряння T_3 , К	Задана	1450
28. Коефіцієнт відновлення повного тиску у камері згоряння v_{kc}	Береться 0,96...0,98 (більші значення для прямотокових камер згоряння, менші – для противотокових)	0,96
29. Тиск за камерою згоряння p_3 , Па	$p_2 v_{kc}$	2229088
30. Нижча теплота згоряння палива Q_n^p , кДж/кг	За відсутністю конкретних відомостей береться для стандартного палива (42915 кДж/кг – для рідкого та 50032 кДж/кг – для газоподібного палива)	50032
31. Стехіометричний коефіцієнт L_0 , кг/кг	За відсутністю конкретних відомостей береться для стандартного палива (14,78 – для рідкого та 17,18 – для газоподібного палива)	17,18
32. Коефіцієнт повноти згоряння палива η_{kc}	Береться 0,980...0,995 (більші значення для газоподібного палива, менші – для рідкого)	0,980
33. Теплоємність повітря $c_{pv} \Big _{293}^{T_3} = f(T)$, кДж/(кг·К)	За таблицею 2.3	1,2127
34. Теплоємність повітря $c_{pv} \Big _{293}^{T_2} = f(T)$, кДж/(кг·К)	За таблицею 2.3	1,069
35. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} = f(T, \alpha = 1)$, кДж/(кг·К)	За таблицею 2.3	1,3669

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

36. Відносна витрата палива g_T , кг/кг	$\frac{c_{pv}\Big _{293}^{T_3}(T_3-293)-c_{pv}\Big _{293}^{T_2}(T_2-293)}{Q_n^p\eta_{kc}-\left[c_{p\alpha=1}\Big _{293}^{T_3}(L_0+1)-c_{pv}\Big _{293}^{T_3}L_0\right](T_3-293)}$	0,0262
37. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_T L_0}$	2,39
38. Коефіцієнт витрати компресора високого тиску $\alpha_{\kappa 2}$	Береться 0,99...1,00	1,0
39. Сумарна відносна витрата охолоджуючого повітря $g_{ox\Sigma}$	Береться із подальшим уточненням	0,200
40. Коефіцієнт витрати камери згоряння $\alpha_{\kappa c}$	$(0,96...0,98)-g_{ox\Sigma}$	0,78
41. Коефіцієнт витрати турбіни високого тиску β_{T1}	$(1+g_T)\frac{\alpha_{\kappa c}}{\alpha_{\kappa 2}}$	0,663
42. Коефіцієнт втрат в опорах турбокомпресора високого тиску $\eta_{\kappa 1}$	Береться 0,990...0,995 для підшипників кочення та 0,97...0,98 для <u>підшипників ковзання</u>	0,97
43. Теплоємність повітря $c_{pv}\Big _{T_{1,2}}^{T_2}=f(T)$, кДж/(кг·К)	За таблицею 2.3	1,050
44. Температура за турбіною високого тиску $T'_{4,1}$, К	Береться із подальшим уточненням	1290
45. Теплоємність продуктів згоряння $c_{pz}\Big _{T_3}^{T'_{4,1}}=f(T,\alpha)$, кДж/(кг·К)	За таблицею 2.3	1,279
46. Дійсне охолодження газів в турбіні високого тиску ΔT_{T1} , К	$\frac{c_{pv}\Big _{T_{1,2}}^{T_2}\Delta T_{\kappa 2}}{c_{pz}\Big _{T_3}^{T'_{4,1}}\beta_{T1}\eta_{\kappa 1}}$	261
47. Температура за турбіною високого тиску $T_{4,1}$, К	$0,995(T_3-\Delta T_{T1})$	1237

					142.2237ст.02.КР	Арк.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

48. Перевірка умови	$\left \frac{T_{4.1} - T'_{4.1}}{T_{4.1}} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення $T'_{4.1}$ в п.44	0,0079
49. ККД турбіни високого тиску η_{T1}	Береться 0,87...0,88	0,87
50. Комплекс для продуктів згоряння $m \Big _{T_3}^{T_{4.1}} = f(T, \alpha)$	За таблицею 2.3	0,214
51. Міра зниження тиску в турбіні високого тиску π_{T1}	$\left[1 - \frac{\Delta T_{T1}}{T_3 \eta_{T1}} \right]^{-\frac{1}{m}}$	2,65
52. Тиск за турбіною високого тиску $p_{4.1}$, Па	$\frac{p_3}{\pi_{T1}}$	827032
53. Температура перед турбіною низького тиску $T_{3.2}$, К	Береться рівною $T_{4.1}$	1237
54. Коефіцієнт відновлення повного тиску в опорному вінці турбіни високого тиску v_{T1}	Береться 0,99...1,00	1,0
55. Тиск перед турбіною низького тиску $p_{3.2}$, Па	$p_{4.1} v_{T1}$	827032
56. Температура охолоджуючого повітря T_{ox} , К	Береться рівною T_2	765
57. Допустима температура металу лопаток $T_{дон}$, К	Береться 1073...1123	1080
58. Еталонна витрата охолоджуючого повітря g_s	Береться 0,020...0,025	0,025
59. Коефіцієнт теплообміну на торцях охолоджуваних лопаток $k_{т.л}$	Береться 1,05...1,10	1,05
60. Коефіцієнт перерозрахунку a	Береться 1,7 – при $T_3 - T_{дон} \leq 100$, та 1,4...1,3 – при $T_3 - T_{дон} > 100$	1,3

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

61. Відносний температурний перепад на 1 ступінь турбіни високого тиску $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{T_1}$	Береться 0,110...0,135	0,135
62. Кількість охолоджуваних рядів соплових та робочих лопаток турбіни високого тиску n_{ox1}	$\frac{2 \lg \frac{T_{don}}{T_3}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T_1} \right]}$; при $T_3 \leq T_{don}$ $n_{ox1} = 0$	4,91 (2) ¹
63. Відносна витрата охолоджуючого повітря на турбіну високого тиску g_{ox1}	$a k_{m.l} g_{\beta} \beta_{T1} \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_{don})}{(T_{don} - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25}$; при $T_3 \leq T_{don}$ $g_{ox1} = 0$	0,1550
64. Коефіцієнт витрати турбіни низького тиску β_{T2}	$\beta_{T1} \alpha_{\kappa 2} + (0...0,01) + g_{ox1}$	0,846
65. Коефіцієнт втрат в опорах турбокомпресора низького тиску η_{m2}	Береться 0,990...0,995 для підшипників кочення та 0,97...0,98 <u>для підшипників ковзання</u>	0,98
66. Теплоємність повітря $c_{p\beta} \Big _{T_1}^{T_{2.1}} = f(T)$, кДж/(кг·К)	За таблицею 2.3	1,021
67. Температура за турбіною низького тиску $T'_{4.2}$, К	Береться із подальшим уточненням	1105
68. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p\kappa} \Big _{T_{3.2}}^{T'_{4.2}} = f(T, \alpha)$, кДж/(кг·К)	За таблицею 2.3	1,313
69. Дійсне охолодження газів в турбіні низького тиску ΔT_{T2} , К	$\frac{c_{p\beta} \Big _{T_1}^{T_{2.1}} \Delta T_{\kappa 1}}{c_{p\kappa} \Big _{T_{3.2}}^{T'_{4.2}} \beta_{T2} \eta_{m2}}$	149

¹ Турбіна високого тиску не може мати кількість охолоджуваних рядів лопаток, яка перевищує загальну кількість рядів лопаток цієї турбіни. Двигуни UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000 та UGT 25000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" мають одноступеневу ТВТ, тобто n_{ox1} у цьому випадку не може бути більшим, ніж 2.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

70. Температура за турбіною низького тиску $T_{4,2}$, К	$T_{3,2} - \Delta T_{T2}$	1118
71. Перевірка умови	$\left \frac{T_{4,2} - T'_{4,2}}{T_{4,2}} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення $T'_{4,2}$ в п.67	0,02
72. ККД турбіни низького тиску η_{T2}	Береться 0,88...0,90	0,88
73. Комплекс для продуктів згоряння $m \Big _{T_{3,2}}^{T_{4,2}} = f(T, \alpha)$	За таблицею 2.3	0,248
74. Міра зниження тиску в турбіні низького тиску π_{T2}	$\left[1 - \frac{\Delta T_{T2}}{T_{3,2} \eta_{T2}} \right]^{-\frac{1}{m}}$	1,63
75. Тиск за турбіною низького тиску $p_{4,2}$, Па	$\frac{p_{3,2}}{\pi_{T2}}$	495228
76. Температура перед турбіною гвинта $T_{3,3}$, К	Береться рівною $T_{4,2}$	1118
77. Коефіцієнт відновлення повного тиску в опорному вінці турбіни низького тиску v_{T2}	Береться 0,99...1,00	0,99
78. Тиск перед турбіною генератора $p_{3,3}$, Па	$p_{4,2} v_{T2}$	490276
79. Коефіцієнт відновлення повного тиску у газовідводному пристрої v_z	Береться 0,98...0,99	0,98
80. Міра зниження тиску в турбіні генератора π_{T3}	$\frac{p_{3,3}}{p_H} v_z$	4,69
81. ККД турбіни генератора η_{T3}	Береться 0,90...0,91	0,90
82. Температура за турбіною генератора T'_4 , К	Береться із подальшим уточненням	750
83. Комплекс для продуктів	За таблицею 2.3	0,234

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

згоряння $m \Big _{T_{3.3}}^{T'_4} = f(T, \alpha)$		
84. Дійсне охолодження газів в турбіні генератора ΔT_{T3} , К	$T_{3.3} (1 - \pi_{T3}^{-m})$	396
85. Температура за турбіною генератора T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{T3}$	717
86. Перевірка умови	$\left \frac{T_4 - T'_4}{T_4} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення T'_4 в п.82	0,0336
87. Тиск за турбіною генератора p_4 , Па	$\frac{p_{3.3}}{\pi_{T3}}$	103433
88. Коефіцієнт перерозрахунку a	Береться 1,7 – при $T_{3.2} - T_{don} \leq 100$, та 1,4...1,3 – при $T_{3.2} - T_{don} > 100$	1,3
89. Відносний температурний перепад на 1 ступінь турбіни низького тиску $\left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T2}$	Береться 0,110...0,135	0,135
90. Кількість охолоджуваних рядів соплових та робочих лопаток турбіни низького тиску n_{ox2}	$\frac{2 \lg \frac{T_{don}}{T_{3.2}}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T2} \right]}$; при $T_{3.2} \leq T_{don}$ $n_{ox2} = 0$	$2,30 (2)^2$
91. Відносна витрата охолоджуючого повітря на турбіну низького тиску g_{ox2}	$a k_{m.l} g_3 \beta_{T2} \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_{3.2} - T_{don})}{(T_{don} - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3.2}}{T_{ox}} \right)^{0,25}$; при $T_{3.2} \leq T_{don}$ $g_{ox2} = 0$	0,0427
92. Коефіцієнт витрати турбіни низького тиску β_{T3}	$\beta_{T2} + (0...0,01) + g_{ox2}$	0,988

