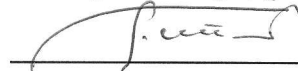


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



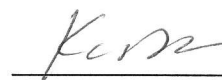
"10" 01 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"

на тему: *Проект газотурбінного двигуна простого цикла потужністю 16 МВт для компресорної станції*

Виконав:

студент групи 3237зст

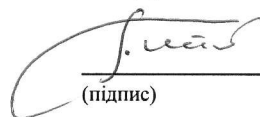


(підпис)

Костріков В.А.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Патлайчук В.М.

Миколаїв – 2024 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

" ____ " _____ 2023 р.

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

Студенту _____ *Кострікову Віктору Андрійовичу* _____

1. Тема роботи: **"Проект газотурбінного двигуна простого цикла потужністю 16 МВт для компресорної станції"**

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.01.2024 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **16 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1495 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка **системи змащування** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **Засоби гасіння пожежи в цеху компресорної станції та дії робітників цеху.**

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

- 4.1. Інформаційний пошук.
- 4.2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТД.
- 4.3. Габаритний розрахунок ГТД та його компоновання.
- 4.4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі **одноступінчастої турбіни високого тиску ГТД**.
- 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 ГТД.
- 5.2. Поздовжній переріз **турбіни високого тиску ГТД**.
- 5.3. Схема **системи змащування** газотурбінного двигуна.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Інформаційний пошук	01.11.2023	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТД	15.11.2023	
3	Габаритний розрахунок ГТД та його компонування	01.12.2023	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни високого тиску ГТД	15.12.2023	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.12.2023	
6	Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі компресорної станції	01.01.2024	
7	Підготовка презентації доповіді	07.01.2024	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.01.2024	

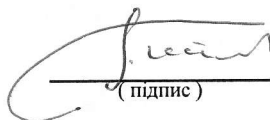
Студент



(підпис)

Костріков В.А.

Керівник роботи



(підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проектування газотурбінного двигуна простого циклу потужністю 16 МВт для компресорної станції. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного двигуна; габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни високого тиску; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного двигуна, 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 змащування газотурбінного двигуна; розробку заходів з охорони праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний двигун.

Ключові слова: газотурбінна установка; компресорна станція; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work has designed a simple cycle gas turbine engine with a capacity of 16 MW for a compressor station. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and gas turbine engine scheme; overall calculation of the gas turbine engine and its layout; thermo-gasodynamic calculation on the average diameter of a single-stage high-pressure turbine; design and structural calculations of individual elements of the gas turbine engine, 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 a gas turbine engine lubrication system; development of occupational safety measures at the facility where the gas turbine engine is located.

Keywords: gas turbine installation; compressor station; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Інформаційний пошук	8
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТД ...	20
2.1. Вибір теплової схеми	21
2.2. Оптимізація параметрів циклу	23
2.3. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТД	31
3. Габаритний розрахунок ГТД та його компонування	39
3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД	40
3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД	45
3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД	48
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни високого тиску	56
5. Конструювання та конструктивні розрахунки	70
5.1. Розробка конструкції турбіни високого тиску	71
5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску ..	73
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність	76
5.4. Розробка системи змащування ГТД	86
6. Засоби гасіння пожежи в цеху компресорної станції та дії робітників цеху	95
Висновки	100
Список використаних джерел	103

ВСТУП

Актуальність теми. Одним з основних енергоносіїв зараз є природний газ і газоперекачувальні станції являють собою елемент системи транспортування природного газу від місць добування до споживачів. Щорічно зростає сумарна протяжність магістральних трубопроводів, споруджуються десятки нових та переобладнюються старі газоперекачувальні станції.

Під час проектування газопровода і компресорної станції можливий вибір між поршневим газоперекачувальним агрегатом та нагнітачем з електро- та газотурбінним приводом. Однак, найбільшу перевагу і розповсюдження мають компресорні станції з приводом від стаціонарної газотурбінної установки або від конвертованих транспортних газотурбінних двигунів. З цієї причини розробка та удосконалення газотурбінних агрегатів для транспортування природного газу становить в цей час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є проєктування газотурбінного двигуна простого циклу потужністю 16 МВт для компресорної станції.

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

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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність;
 - розробку системи змащування газотурбінного двигуна;
- розробка заходів з охорони праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний двигун.

Об'єктом дослідження є система транспортування природного газу.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного двигуна, який є приводом нагнітача природного газу на компресорній станції, та його окремих елементів.

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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.3237зст.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Інформаційний пошук	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Костріков В.А.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 1

ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та створення газотурбінних агрегатів, які можуть бути використані для приводу нагнітачів природного газу компресорних станцій магістральних газопроводів, в теперішній час ведуть українські компанії ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", ДП "Івченко-Прогрес", російські фірми ОАО "Авиадвигатель", ОАО "Кузнецов", ЗАО "Невский завод", ОАО "НПО "Сатурн", ЗАО "УТЗ", а також міжнародні корпорації "Rolls-Royce plc", "Siemens AG", "Solar Turbines Inc.", "Kawasaki Heavy Industries, Ltd.", "MAN Turbo AG" та "General Electric Co."

Характеристики приводних газотурбінних агрегатів, які мають потужність близьку до проектної – 16,2 МВт і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл.1.1 [3], [4].

Таблиця 1.1

Характеристики приводних газотурбінних агрегатів потужністю від 14 до 20 МВт

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 15000 (ДГ90)	ДП НПКГ "Зоря"- "Машпроект"	16,7	35,0	1345	20,0
UGT 16000 (ДЖ59Л2)		16,7	32,0	1140	13,0
ГТУ-16П	ОАО "Авиадвигатель"	16,5	37,0	1416	19,6
АЛ-31СТ	ОАО "НПО "Сатурн"	16,8	36,5	1440	18,1
ГТНР-16 ¹	ЗАО "Невский завод"	16,0	32,5	1213	7,05

¹ Агрегат з регенерацією тепла.

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
НК-16-18СТ	ОАО "КПП "Авиамотор"	18,0	31,0	1110	10,2
НК-16-20СТ	ОАО "КПП "Авиамотор"	20,0	33,0	–	–
ГТН-16М-1	ЗАО "УТЗ"	16,8	31,0	1193	11,5
НК-16СТ	ОАО "Кузнецов"	16,0	29,0	1066	9,7
НК-38СТ		16,0	38,0	1476	25,9
PGT16	"General Electric Co."	14,3	36,3	–	20,2
PGT20		18,1	36,5	–	18,0
LM1600PE		14,3	36,3	–	20,2
LM1600PD		14,3	36,1	–	20,1
LM2000PS		18,0	36,4	–	15,6
LM2000PJ		18,1	36,0	–	15,4
"Titan 130"	"Solar Turbines Inc."	15,3	35,8	–	16,1
SGT-500 (GT35C)	"Siemens AG"	17,1	32,8	–	12,0
L20A	"Kawasaki Heavy Industries, Ltd."	18,0	35,0	–	18,0
"Coberra 2648"	"Rolls-Royce plc"	15,2	29,4	–	8,8
"Coberra 2656"		15,7	30,3	–	8,8

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного двигуна **UGT 15000 (ДГ90)**, який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Газотурбінний двигун UGT 15000, розробка якого була завершена в 1984 р., став подальшим розвитком уніфікованого ряду економічних двигунів третього покоління, призначених для використання як на кораблях будь-якого класу, так і в промисловості.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

UGT 15000 (рис.1.1) добре зарекомендував себе на самому початку своєї експлуатації завдяки повним і всебічним дослідженням, виконаним при його створенні, які включали повузлове доведення компресора, камери згоряння, турбіни на лабораторних стендах, відпрацьовування газодинамічних, теплотехнічних, міцностних, віброакустичних характеристик на базі п'ятнадцяти двигунів із проведенням тривалих іспитів з вироблення еквівалента ресурсу. Іспити проводилися з подаванням морської солі на вхід до компресора, з максимальним розцентруванням вихідного вала, з перевищенням номінального крутного моменту на силовій турбіні, при граничних параметрах для цього двигуна, з виробленням максимальної кількості запусків і перехідних процесів, очікуваних в експлуатації.

Старанність відпрацьовування двигуна UGT 15000 обумовила його високі експлуатаційні якості і широке застосування. Двигун може працювати на різних сортах рідкого і газоподібного палива при температурі зовнішнього повітря від мінус 50 до плюс 50 °С і відносній вологості повітря, що досягає 100% при температурі 15 °С.