² Турбіна низького тиску не може мати кількість охолоджуваних рядів лопаток, яка перевищує загальну кількість рядів лопаток цієї турбіни. Двигуни UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000 та UGT 25000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" мають одноступеневу ТНТ, тобто n_{ox2} у цьому випадку не може бути більшим, ніж 2.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

93. Коефіцієнт перерозрахунку a	Береться 1,7 – при $T_{3.3} - T_{don} \leq 100$, та 1,4...1,3 – при $T_{3.3} - T_{don} > 100$	1,7
94. Відносний температурний перепад на 1 ступінь турбіни генератора $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{T3}$	Береться 0,110...0,135	0,120
95. Кількість охолоджуваних рядів соплових та робочих лопаток турбіни генератора n_{ox3}	$\frac{2 \lg \frac{T_{don}}{T_{3.3}}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T3} \right]}$; при $T_{3.3} \leq T_{don}$ $n_{ox3} = 0$	0,65 (1)
96. Відносна витрата охолоджуючого повітря на турбіну генератора g_{ox3}	$a k_{m.l} g_3 \beta_{T3} \frac{(n_{ox3} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_{3.3} - T_{don})}{(T_{don} - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3.3}}{T_{ox}} \right)^{0,25}$; при $T_{3.3} \leq T_{don}$ $g_{ox3} = 0$	0,0049
97. Сумарна відносна витрата охолоджуючого повітря $g'_{ox\Sigma}$	$g_{ox1} + g_{ox2} + g_{ox3}$	0,201
98. Перевірка умови	$\left \frac{g_{ox\Sigma} - g'_{ox\Sigma}}{g_{ox\Sigma}} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення $g_{ox\Sigma}$ в п.39	0,036
99. Перевірка умови	$\beta_{T1} \leq \beta_{T2} \leq \beta_{T3} \leq 1,0$ При невиконанні умови уточнюються значення β_{T1} , β_{T2} і β_{T3}	
100. Коефіцієнт втрат в опорах турбіни генератора η_{m3}	Береться 0,990...0,995 для підшипників кочення та 0,97...0,98 <u>для підшипників ковзання</u>	0,98
101. ККД редуктора η_p	Оскільки редуктор відсутній береться 1,00	1,00
102. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p2} \Big _{T_{3.3}}^{T_4} = f(T, \alpha)$,	За таблицею 2.3	1,228

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

кДж/(кг·К)		
103. Питома потужність ГТА $N_{y\partial}$, кВт/(кг/с)	$c_{p2} \left \begin{matrix} T_4 \\ T_{3.3} \end{matrix} \right. \Delta T_{T3} \beta_{T3} \eta_{m3} \eta_p$	472
104. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Задана	10000
105. Витрата повітря через компресор низького тиску $G_{\kappa 1}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{y\partial}}$	20,65
106. Витрата повітря через компресор високого тиску $G_{\kappa 2}$, кг/с	$\alpha_{\kappa 2} G_{\kappa 1}$	20,65
107. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{\kappa c}$, кг/с	$\alpha_{\kappa c} G_{\kappa 1}$	17,75
108. Витрата газу через турбіну високого тиску G_{T1} , кг/с	$\beta_{T1} G_{\kappa 2}$	13,85
109. Витрата газу через турбіну низького тиску G_{T2} , кг/с	$\beta_{T2} G_{\kappa 1}$	17,67
110. Витрата газу через турбіну генератора G_{T3} , кг/с	$\beta_{T3} G_{\kappa 1}$	20,62
111. Годинна витрата палива $G_{m,ч}$, кг/ГОД	$3600 g_T G_{\kappa c}$	1719
112. Питома витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	$\frac{G_{m,ч}}{N_e}$	0,173
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{Q_H^p g_e}$	0,372

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплофізичні властивості повітря та продуктів згоряння [13]

Таблиця 2.3

Т, К	Повітря		Продукти згоряння					
			$\alpha = 1$		$\alpha = 3$		$\alpha = 5$	
	c_p , кДж/(кг·К)	$m = \frac{k-1}{k}$	c_p , кДж/(кг·К)	$m = \frac{k-1}{k}$	c_p , кДж/(кг·К)	$m = \frac{k-1}{k}$	c_p , кДж/(кг·К)	$m = \frac{k-1}{k}$
273	1,0035	0,2861	1,055	0,2739	1,0215	0,2829	1,0173	0,284
373	1,0102	0,2843	1,0801	0,2675	1,0383	0,2783	1,0299	0,2806
473	1,0245	0,2803	1,1095	0,2604	1,055	0,2739	1,0467	0,2761
573	1,0446	0,2749	1,1388	0,2537	1,0801	0,2675	1,0718	0,2696
673	1,0684	0,2688	1,1723	0,2465	1,1053	0,2614	1,0969	0,2634
773	1,0923	0,2629	1,1974	0,2413	1,1304	0,2556	1,122	0,2575
873	1,1149	0,2574	1,2309	0,2347	1,1597	0,2492	1,1471	0,2519
973	1,1354	0,2527	1,256	0,23	1,1806	0,2447	1,1681	0,2474
1073	1,1538	0,2487	1,2853	0,2248	1,2057	0,2396	1,189	0,243
1173	1,1702	0,2452	1,3062	0,2212	1,2225	0,2364	1,2057	0,2396
1273	1,1844	0,2423	1,3272	0,2177	1,2351	0,2339	1,2225	0,2364
1373	1,197	0,2397	1,3439	0,215	1,2518	0,2308	1,2351	0,2339
1473	1,2083	0,2375	1,3607	0,2123	1,2644	0,2285	1,2476	0,2316
1573	1,2179	0,2356	1,3732	0,2104	1,2769	0,2263	1,256	0,23
1673	1,2267	0,2339	1,3855	0,2085	1,2853	0,2248	1,2644	0,2285
1773	1,2346	0,2324	1,3983	0,2066	1,2937	0,2233	1,2769	0,2263

					142.2237ст.02.КР							
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент	Стекачов Д.Г.				Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання				Літ.		Арк.	Аркушів
Керівник	Патлайчук В.М.											
									НУК			
Зав.каф.	Патлайчук В.М.											

РОЗДІЛ 3

ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГТА ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів газотурбінного агрегата виконуються його габаритний розрахунок і компоновання. У першу чергу для ГТА проводяться розрахунки, протягом яких визначаються радіальні та осьові розміри компресорів, камери згоряння і турбін. При цьому оцінюється число ступенів компресорів та турбін, частоти обертання їх роторів, кількість жарових труб у камері згоряння. Внаслідок цих розрахунків одержують дані для проведення компоновання газотурбінного агрегата і виконання креслення меридіанного перерізу його проточної частини.

При компонованні ГТА і кресленні його меридіанного перерізу конструктивно визначають габарити вхідного корпусу КНТ, перехідника між компресорами, габарити опорних вінців турбін, орієнтуючись на відповідні габаритні розміри базового двигуна.

Визначення габаритів осьового компресора

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

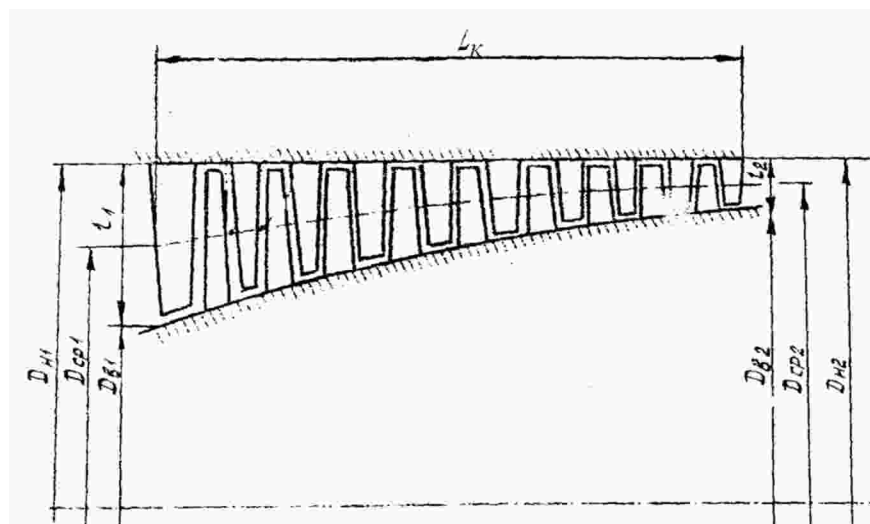


Рис.3.1. Розрахункова схема осьового компресора газотурбінного агрегата

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
1. Витрата повітря через компресор G_k , кг/с	Див. розділ 2.3	20,65	20,65
2. Температура перед компресором T_1 , К	Див. розділ 2.3	288	489
3. Тиск перед компресором p_1 , Па	Див. розділ 2.3	99805	527720
4. Теплоємність повітря $c_{pв} = f(T_1)$, Дж/(кг·К)	Табл.2.3	1005	1025
5. Комплекс для повітря $m = f(T_1)$	Табл.2.3	0,2856	0,2801
6. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,399	1,389
7. Газова стала повітря R , Дж/(кг·К)	$c_{pв} m$	287,0	287,1
8. Колова швидкість на зовнішньому діаметрі $u_{н1}$, м/с	Береться 270...340 для КНТ, та 240...340 для КВТ	270	300
9. Осьова швидкість перед компресором c_{a1} , м/с	$(0,45...0,55)u_{н1}$	160	150
10. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_1}}$	0,515	0,396
11. Газодинамічна функція щільності току $q\psi_{c_{a1}}$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,460	0,511

12. Кільцева площа на вході до компресора F_1 , м ²	$\frac{G_{\kappa} \sqrt{T_1}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_1 q(\kappa_{c_{a1}})}}$	0,189	0,041
13. Втулкове відношення $\bar{d}_{em1}$	Береться 0,45...0,55 для КНТ, та 0,70...0,85 для КВТ	0,50	0,70
14. Зовнішній діаметр на вході D_{n1} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-\bar{d}_{em1}^2)}}$	0,566	0,319
15. Частота обертання ротора n_{κ} , об/хв	$\frac{60u_{n1}}{\pi D_{n1}}$	9111	17961
16. Перевірка умови	$n_{КВТ} > n_{КНТ}$ При невиконанні умови скоригувати пп.8, 9 та 13	17961 > 9111	
17. Внутрішній діаметр на вході D_{e1} , м	$D_{n1} \bar{d}_{em1}$	0,283	0,223
18. Довжина вхідної кромки першої лопатки компресора l_1 , м	$0,5(D_{n1} - D_{e1})$	0,1415	0,048
19. Середній діаметр на вході D_{cp1} , м	$0,5(D_{n1} + D_{e1})$	0,424	0,271
20. Температура за компресором T_2 , К	Див. розділ 2.3	765	765
21. Тиск за компресором p_2 , Па	Див. розділ 2.3	533050	2321966
22. Теплоємність повітря $c_{pv} = f(T_2)$, Дж/(кг·К)	Табл.2.3	1023	1050
23. Комплекс для повітря $m = f(T_2)$	Табл.2.3	0,2801	0,2645
24. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,389	1,360