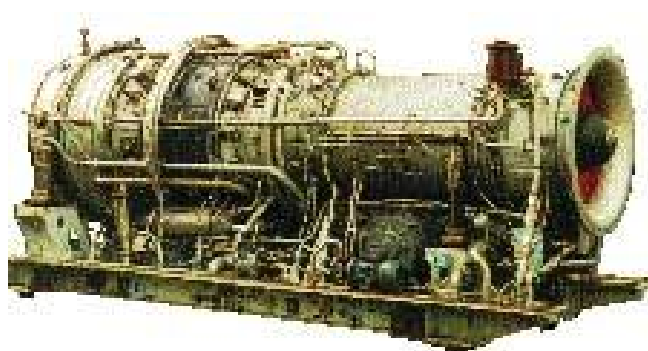


Рис.1.1. Двигун UGT 15000

За вимогою замовника UGT 15000 виготовляється з різними напрямками обертання силової турбіни в реверсивному і неревверсивному виконаннях.

Двигун пристосований для роботи з локальною і груповою системою керування в комбінованих енергетичних установках разом з дизелями, паровими турбінами та іншими газотурбінними двигунами.

UGT 15000 відповідає вимогам антропологічної сумісності, забезпечує доступ до основних вузлів, зручність обслуговування і мінімальні тимчасові витрати на усунення відмовлень. Двигун оснащений засобами технічного діагностування, що дозволяють оцінювати в умовах експлуатації його технічний

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

стан без розбирання.

Модульна конструкція UGT 15000 передбачає можливість заміни при ремонті в умовах експлуатації начіпних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресора низького тиску, силової турбіни. Запасні частини не вимагають пригону по місцю і допускають мінімальне підрегулювання.

Двигун серійно випускається з 1988 р. До дійсного часу виготовлено більше 120 таких двигунів, сумарний наробіток яких перевищив 250 тис. год. Сім з них відробили заявлений ресурс і продовжують успішно експлуатуватися.

UGT 15000 використовується у складі корабельних агрегатів М27, М9Б та М44, для приводу електрогенераторів (газотурбогенератори ГТГ-16), у газоперекачувальних агрегатах ГПА-Ц-16С, серійно виготовляємих "Сумським НВО ім. М.В. Фрунзе", у ГПА-16С "Урал" розробки ОАО НПО "Искра", у ГПУ-16А розробки НВКГ "Зоря"-Машпроект" та ін. Крім того, його використання передбачене в декількох проектах модернізації агрегатів ГТК-10-4 із двигунами ОАО "Невский завод" і "Коберра-182" фірми "Купер Роллз".

UGT 15000 може також застосовуватися для модернізації чи реконструкції ряду виробництв (хімічних, металургійних та ін.). Наприклад, на Одеському припортовому заводі він був встановлений замість морально застарілих і зношених приводів "Евон" компанії "Роллз-Ройз".

Двигун UGT 15000 (модифікація ДС90) був використаний для створення контактної парогазової установки типу "Водолій" потужністю 25 МВт. У ньому змінені пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для упорскування пари, організовані системи подавання пари.

Основні технічні параметри двигуна UGT 15000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.2.

Конструктивні особливості

Двигун UGT 15000 виконаний двокаскадним із вільною силовою турбіною. Він складається з компресорів низького 2 і високого 3 тисків (рис.1.2), камери

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

згоряння 4, турбін високого 5 і низького 6 тисків, силової турбіни¹ (турбіни нагнітача) 7, агрегатів, навішених на двигун.