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

25. Газова стала повітря R , Дж/(кг·К)	$c_{p\theta} m$	286,5	277,7
26. Осьова швидкість за компресором c_{a2} , м/с	$(0,90...0,95)c_{a1}$	144	135
27. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_2}}$	0,285	0,273
28. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,433	0,413
29. Кільцева площа на виході з компресора F_2 , м ²	$\frac{G_{\kappa} \sqrt{T_2}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_2 q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,046	0,018
30. Форма проточної частини компресора	Береться $D_n = const$ для КНТ та $D_{\theta} = const$ для КВТ	$D_n = const$	$D_{\theta} = const$
31-32. Зовнішній діаметр на виході D_{n2} , м	Для КНТ дорівнює D_{n1} для КВТ: $\sqrt{D_{\theta 2}^2 + \frac{4}{\pi} F_2}$	0,496	0,289
31-32. Внутрішній діаметр на виході $D_{\theta 2}$, м	Для КНТ: $\sqrt{D_{n2}^2 - \frac{4}{\pi} F_2}$, для КВТ дорівнює $D_{\theta 1}$	0,427	0,236
33. Довжина вихідної кромки останньої лопатки компресора l_2 , м	$0,5(D_{n2} - D_{\theta 2})$	0,0306	0,021
34. Середній діаметр на виході D_{cp2} , м	$0,5(D_{n2} + D_{\theta 2})$	0,458	0,256
35. Міра підвищення тиску у компресорі π_{κ}	Див. розділ 2.3	5,34	4,4

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

36. Міра підвищення тиску в одному ступені компресора π_{cm}	Береться 1,20...1,26 для КНТ та 1,16...1,20 для КВТ	1,21	1,18
37. Кількість ступенів компресора z_k	$\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{cm}}$	9	9
38. Середній діаметр компресора $D_{cp.k}$, м	$0,5(D_{cp1} + D_{cp2})$	0,412	0,272
39. Середня довжина лопаток l_k , м	$0,5(l_1 + l_2)$	0,076	0,036
40. Віяловість компресора λ_k	$\frac{D_{cp.k}}{l_k}$	4,84	6,87
41. Коефіцієнт $\bar{\delta}_k$	Табл.3.2	1,05	1,26
42. Осьова ширина одного ступеня b_{cm} , м	$\bar{\delta}_k l_k$	0,08	0,045
43. Довжина компресора L_k , м	$(z_k + 1)b_{cm}$	0,8	0,45

Таблиця 3.2

$\lambda_k; \lambda_T$	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	≥ 18
$\bar{\delta}_k$	0,91	1,02	1,12	1,21	1,29	1,37	1,47	1,54	1,60	1,65	1,71	1,75	1,81	1,85	1,88
$\bar{\delta}_T$	0,62	0,77	0,91	1,05	1,17	1,27	1,37	1,46	1,53	1,60	1,66	1,71	1,74	1,79	1,82

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення габаритів трубчасто-кільцевої камери згоряння

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.3.2, результати розрахунку зведені до табл.3.3.

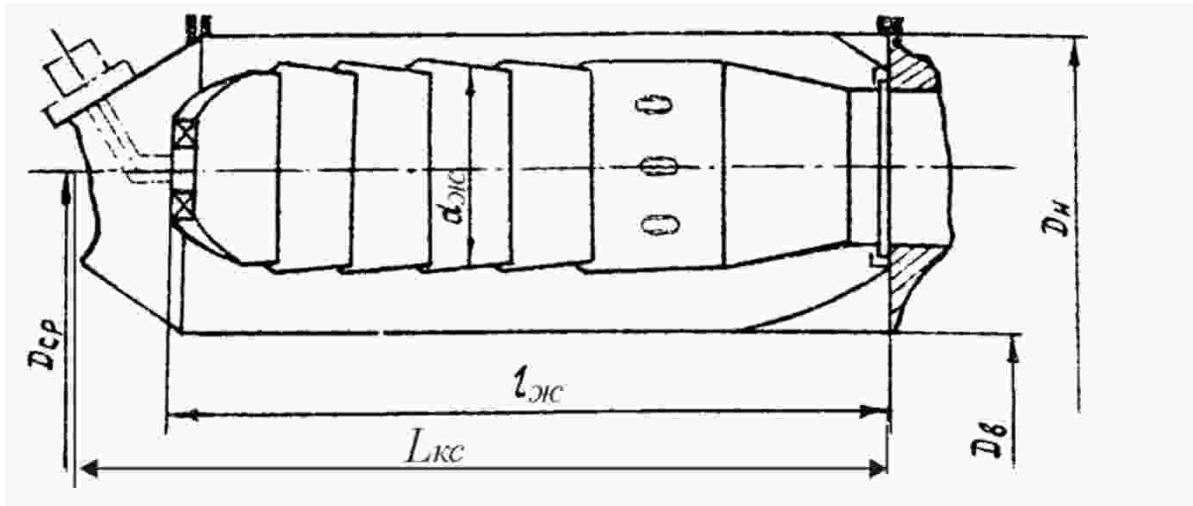


Рис.3.2. Розрахункова схема трубчато-кільцевої камери згоряння

Таблиця 3.3

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Годинна витрата палива $G_{m.ч}$, кг/год	Див. розділ 2.3	1719
2. Нижча теплота згоряння палива Q_n^p , кДж/кг	Див. розділ 2.3	50032
3. Стехіометричний коефіцієнт L_0 , кг/кг	Див. розділ 2.3	17,18
4. Коефіцієнт повноти згоряння палива η_{kc}	Див. розділ 2.3	0,980
5. Тиск за компресором високого тиску p_2 , Па	Див. розділ 2.3	2321966
6. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{в.кc}$, кг/с	Див. розділ 2.3	17,75

7. Температура за компресором високого тиску T_2 , К	Див. розділ 2.3	765
8. Теплова напруженість робочого об'єму Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Береться 700...1000	900
9. Робочий об'єм камери згоряння $V_{жс}$, м ³	$\frac{G_{т.ч} Q_H^p \eta_{КС}}{Q_v p_2}$	0,0403
10. Число жарових труб $n_{жс}$	Береться із подальшим уточненням	7
11. Робочий об'єм однієї жарової труби $v_{жс}$, м ³	$\frac{V_{жс}}{n_{жс}}$	0,00576
12. Коефіцієнт нециліндричності жарових труб a	Береться 0,70...0,75	0,7
13. Відносна довжина жарових труб $\bar{l}$	Береться 3...4	3,5
14. Діаметр жарової труби $d_{жс}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4v_{жс}}{\pi \bar{l} a}}$	0,1641
15. Довжина жарових труб $l_{жс}$, м	$d_{жс} \bar{l}$	0,57
16. Установочний зазор жарових труб δ , м	$(0,07...0,20)d_{жс}$	0,0115
17. Середній діаметр розміщення жарових труб $D_{ср}$, м	$\frac{d_{жс} + \delta}{\sin\left(\frac{180}{n_{жс}}\right)}$	0,610
18. Перевірка умови для прямотокових камер згоряння	$D_{ср} \approx D_{ср2}^{КВТ}$ При невиконанні умови змінити п.10	—
19. Коефіцієнт надлишку повітря в первинній зоні α_n	Береться 1,2...1,6	1,4

20. Витрата первинного повітря G_n , кг/с	$\frac{\alpha_n G_{m.ч} L_0}{3600}$	11,5
21. Витрата вторинного повітря G_B , кг/с	$G_{в.кc} - G_n$	6,25
22. Кільцева площа, зайнята жаровими трубами $F_{жс}$, м ²	$\frac{\pi}{4} d_{жс}^2 n_{жс}$	0,148
23. Сумарна кільцева площа $F_{кc}$, м ²	$(2,2...2,5)F_{жс}$	0,326
24. Внутрішній діаметр корпусу камери згоряння $D_в$, м	$D_{cp} - \frac{F_{кc}}{\pi D_{cp}}$	0,325
25. Зовнішній діаметр корпусу камери згоряння D_n , м	$D_{cp} + \frac{F_{кc}}{\pi D_{cp}}$	0,704
26. Перевірка умови для протитокових камер згоряння	$D_в > D_{н1}^{КВТ}$ При невиконанні умови змінити п. 10	0,325 > 0,319
27. Довжина камери згоряння $L_{кc}$, м	$(1,1...1,2)l_{жс}$	0,627

Визначення габаритів осьової турбіни

Розрахункова схема осьової турбіни газотурбінного агрегата наведена на рис.3.3, результати розрахунку зведені до табл.3.4.

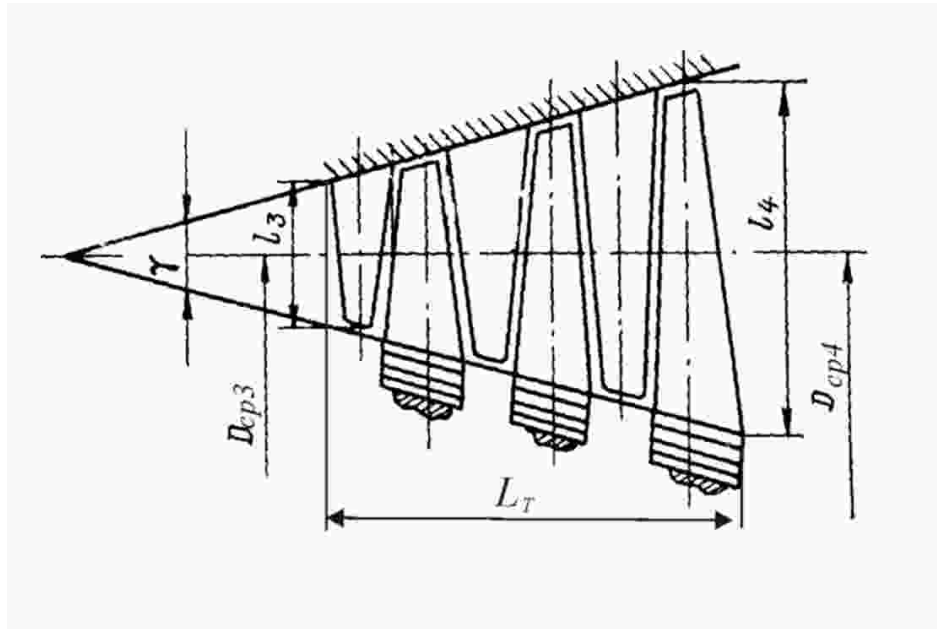


Рис.3.3. Розрахункова схема осьової турбіни газотурбінного агрегата

Таблиця 3.4

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Витрата газу через турбіну G_T , кг/с	Див. розділ 2.3	20,62	17,67	13,85
2. Температура перед турбіною T_3 , К	Див. розділ 2.3	1450	1237	1118
3. Тиск перед турбіною p_3 , Па	Див. розділ 2.3	2229088	827032	490276
4. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p\gamma} = f(T_3, \alpha)$, Дж/(кг·К)	Табл.2.3	1313	1279	1228
5. Комплекс для продуктів	Табл.2.3	0,248	0,234	0,214

згоряння $m = f(T_3, \alpha)$				
6. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,330	1,305	1,272
7. Газова стала продуктів згоряння R , Дж/(кг·К)	$c_{p2} m$	325,62	299,29	262,79
8. Середній діаметр на вході в турбіну D_{cp3} , м	Береться з подальшим уточненням із умов $D_{cp3}^{TBT} \approx D_{cp}^{KC}$ та $D_{cp3}^{TG} > D_{cp3}^{THT} \geq D_{cp3}^{TBT}$	0,600	0,600	1,00
9. Частота обертання ротора n_T , об/хв	Для ТВТ $n_{TBT} = n_{KBT}$, для ТНТ $n_{THT} = n_{KHT}$, для ТГ береться згідно з призначенням ГТА	17961	9111	3000
10. Колова швидкість u_3 , м/с	$\frac{\pi D_{cp3} n_T}{60}$	480	354	157
11. Осьова швидкість перед турбіною c_{a3} , м/с	$(0,30...0,40)u_3$	168	124	55
12. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a3}}$	$\frac{c_{a3}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_3}}$	0,229	0,192	0,105
13. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{c_{a3}})$	$\lambda_{c_{a3}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a3}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,352	0,295	0,167
14. Кільцева площа на вході до турбіни F_3 , м ²	$\frac{G_T \sqrt{T_3}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_3 q(\lambda_{c_{a3}})}}$	0,159	0,148	0,135
15. Довжина вхідної кромки першої лопатки l_3 , м	$\frac{F_3}{\pi D_{cp3}}$	0,084	0,078	0,043

					142.2237ст.02.КР			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

16. Зовнішній діаметр на вході $D_{н3}, \text{ м}$	$D_{ср3} + l_3$	0,684	0,678	1,04
17. Внутрішній діаметр на вході $D_{в3}, \text{ м}$	$D_{ср3} - l_3$	0,516	0,522	0,612
18. Відносний температурний перепад на 1 ступінь $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_T$	Береться 0,110...0,135 (більші значення для перших турбін, менші - для останніх)	0,135	0,135	0,110
19. Температура за турбіною $T_4, \text{ К}$	Див. розділ 2.3	1237	1118	750
20. Кількість ступенів турбіни z_T	$\frac{\lg\left(\frac{T_4}{T_3}\right)}{\lg\left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_T\right]}$	1	1	4
21. Тиск за турбіною $p_4, \text{ Па}$	Див. розділ 2.3	827032	495228	103433
22. Теплоємність продуктів згоряння $c_{pg} = f(T_4, \alpha),$ Дж/(кг·К)	Табл.2.3	1313	1228	1279
23. Комплекс для продуктів згоряння $m = f(T_4, \alpha)$	Табл.2.3	0,214	0,234	0,248
24. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1 - m}$	1,267	1,305	1,329
25. Газова стала продуктів згоряння $R, \text{ Дж/(кг·К)}$	$c_{pg} m$	281,0	287,3	317,2
26. Осьова швидкість за турбіною $c_{a4}, \text{ м/с}$	$(1,00...1,05)c_{a3}$	176,4	130,2	57,7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
142.2237ст.02.КР				Арк.

27. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_4}}$	0,283	0,216	0,111
28. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,437	0,244	0,172
29. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{G_T \sqrt{T_4}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_4 q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,075	0,184	1,212
30. Форма проточної частини турбіни	Береться $D_{cp} = const$, $D_n = const$ або $D_e = const$	Для ТВТ і ТНТ обираємо $D_{cp} = const$, для ТГ: $D_e = const$		
31-34. Середній діаметр на виході з турбіни D_{cp4} , м	Для ТВТ і ТНТ дорівнює D_{cp3} ; для ТГ: $0,5(D_{e4} + D_{n4})$	0,600	0,600	1,191
31-34. Довжина вихідної кромки останньої лопатки l_4 , м	Для ТВТ і ТНТ: $\frac{F_4}{\pi D_{cp4}}$; для ТГ: $0,5(D_{n4} - D_{e4})$	0,040	0,098	0,161
31-34. Внутрішній діаметр на виході з турбіни D_{e4} , м	Для ТВТ і ТНТ: $D_{cp4} - l_4$; для ТГ дорівнює D_{e3}	0,560	0,502	0,957
31-34. Зовнішній діаметр на виході з турбіни D_{n4} , м	Для ТВТ і ТНТ: $D_{cp4} + l_4$; для ТГ: $\sqrt{D_{e4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$	0,64	0,698	1,568
35. Перевірка умови	$\frac{D_{cp4}}{l_4} > 3,5$	15	6,122	3,8

					142.2237ст.02.КР		Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

	При невиконанні умови скоригувати п.8			
36. Середній діаметр турбіни $D_{cp.T}$, м	$0,5(D_{cp3} + D_{cp4})$	0,600	0,600	1,095
37. Середня довжина лопаток l_T , м	$0,5(l_3 + l_4)$	0,062	0,088	0,102
38. Віяловість турбіни λ_T	$\frac{D_{cp.T}}{l_T}$	10,73	9,677	6,82
39. Коефіцієнт $\bar{\delta}_T$	Табл.3.2	1,46	1,37	1,05
40. Осьова ширина одного ступеня b_{cm} , м	$\bar{\delta}_T l_T$	0,091	0,107	0,121
41. Довжина турбіни L_T , м	$z_T b_{cm}$	0,041	0,107	0,484

Довжини перехідних частин ГТА визначаються пропорційно аналогічним розмірам базового двигуна UGT 10000:

довжина переднього корпусу компресора – 0,8 м;

довжина перехідника між компресорами – 0,141 м;

довжина заднього корпусу компресора – 0,306 м;

довжина опорного вінця ТНТ – 0,362 м;

довжина опорного вінця силової турбіни – 0,454 м.

Загальна довжина газотурбінного двигуна становить 3,990 м.

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

Компоновочна схема спроектованого газотурбінного двигуна наведена на кресленні 142.2237ст.02.01.КР.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инд. №	Инд. № дил.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

14.2.2237см.02ДП

M 1:15

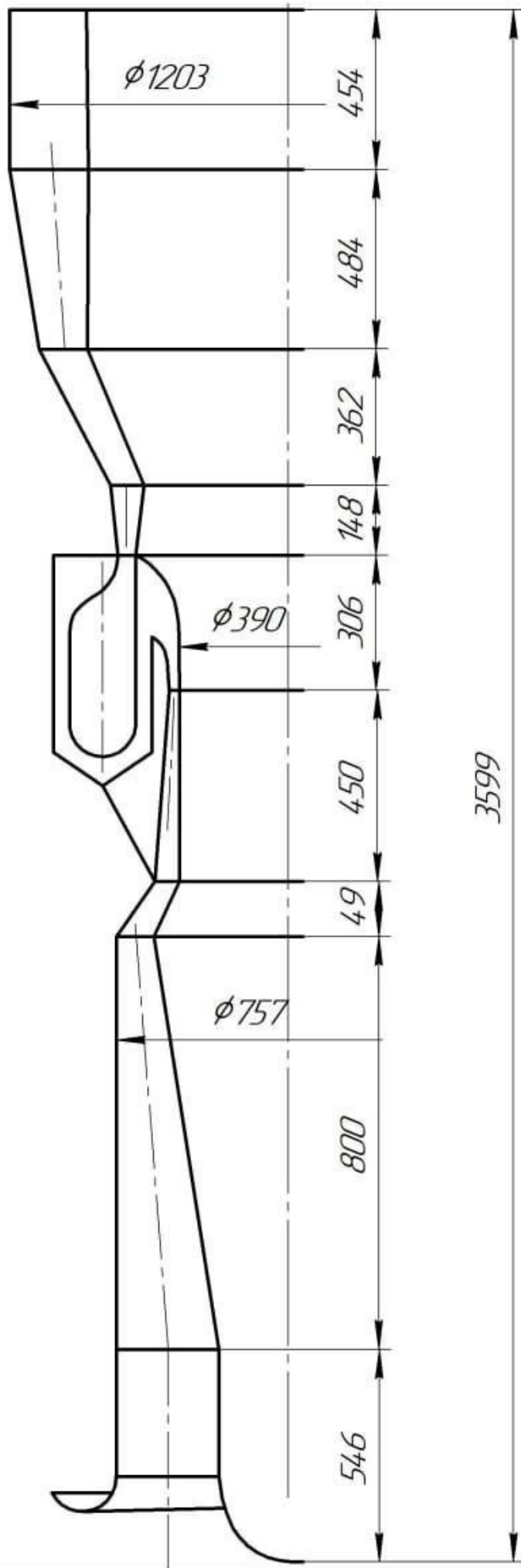


Рис.3.4. Ескіз меридіанного перерізу ГТД 10000

14.2.2237см.02ДП

Лист

					142.2237ст.02.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термогазодинамічний розрахунок турбіни високого тиску	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Д.Г.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих турбін газотурбінного агрегата проводиться після наближеного проектування його в цілому. На цьому етапі дипломної 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

					142.2237ст.02.КР	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	20,65
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Див. розділ 2	827 032
температура T_0 , К	Див. розділ 2	1237
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	Див. розділ 2	495228
температура T_2 , К	Див. розділ 2	1118
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Приблизно дорівнює осьової швидкості c_{a3} (див. розділ 3)	168
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 3	17 961
6. Теплоємність робочого тіла у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$, Дж/(кг·К)	Див. розділ 2	1279

1	2	3
7. Показник ізоентропи робочого тіла k	Див. розділ 2	1,399
8. Комплекс $m = \frac{k-1}{k} \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$ для робочого тіла	$\frac{k-1}{k}$	0,285
9. Газова стала робочого тіла R , Дж/(кг·К)	$c_p m$	364,5
10. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	794,2
11. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,212
12. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня: тиск p_0^* , Па температура T_0^* , К	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	853454,4 1248,1
13. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	229 551
14. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	677,6
15. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після об- числення довжини робочої лопатки	20,0

1	2	3
16. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,04
17. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,138
18. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 11...15	12,0
19. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ	Береться 0,950...0,975	0,97
20. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^*(1 - \rho)$	197 873
21. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\phi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	657,3
22. Характеристика ступеня $v_{ад} = u_1/c_{ад}$	$\frac{\phi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,511
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ад} v_{ад}$	346,3
24. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	$\frac{60u_1}{\pi n}$	0,368
25. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \phi^2)\Delta h_{ac}^*$	11 694
26. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	536 253

1	2	3
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1079
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	1,36
27. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,528
28. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,628
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 $\arcsin \left[\sin \alpha'_1 \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right]$	12,0 —
30. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	741,8
31. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,886
32. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,096
33. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Береться 4...16	8,0 (4,0 + 4,0)
34. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,015	0,007

1	2	3
35. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,90
36. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,051
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 $(0,005...0,01)l_c$	0,0005
39. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg}\gamma_n + \operatorname{tg}\gamma_k) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg}\gamma_n - \operatorname{tg}\gamma_k}$	0,041
40. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,102
41. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_k}{2}$	0,368
42. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	346
43. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	3,608
44. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,517
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,7 %

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

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	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,085
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$	Береться 0,75...0,90	0,82
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,07
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	17
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	296,2
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	30,5
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	31 678
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	75 545
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	372,9
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	5 915

1	2	3
58. Густина робочого тіла на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,215
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	755
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w_2}	w_2/a_2	0,494
61. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	25,3
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	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,043
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,655
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,028
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	41
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	160,0
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2/2$	12800
69. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	104
70. Колові складові абсолютних швидкостей: за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	642,9

1	2	3
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	-38,7
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	214 233
72. Коловий ККД ступеня l_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,933
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:		
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	—
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	—
радіальний зазор $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020	—
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	—
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	—
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{у.д.}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	—
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{у.д.}$	$\frac{G_{у.д.}}{G} \eta_u$	—
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:		
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення ² (0,001...0,005)	—

² Осьового зазору може і не бути.