Таблиця 1.2

Основні технічні параметри двигуна UGT 15000

Параметр	Модифікації ²				
	ДБ90	ДГ90	ДА90	Д090	ДС90
Потужність, МВт	17,5	17,15	17,6	14,7	25
ККД, %	35	35	35	33	42 ³
Витрата повітря, кг/с	71	71	73	70	65
Міра підвищення тиску	19,6	19,5	19,6	19,6	19,6
Початкова температура газу, К	1349	1343	1348	1348	1335
Температура газу за ГТД, К	706	693	673	673	712
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3000/ 3600	5200	5300	4400	3000/ 3600
Довжина х ширина х висота, м	6,1 х 2,2 х 2,5	4,7 х 2,1 х 2,2	4,8 х 2,2 х 2,2	5,0 х 2,6 х 2,8	6,4 х 2,5 х 2,7
Маса, т	12,8	11,6	9	11,5	15

.Компресори 2 і 3 разом із турбінами, що приводять їх в обертання, утворюють два контури (відповідно, низького і високого тисків), які кінематично не пов'язані між собою і мають різні частоти обертання. Потужність від силової турбіни через ресору передається споживачу.

Компресор низького тиску (рис.1.3) – осьовий, 9-ступінчастий, складається із вхідного пристрою, переднього корпусу 1, корпусу КНТ 2, ротора КНТ 3, встановленого на передній 6 і задній 5 опорах.

¹ Конструкція UGT 15000 розглядається на прикладі двигуна ДГ90.

² ДБ90 – модифікація двигуна для приводу електрогенератора, ДГ90 – для приводу нагнітача газу на компресорній станції, ДА90 і Д090 – корабельні нереверсивний і реверсивний двигуни, ДС90 – двигун контактної парогазової установки.

³ У даному випадку ККД всього агрегату.

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення атмосферного повітря в компресор і утворений зовнішнім і внутрішнім обтічниками. Кільцевий канал між ними є початком проточної частини двигуна.

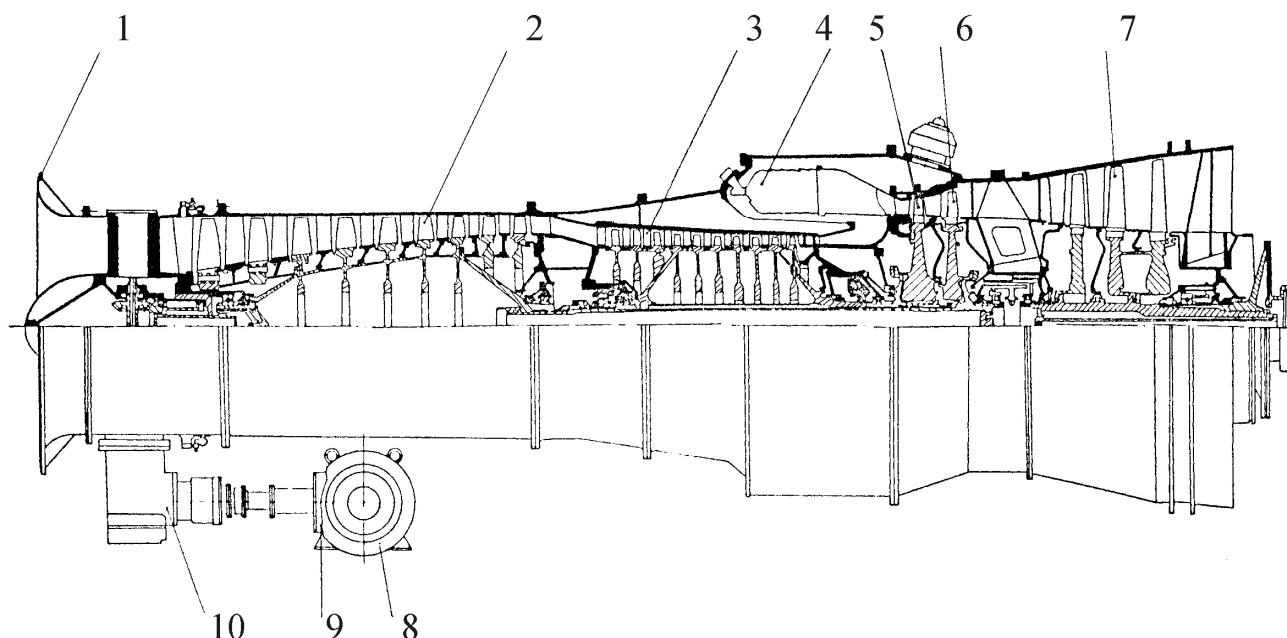


Рис.1.2. Конструктивна схема двигуна UGT 15000:

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

Передній корпус складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, жорстко з'єднаних між собою шістьма профільованими стійками, і призначений для розміщення передньої опори КНТ, поворотного вхідного напрямного апарата, привода нижньої коробки приводів.