1	2	3
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5	—
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	—
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	—
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: $0,75 \delta_r$	$3,75 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0192
79. Середня густина газу в робочих каналах $\rho_{\text{ср}}$, кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,29
80. Коефіцієнт K_T	Береться $(0,58 \dots 1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,58 \cdot 10^{-3}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажу о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_T \frac{D_{\text{ср1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}} \right)^3$	0,0087
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{\text{у.д}} - \xi_{\text{заз}} - \xi_{\text{тр}}$	0,852
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	195 577
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	4 039

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

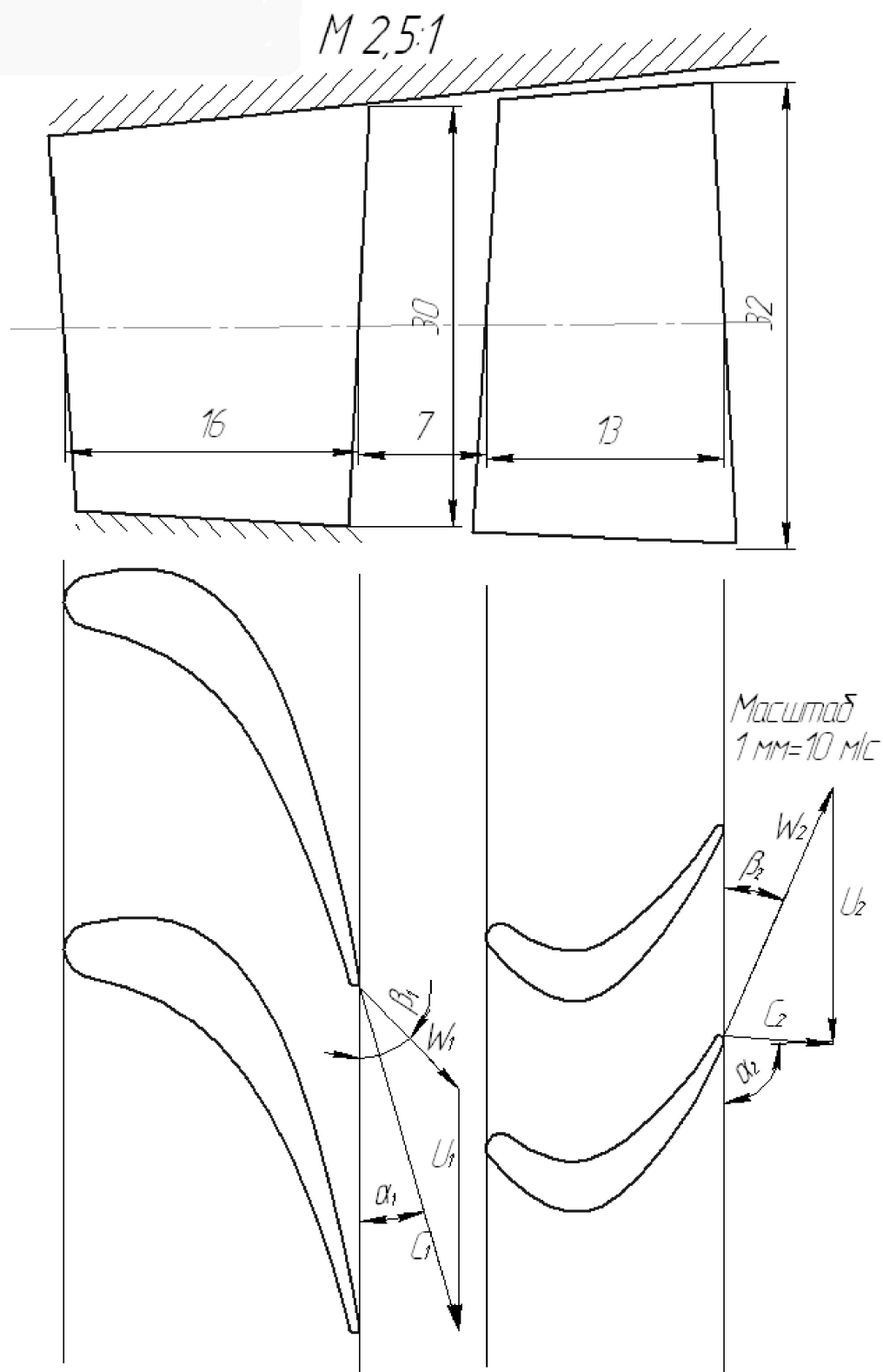


Рис.4.1 Ескіз проточної частини ТВТ та трикутники швидкостей

					142.2237ст.02.КР									
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Конструювання та конструктивні розрахунки						Літ.		Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Д.Г.													
Керівник	Патлайчук В.М.													
Зав.каф.	Патлайчук В.М.										НУК			

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

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

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

Як зразок для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата UGT 10000 (ДН70Л), який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Турбіну високого тиску (ТВТ) проектуємо осьовою, одноступінчастою; її призначення – приведення в обертання компресора високого тиску. Турбіна складається із соплового апарата 1 і диска 2, розташованого консольно на задній цапфі компресора високого тиску і прикріпленого до неї за допомогою штифтів (рис.5.1).

Сопловий апарат ТВТ складається з корпусу силового, корпусу зовнішнього, соплових лопаток, апарата напрямного, стільникових вставок, встановлених у кільці, і екрана розподільного. Стільникові вставки, кільце і екран розподільний є частинами системи регулювання радіального зазору над робочими лопатками турбіни високого тиску.

Соплові лопатки ТВТ одиночні, охолоджувані, двоопорні. По верхніх і нижніх буртах ущільнені ущільнювальними елементами для зменшення втрат охолодного повітря, підводимого до лопаток.

Охолодження входної крайки соплових лопаток здійснюється обдувом повітря крізь отвори дефлектора, розташованого усередині лопаток. Для

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

інтенсифікації охолодження профільна частина лопаток має усередині розвитку систему оребріння. Холодне повітря до лопаток підводиться знизу.

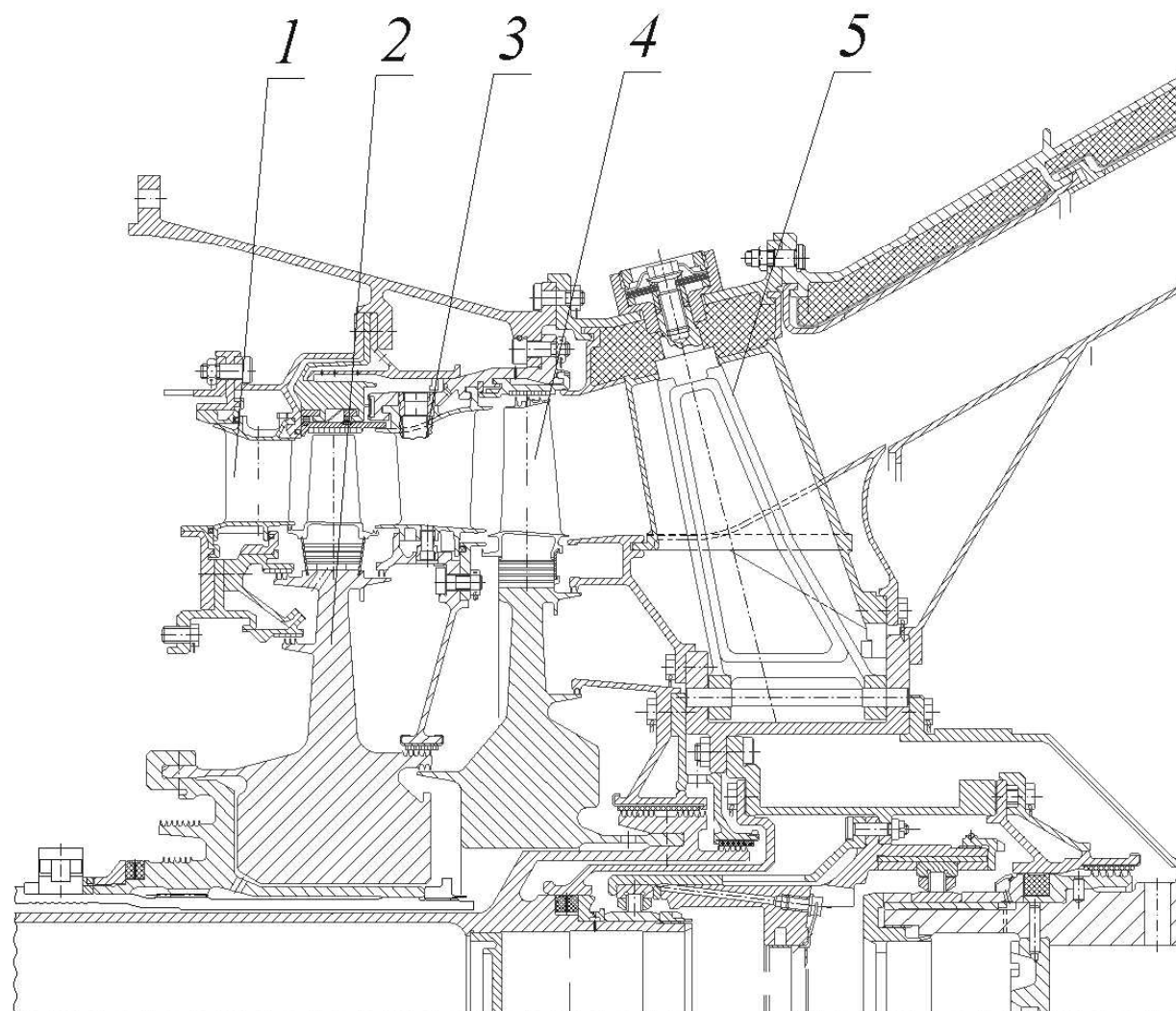


Рис.5.1. Турбіни високого та низького тисків проектуємого ГТА:

1, 3 – соплові апарати турбіни високого та турбіни низького тисків; 2 – цапфа-диск турбіни високого тиску; 4 – ротор турбіни низького тиску; 5 – опорний вінець турбіни низького тиску

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

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

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,648$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,032$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 453,8$ м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 12^0$;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 800,2$ м/с;

відношення $(u / c_1)_{cp} = 368,5/550,8 = 0,567$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 93,4^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 168,0$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 20,7^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 474,6$ 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.

За результатами розрахунку будемо профілі соплових і робочих лопаток турбінного ступеня на трьох перерізах: кореневому, середньому та периферійному (рис.5.2).

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середнь- ому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
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: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,308	0,324	0,340
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,951	1	1,049
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	431,4	453,8	476,1
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	839,9	800,2	764,3
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	11,4	12	12,6
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,514	0,567	0,623
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	23,0	26,8	31,6
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	425,6	368,6	317,0

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	21,9	20,9	20,0
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	453,3	474,6	495,9
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	93,7	93,6	93,3
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	169,7	169,7	169,6
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,053	0,138	0,211

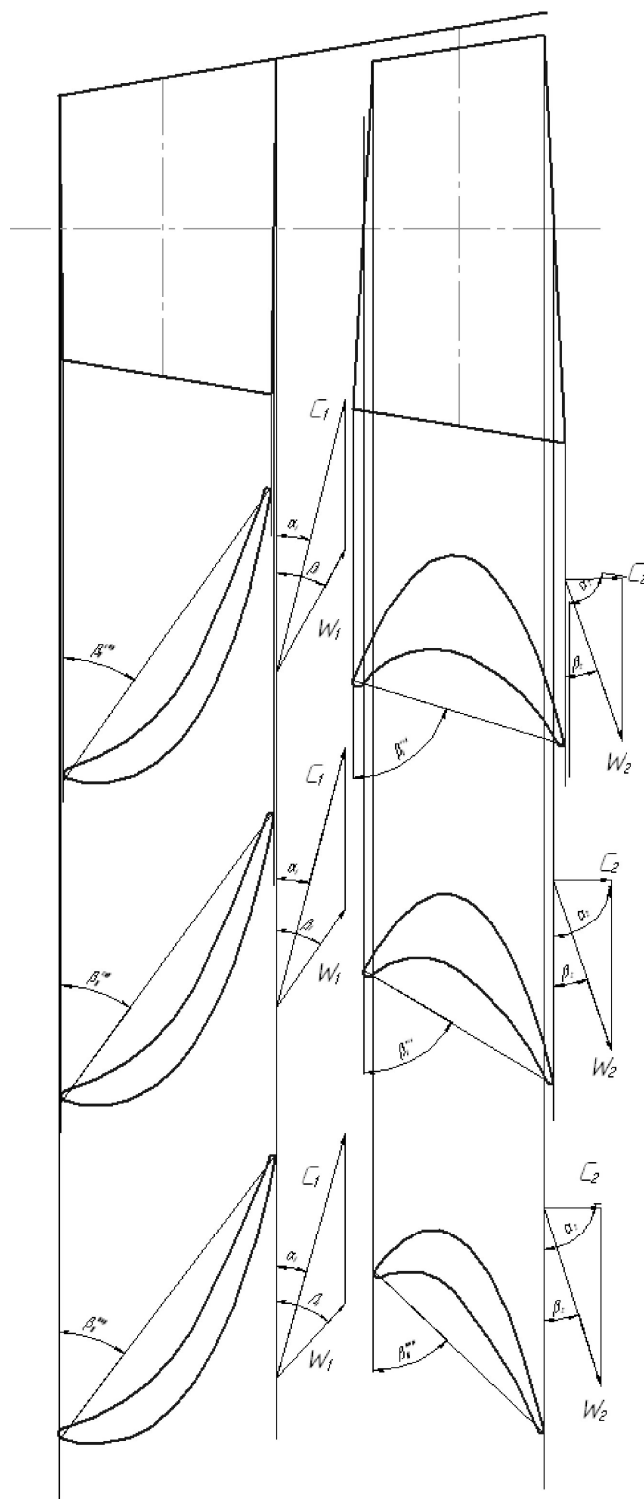


Рис.5.2. Профілі соплових і робочих лопаток турбінного ступеня на трьох перерізах: кореновому, середньому та периферійному

(лінійний масштаб М 1:1; масштаб швидкостей $\mu_v = 50 \frac{м/с}{см}$)

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНИ ВИСОКОГО 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 $G = 26,5$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 13\,390$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,648$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,032$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 231$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1300$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 1\,007\,218$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 869\,400$ Па;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1080$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4): швидкості $c_1 = 800$ м/с та $c_2 = 168$ м/с; кути $\alpha_1 = 12^\circ$ та $\alpha_2 = 93^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	23,0	26,8	31,6
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	21,9	20,9	20,0

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

$$T_{розр} = T_1 = 1300 \text{ К.}$$

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо отримане значення є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про необхідність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 2). Тому надалі як розрахункову слід використовувати допустиму температуру металу лопаток:

$$T_{\text{розр}} = T_{\text{доп}} = 1080 \text{ К.}$$

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]:

$T, \text{ К}$	$\sigma_{100}, \text{ МПа}$
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

$$P_{\text{л}} = T (\lg \tau + C),$$

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

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розраховані значення зведемо до табл.5.2.

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:

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 1080 (\lg 30000 + 20) = 26435.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 247,1 \text{ МПа}.$$

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 (див. рис.5.2).

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

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

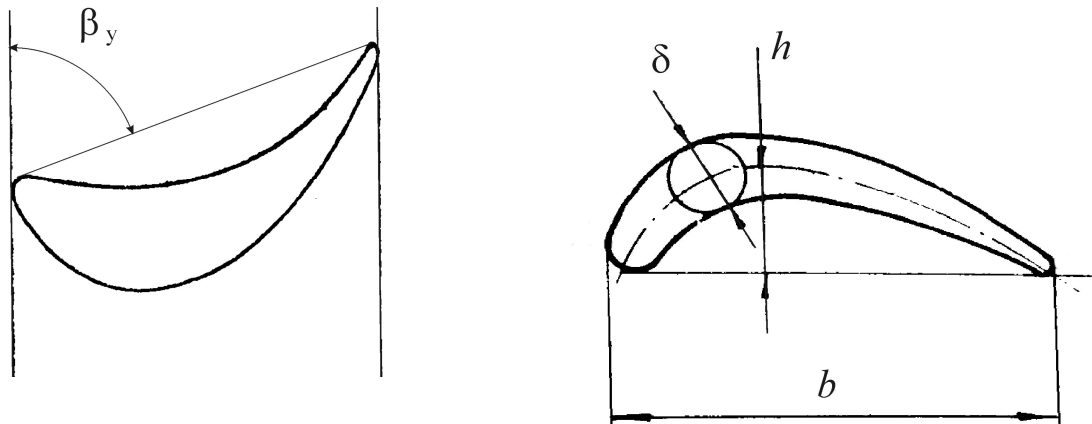


Рис.5.3. Геометричні характеристики профілю

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

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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	0,015	66,8	0,016	0,004	0,006	0,000033
Середній	0,013	64,5	0,014	0,002	0,005	0,000016
Периферійний	0,011	61,9	0,012	0,001	0,004	0,000008

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.

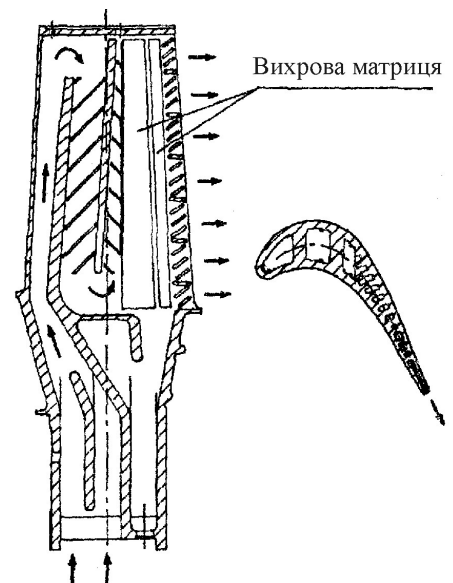


Рис.5.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

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 $k_{ox} \approx 0,55...0,75$ – 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 $F_o = 0,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\pi}}{F_o - F_{cp}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(0,33 - 0,08) \cdot 10^{-4}}{(0,33 - 0,16) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,525,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\pi}}{l^m} = \frac{(0,33 - 0,08) \cdot 10^{-4}}{0,032^{0,525}} = 1,56 \cdot 10^{-4},$$

де $F_{cp} = 0,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\pi} = 0,08 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.5.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\pi} = \frac{F_{\pi}}{F_o} = \frac{0,08 \cdot 10^{-4}}{0,33 \cdot 10^{-4}} = 0,234.$$

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 ;

$$C = \rho \omega^2 \int_r^R r F dr + C_0 - \text{відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н.}$$

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 13390}{30} = 1401 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці дорівнюється в цьому випадку нулю, оскільки робочі лопатки турбіни високого тиску необандажені:

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_6 = 0,$$

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\begin{aligned}\sigma_{po} &= \frac{m + \mu_{\text{п}}}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{\text{cp}2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] = \\ &= \frac{0,525 + 0,234}{0,525 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 1401^2}{2} 0,648 \cdot 0,032 + \frac{0}{0,33 \cdot 10^{-4}} \right] = 82,1 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

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.

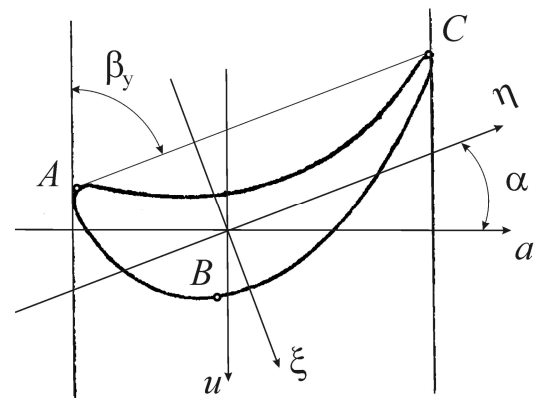


Рис.5.5. Розміщення координатних осей

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

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 66,8 = 23,2^\circ,$$

де $\beta_y = 66,8^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.5.3).

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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]:

$$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] =$$

$$= -0,053 \frac{0,016 \cdot 0,004^3}{0,006} \left[1 + \left(\frac{0,006}{0,004} \right)^2 \right] = -3,05 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3;$$

$$W_{\eta B} = 0,084b\delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} =$$

$$= 0,084 \cdot 0,016 \cdot 0,004^2 \frac{1 + \left(\frac{0,006}{0,004} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,006}{0,004}} = 4,11 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088b^2\delta = -0,088 \cdot 0,016^2 \cdot 0,004 = -9,57 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 0,066 \cdot 0,016^2 \cdot 0,004 = 7,18 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,016$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,004$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,006$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл.5.3).

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:

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{26,5}{231} (800 \cos 12 + 168 \cos 93) = 88,8 \text{ Н},$$

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.