Передня опора ротора – пружна. Корпус опори – гнучкий, тобто має можливість радіально переміщатися за рахунок деформації пружних елементів стінки корпуса. Коливання поглинаються демпфером, що являє собою масляний шар між корпусом опори і лабіринтовою кришкою, який обмежений двома ущільнювальними кільцями.

Для надійного змащення й охолодження кулькового підшипника передньої опори масло підводиться в двох місцях: у зазор між внутрішньою обіймою підшипника і сепаратором через жиклери маслопідводного кільця і радіально –

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

через отвір у внутрішній обоймі підшипника.

Корпус компресора низького тиску виконаний у вигляді порожнього циліндра, що має горизонтальний роз'їм. У циліндричних проточках корпуса розміщено вісім напрямних апаратів, що кріпляться до корпуса гвинтами. У нижній половині зовнішньої поверхні корпуса є дві бобишки з різьбовими отворами для кріплення опор двигуна.

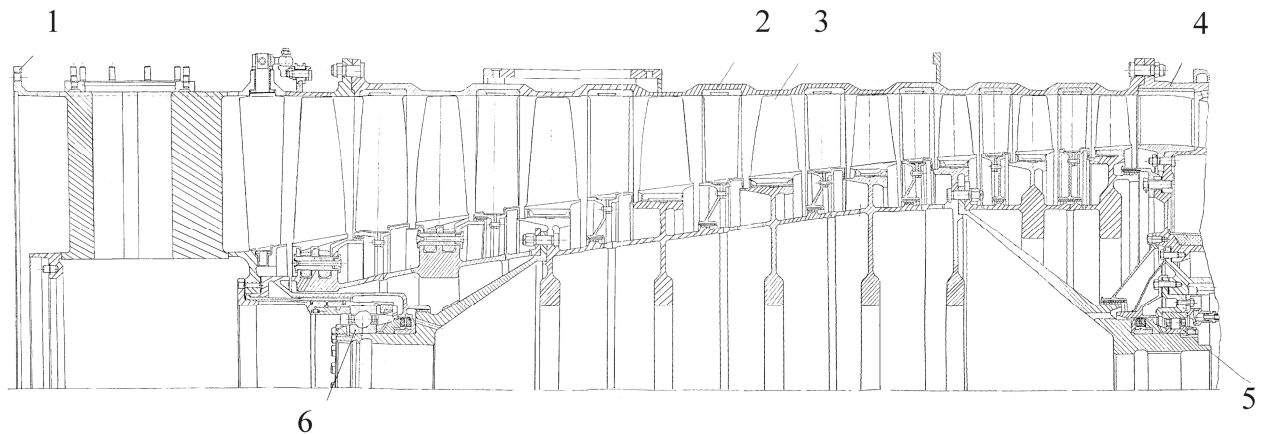


Рис.1.3. Компресор низького тиску:

1 – передній корпус; 2 – корпус компресора низького тиску; 3 – ротор КНТ; 4 – перехідник; 5 – задня опора; 6 – передня опора

Ротор КНТ – дисково-барабанної конструкції, складається з передньої і задньої цапф, робочих лопаток і дисків, поєднаних у три нероз'ємні складальні одиниці: барабан 1-2-го ступенів, барабан 3-7-го ступенів, барабан 8-9-го ступенів. Між собою і з цапфами барабани з'єднані за допомогою стяжних болтів.

Робочі лопатки перших двох ступенів мають шарнірне кріплення, що дозволяє їм повертатися щодо осі пальця при роботі двигуна. Робочі лопатки інших ступенів встановлені в пазах дисків сполученням типу "ластівчин хвіст".

Компресор високого тиску (рис.1.4) – осьовий, 10-ступінчастий, складається з перехідника 1, корпусів 2, ротора 3 турбокомпресора високого тиску.

Перехідник призначений для плавного підведення повітря з компресора

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

низького тиску в компресор високого тиску. Він складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, поєднаних між собою рядом напрямних лопаток останнього ступеня КНТ. У перехіднику розміщені задня опора ротора КНТ, передня опора ротора турбокомпресора високого тиску, вхідний напрямний апарат КВТ, датчик виміру частоти обертання.

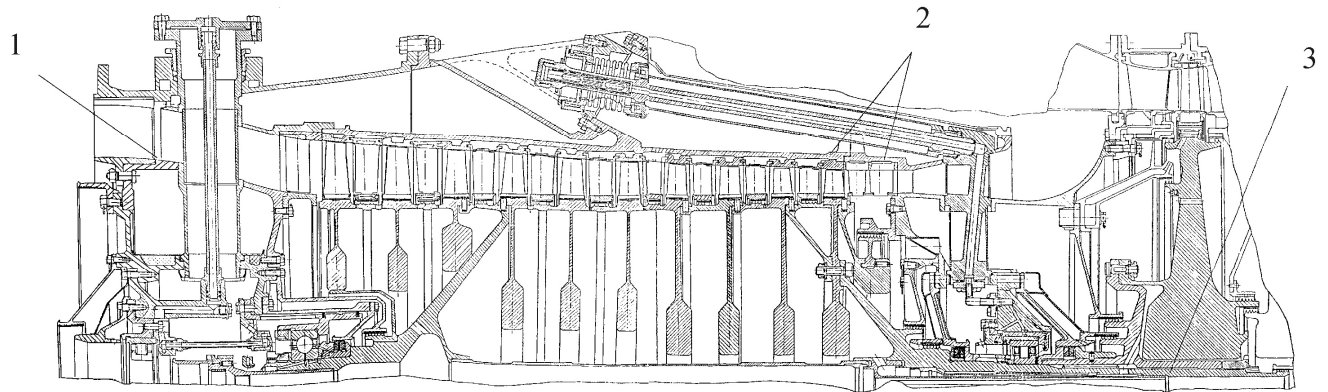


Рис.1.4. Компресор високого тиску:

1 – перехідник; 2 – корпуса КВТ; 3 – ротор турбокомпресора високого тиску

Ротор 3 конструктивно поєднує ротори КВТ і ТВТ. Передача крутного моменту від ротора ТВТ до ротора КВТ здійснюється через шлицьове з'єднання.

Ротор КВТ – дисково-барабанної конструкції, складається з десяти дисків, робочих лопаток, передньої і задньої цапф, внутрішнього вала. Робочі лопатки встановлені в пази дисків хвостовиками типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвостовиків.

За ротором КВТ організована розвантажувальна порожнина для забезпечення необхідного зусилля на упорний підшипник. Для стабілізації осьових зусиль, що діють на підшипник, розвантажувальна порожнина поєднана трубами з порожниною перед диском ТВТ. На десятому диску ротора встановлений лабіринт, що обмежує надходження повітря в розвантажувальну порожнину.

Камера згоряння (рис.1.5) – трубчасто-кільцева, протитокова, складається з переднього конуса, виконаного заодно з корпусом КВТ 4, кожуха камери

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

згоряння 8, кожуха 14, шістнадцяти жарових труб 7, розташованих паралельно осі двигуна в кільцевому просторі між кожухами 8 і 14, шістнадцяти змішувачів 9, закріплених на сопловому апараті ТВТ, шістнадцяти одноканальних газових форсунок з пальцем 5 і форсунок 6.