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

$$= \frac{26,5}{231}(800 \sin 12 - 168 \sin 93) + \frac{3,14 \cdot 0,648}{231} 0,032 \cdot (1007218 - 869400) = 38,7 \text{ Н.}$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 38,7 \sin 23,2 + 88,8 \cos 23,2 = 96,8 \text{ Н,}$$

$$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 38,7 \cos 23,2 - 88,8 \sin 23,2 = 0,6 \text{ Н.}$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки A:

$$\sigma_{\text{ио}A}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{96,8 \frac{0,032}{2}}{-3,05 \cdot 10^{-8}} - \frac{0,6 \frac{0,032}{2}}{-9,57 \cdot 10^{-8}} = 50,8 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

для точки B:

$$\sigma_{\text{ио}B}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{96,8 \frac{0,032}{2}}{4,11 \cdot 10^{-8}} - \frac{0,6 \frac{0,032}{2}}{-\infty} = -37,7 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

для точки C:

$$\sigma_{\text{ио}C}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{96,8 \frac{0,032}{2}}{-3,05 \cdot 10^{-8}} - \frac{0,6 \frac{0,032}{2}}{7,18 \cdot 10^{-8}} = 51,0 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 51,0 \text{ МПа.}$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 |\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 82,1 + 0,2 \cdot 51,0 = 92,3 \text{ МПа,}$$

де $\sigma_{po} = 82,1 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{247,1}{92,3} = 2,68,$$

де $\sigma_{\text{дл}} = 247,1$ 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.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПНЕВМОКЕРУВАННЯ ГТД

Система пневмокерування складається з наступних підсистем:

керування клапанами перепуску повітря (далі – клапанами або КПП) за шостим ступенем КНТ;

керування клапанами перепуску повітря за КНТ;

керування КПП за п'ятим ступенем КВТ;

керування клапанами перепуску повітря за КВТ;

подачі стисненого повітря, що відбирається за п'ятим ступенем КВТ, на охолодження ТНТ і регулювання радіального зазору ТВТ.

Повітроживлення системи пневмокерування здійснюється внутрішньоцикловим повітрям. Електроживлення елементів системи пневмокерування здійснюється САК (системою автоматичного керування) двигуна відповідно до алгоритмів запуску, режимної роботи, зупинки і захисту. Всі електричні елементи системи споживають постійний струм напругою $27 \pm 2,7$ В.

До системи пневмокерування (рис.5.6) входять: блок очищення й охолодження 12; повітряний балон 13; електромагнітні клапани 4, 6, 10, 14; відсічні клапани (КВ) 16, 19, 22; маніпулятор 3; КПП за шостим ступенем КНТ 1, 2; клапани перепуску повітря за КНТ 5; КПП за п'ятим ступенем КВТ 17, 20, 23; клапани перепуску повітря за КВТ 7, 8, 9, 11; сигналізатори 15, 18, 21.

При запуску двигуна працюють нормально відкриті клапани за п'ятим ступенем КВТ 17, 20, 23. Стиснене повітря для утримання цих клапанів у відкритому положенні подає електромагнітний клапан 14, включення (відключення) якого виконує САК двигуна. Після закінчення запуску електромагнітний клапан 14 відключається і КПП закриваються під дією потоку повітря, що перепускається. Клапани перепуску повітря за п'ятим ступенем КВТ розташовані на трубі відбору за п'ятим ступенем КВТ і забезпечують антипомпажний захист двигуна на запуску.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

чення 3.1 і відключення 3.2) виконується САК короткочасно – сигнал від кінцевих вимикачів клапанів перепуску повітря 1.1 або 2.1 знімає електроживлення. Збереження заданого положення маніпулятора при відсутності електроживлення на його електромагнітах виконується вбудованою пневматичною пам'яттю.

Клапани перепуску повітря за шостим ступенем КНТ вбудовані в корпус двигуна. Їх призначення – збільшення запасу стійкої роботи КНТ. Повітря, яке відбирається за КВТ, при тиску вище 0,3 МПа починає відкривати відсічні клапани 16, 19, 22.

При тиску 0,7 МПа клапани повністю відкриті. Сигналізатори 15, 18, 21 видають у САК сигнал про відкрите положення клапанів.

Відсічні клапани розташовані на трубі відбору за п'ятим ступенем КВТ. Їх призначення – подача стисненого повітря на охолодження ТНТ і регулювання радіального зазору ТВТ.

На режимній роботі двигуна, у випадку зникнення навантаження, вступають у роботу нормально закриті клапани перепуску повітря за КНТ і клапани перепуску повітря за КВТ. Стиснене повітря для їх відкриття подають електромагнітні клапани 4, 6, 10, одночасно одержуючи живлення від САК.

Коли режим роботи двигуна стає рівним холостому ходу генератора, САК по черзі знімає електроживлення з клапанів 4, 6, 10. Клапани припиняють подачу стисненого повітря і КПП по черзі закриваються. Газотурбінна енергетична установка продовжує роботу, не відключаючись від електричної мережі.

Клапан перепуску повітря за КНТ 5 розташований на трубі відбору повітря за КНТ. З цієї труби йде відбір повітря на обігрів КПОП. Клапани перепуску повітря за КВТ 7, 8, 9, 11 розташовані на корпусі двигуна. Їх призначення – не допустити спрацювання автомата безпеки при зникненні електричного навантаження генератора і наступного за цим відключення від електричної мережі.

Агрегати системи пневмокерування

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Пневматичний маніпулятор (рис.5.7) містить у собі клапани наповнення 6 та стравлювання 14, на які діє з однієї сторони пружина 16, з іншої – поршень 13; два електромагніти 1 і 10 з клапанами-якорями 2 і 11; жиклер 8; штуцери 4 і 15; фільтр 17.

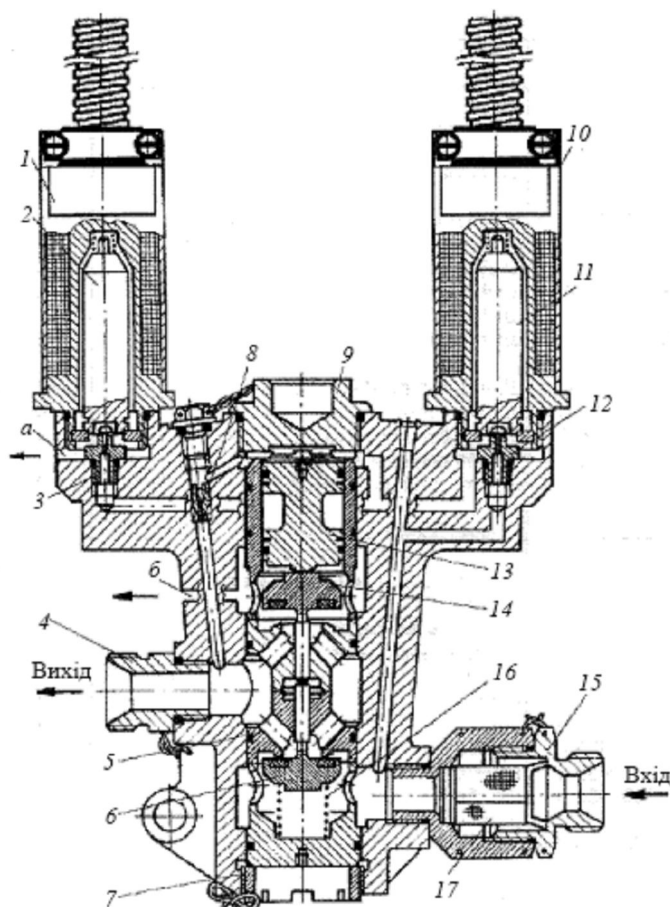


Рис.5.7. Пневматичний маніпулятор:

5 – сідло; 7 – гайка; 9 – заглушка; інші позиції описані в тексті

Через штуцер підведення 15 і фільтр 17 повітря надходить до клапана наповнення 6 і під клапан-якір 11. Клапан наповнення 6 під дією пружини 16 і стисненого повітря притиснутий до свого сідла і перекриває доступ повітря до штуцера 4. Клапан стравлювання 14 відтиснутий від свого сідла і з'єднує штуцер 4 з атмосферою через стравлюючий отвір б. Клапан-якір 11 притиснутий до сідла 12 пружиною електромагніта 10. Для подачі стисненого повітря споживачу необхідно підвести електроживлення до електромагніта наповнення 10. Клапан-якір 11, стискуючи пружину, відійде від свого сідла, відкриє прохід стисненому

повітря від штуцера 15 у порожнину під поршнем 13. Під дією стисненого повітря поршень 13, стискуючи пружину 16, притисне клапан стравлювання 14 до свого сидла і відтисне клапан наповнення 6 від свого сидла. Таким чином відкривається доступ стисненого повітря від штуцера 15 до штуцера 4 і перекривається стравлювання через отвір б. Стиснене повітря через штуцер 4 надходить до споживача. Після виконання команди подається електросигнал від сигналізуючого пристрою. Електросигнал про виконання знімає електроживлення з електромагніта наповнення 10. Клапан-якір 11 притискується до свого сидла пружиною електромагніта 10 і припиняє подачу стисненого повітря під поршень 13. Тепер тиск повітря в порожнині під поршнем 13 підтримується завдяки перетіканню повітря через жиклер 8, прохідний переріз якого менший, ніж у сидлі 3 і 12. Для стравлювання повітря маніпулятором подається живлення на електромагніт стравлювання 1.

Клапан-якір 2, стискуючи пружину, відійде від сидла 3 і стравить повітря з порожнини під поршнем 13 в атмосферу через стравлюючий отвір а. Під дією пружини 16 і стисненого повітря клапан наповнення 6 притискується до свого сидла, перекриваючи доступ повітря від штуцера підведення 15 через штуцер 4 до споживача. Клапан стравлювання 14 відтискується від свого сидла і відкриває стравлювання від споживача через штуцер наповнення 4 і стравлюючий отвір б в атмосферу. Після виконання команди подається електросигнал від сигналізуючого пристрою про виконання заданої команди, який знімає електроживлення з електромагніта стравлювання 1. Клапан-якір 2 притискується до свого сидла пружиною електромагніта 1. Тепер тиск повітря в порожнині за поршнем 13 підтримується рівним атмосферному за рахунок перетікання повітря через жиклер 8, клапан стравлювання 14 і отвір б.

До складу електромагнітного клапана (рис.5.8) входять: корпус 1, електромагніт 4, рухомий якір 3 з командним клапаном 2 і зацепом 6, клапан-поршень 19, сидло 12, вхідний 14 і вихідний 7 штуцери, фільтр 13, втулка 10, сітка захисна 8, притискач 11 і зворотна пружина 15.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

рожнини *a* через жиклер *c* стравлюється в атмосферу й електромагнітний клапан приходить у вихідний стан.

Відсічний клапан призначений для припинення подачі повітря на охолодження ТНТ і на регулювання радіального зазору ТВТ при зупинці двигуна.