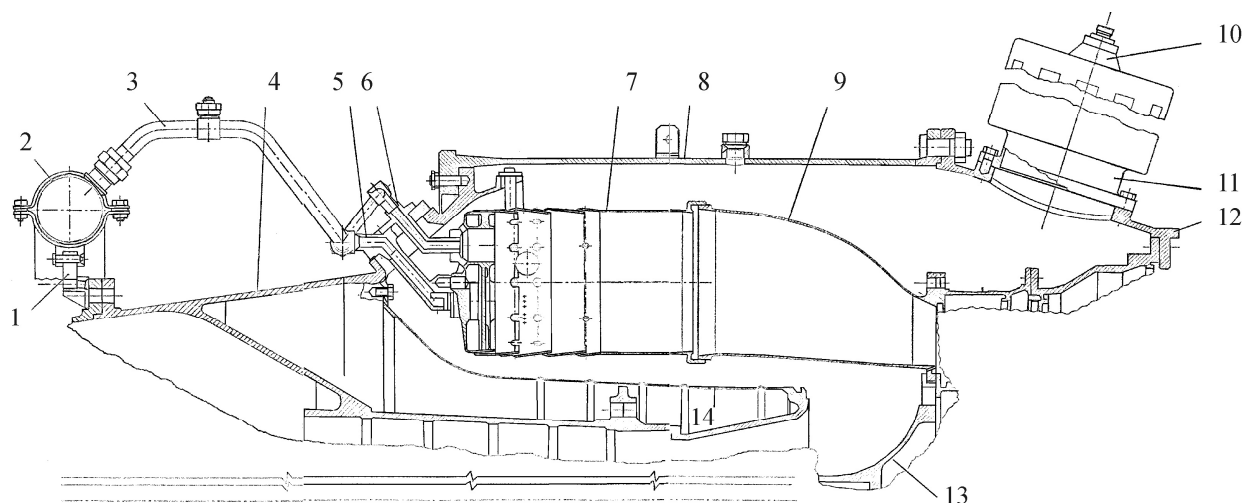


Рис.1.5. Камера згоряння:

1 – підвіска; 2 – колектор; 3 – трубка підведення; 4 – корпус КВТ; 5 – форсунка з пальцем; 6 – форсунка; 7 – жарова труба; 8 – кожух камери згоряння; 9 – змішувач; 10 – клапан перепуску повітря; 11 – компенсатор; 12 – силовий корпус; 13 – дифузор; 14 – внутрішній кожух

Для зниження швидкості потоку повітря перед жаровими трубами передбачений кільцевий двоступінчастий дифузор 13.

Запалення палива в камері згоряння під час запуску здійснюється від двох запалювачів. Перекидання полум'я між жаровими трубами забезпечується через полум'яперекидні патрубки.

На корпусі 12 і двох компенсаторах 11 установлені два клапани перепуску повітря 10, один із яких стравлює повітря з камери згоряння в атмосферу при запуску двигуна, другий – при спрацьовуванні захисту по обмеженню частоти обертання силової турбіни.

Паливні форсунки – одноканальні, складаються з корпуса і ковпачка, у якому виконані один центральний отвір і два ряди отворів по колу, призначених для рівномірної подачі газу. Форсунка з пальцем має штуцер перекидання газу на одноголовочну форсунку і палець для установки в жарову трубу.

Турбіна високого тиску (рис.1.6) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата 1 і ротора 2. Лопатки турбіни мають конвективне охолодження. Усередину соплових лопаток вставляється дефлектор, що служить для перерозподілу охолодного повітря, яке надходить через отвори в корпусі і після охолодження залишає лопатки через щілини у вихідних краяхах.