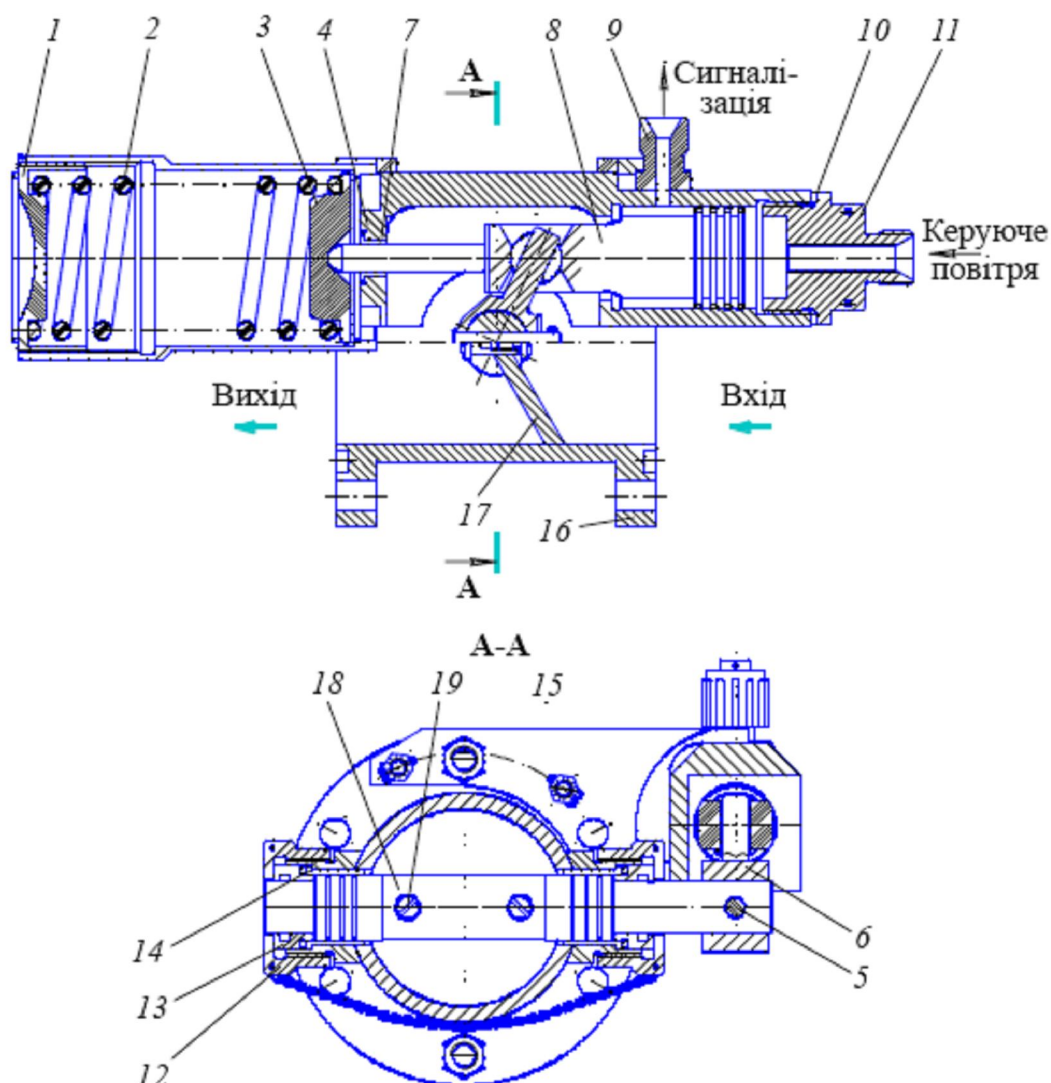


Рис.5.9. Відсічний клапан:

9, 11 – штуцери; 10 – прокладка; інші позиції описані в тексті

Відсічний клапан (рис.5.9) складається з корпусу 16 з валом 18 і заслінкою 17 приводу. Корпус 16 являє собою котушку, на якій знаходяться фланці для кріплення комунікацій. У корпусі 16 за допомогою втулок 14, які є підшипниками ковзання, центрується вал 18. Від осьового переміщення вал фіксується упором 13, який одночасно є ущільненням. Упор 13 притискується до

вала 18 гайкою 12. У середині корпусу 16 на валу 18 установлюється заслінка 17, що фіксується заклепками 19. На іншому кінці вала 18 установлений важіль (рос. – рычаг) 6, зафіксований штифтами 5. На корпусі 16 за допомогою болтів 15 установлений привід. Привід складається з корпусу 4, в якому встановлені поршень 8 з втулкою 7 і зворотна пружина 2 на направляючій 3. Пружина 2 у корпусі 4 фіксується гайкою 1. Хід поршня 8 обмежений упором заслінки 17 у корпус 16.

Повітря за КВТ подається на вхідний штуцер. При досягненні тиску 0,3 МПа поршень 8 починає переміщатися. Важіль 6 перетворює поступальний рух поршня 8 в обертальний рух вала 18. Заслінка 17 починає відкриватися, пропускаючи повітря на охолодження ТНТ і на регулювання радіального зазору ТВТ.

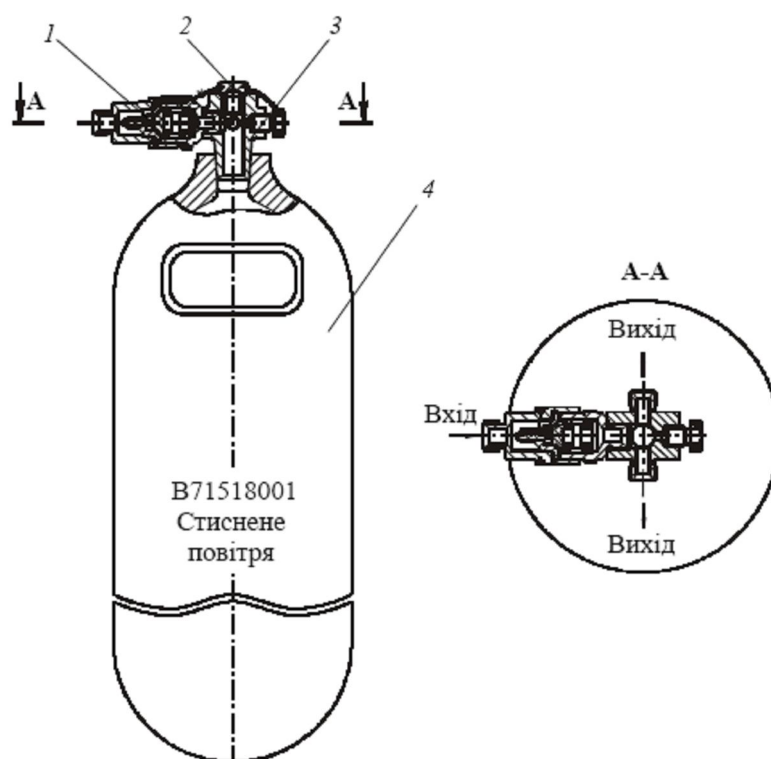


Рис.5.10. Повітряний балон

При досягненні тиску в циліндрі 0,7 МПа поршень 8, переміщаючись, повинен відкрити канал штуцера сигналізації. При тиску 0,9 МПа заслінка 17 повинна знаходитися у повністю відкритому положенні. При зниженні тиску до 0,5 МПа за рахунок пружності пружини 2 повинне початися закриття заслінки 17.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При тиску 0,3 МПа заслінка 17 повинна повністю закритися, припинивши подачу повітря на охолодження ТНТ і на регулювання радіального зазору ТВТ.

Повітряний балон служить для накопичення і збереження стисненого повітря. Балон (рис.5.10) складається зі зворотного клапана 1, який розташований на вході і перешкоджає зворотному потоку повітря при зниженні тиску повітря за КВТ; заглушки 2, призначеної для видалення конденсату й огляду внутрішньої порожнини балона; головки балона 3 і власне балона 4.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.2237ст.02.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці на об'єкті, де розміщується ГТА	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Д.Г.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ НА ОБ'ЄКТІ, ДЕ РОЗМІЩУЄТЬСЯ ГТА

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."

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці звести до мінімуму імовірність ураження або захворювання працюючих з

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 іншому раптовому, різкому 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.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ФАКТОРІВ У МАШИННОМУ ЗАЛІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

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

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих факторів є ГТД 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 витоку 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	СН ₂ О	NO ₂	SO ₂	H ₂ SO ₄
	-	3,5	20	0,7	9	-	-

					142.2237ст.02.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 ГТА 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 ГТД є: усмоктувальний (повітряно-забірний) патрубок турбіни; вихлопний патрубок турбіни; корпус ГТУ і її агрегатів. Рівень акустичної потужності у вирішальній мірі визначається витратою повітря, що залежить від потужності ГТУ.

Основним джерелом шуму, випромінюваного повітряно-забірним патрубком ГТУ, 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 – струмінь продуктів, що минає, згоряння, що породжує шум у процесі її 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 корпуса 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 корпуса (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 ГТУ. 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 плинів.

					142.2237ст.02.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.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено газотурбінний агрегат потужністю 10 МВт простого термодинамічного циклу для приводу генератора електричного струму блочної електростанції.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного агрегата, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1450 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 23,5$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_e = 0,372$, питома потужність $N_{уд} = 472 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{Ne} = 0,190 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 717 \text{ K}$.

4. Протягом проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини ГТА, камери згоряння і турбінної частини та проведене їхнє компонування.

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі; кожен з них має у своєму складі по 9 ступенів.

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 7 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 чотирьохступінчастої неохолоджуваної силової турбіни.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни високого тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного агрегата UGT 10000 (ДН70Л), який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

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

7. Детально розроблена система пневмокерування газотурбінного агрегата.

8. В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі електростанції, розроблено заходи щодо їх зниження.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ващиленко М.В. Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проєктування : навч. посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 44 с.
2. Збірник завдань та вправ з теорії і проєктування турбінних агрегатів : навч. посібник / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін, М.В. Ващиленко, М.П. Седько, В.М. Патлайчук, В.І. Харченко. Миколаїв: Вид-во НУК, 2012. 248 с.
3. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проєктування суднових газотурбінних агрегатів : навч. посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
4. Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін : навч. посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
5. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Екологічно чисті камери згоряння ГТУ: навч. посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 88 с.
6. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів. Миколаїв: УДМТУ, 2000. 259 с.
7. 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.
8. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Газотурбінні агрегати: у 2-х ч. Ч. 2: Елементи конструкцій. Миколаїв : НУК, 2017. 196 с.
9. 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.
10. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії. Миколаїв : НУК, 2008. 420 с.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Романовський Г.Ф., Султанський Ю.О., Харченко В.І. Будова, правила технічної експлуатації та обслуговування газотурбінних двигунів: навч. посібник. Миколаїв: Вид-во НУК, 2011. 156 с.
12. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Седько М.П. Основи проектування компресорів суднових газотурбінних двигунів: навч. посібник. Миколаїв: НУК, 2008. 292 с.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		