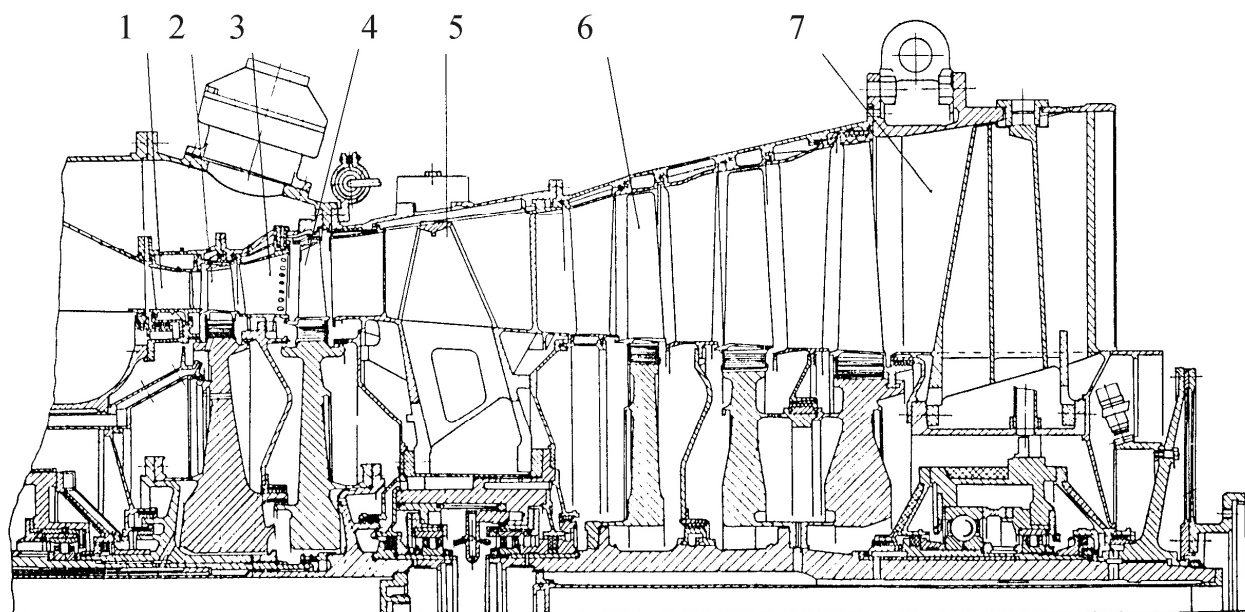


Рис.1.6. Турбінна частина двигуна:

1 – сопловий апарат ТВТ; 2 – ротор ТВТ; 3 – сопловий апарат ТНТ; 4 – ротор ТНТ; 5 – опорний вінець ТНТ; 6 – ротор силової турбіни; 7 – опорний вінець силової турбіни

Ротор ТВТ складається з диска, робочих лопаток, цапфи ТВТ. Робочі лопатки в диску кріпляться ялинковими замками. Для зниження динамічних напружень у кишені під нижньою полицею лопаток встановлені демпфери.

Для зменшення радіального зазору над обандаженими робочими лопатками розташовані стільникові вставки, що своїми виступами входять у пази корпусу.

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчата, складається із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5. Соплові лопатки – охолоджувані, з дефлектором.

Ротор ТНТ складається з диска, робочих лопаток, закріплених за допомогою ялинкових хвостовиків, вала ТНТ. Диск із валом з'єднується

болтами.

Опорний вінець ТНТ призначений для розміщення задньої опори ротора турбіни низького тиску і передньої опори ротора силової турбіни. Він також утворює проточну частину між цими турбінами. Стійки з корпусом опорного вінця з'єднуються за допомогою пакетів пружних елементів, що встановлюються на цапфу із зазором і призначені для компенсації теплових розширень. Корпус опори має пружний елемент типу "біляче колесо" для самовстановлювання ротора ТНТ із метою зменшення навантажень, що діють на роликовий підшипник через дисбаланс ротора. Для гасіння вібрації роторів в опорному вінці передбачені масляні демпфери.

Силова турбіна – осьова, триступінчаста¹, складається із соплових апаратів 3-5-го ступенів, ротора, опорного вінця.

На диску 5-го ступеня кріпиться лабіринт, що разом із кришкою опорного вінця організує за ротором турбіни розвантажувальну порожнину. Частина повітря, підводимого через перехідник КНТ у цю порожнину, потім йде на підпір передніх і задніх лабіринтових і радіально-торцевих ущільнень.

У корпусі підшипників опорного вінця турбіни розташовуються роликовий підшипник, що несе радіальне навантаження, і кульковий підшипник, що сприймає частину осьового навантаження.

Для передачі крутного моменту з вала турбіни на вал споживача використовується пружна муфта. На корпусі муфти встановлений збудник датчика обмеження частоти обертання силової турбіни.

Коробки приводів механічно пов'язані з контуром низького тиску. Нижня коробка приводів призначена для розміщення основного маслоагрегата двигуна, привода від виносної коробки приводів, привода індуктора з пристроєм для ручного прокручування. Виносна коробка – для розміщення привода до електростартерів (~380 В, 2х70 кВт).

Ресурс до капітального ремонту двигуна UGT 15000 становить 25000 год,

¹ В деяких модифікаціях (наприклад, ДБ90) – 4-ступінчаста.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

призначений ресурс – 75000 год.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.3237зст.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТД	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Костріков В.А.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ ТА СХЕМИ ГТД

2.1. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

Основні положення проектувального розрахунку схеми ГТД будемо розглядати з використанням двокаскадного газотурбінного двигуна, який має вільну турбіну нагнітача. Газотурбінний агрегат простої теплової схеми для компресорної станції магістрального газопроводу з основними розрахунковими перерізами зображений на рис.2.1.

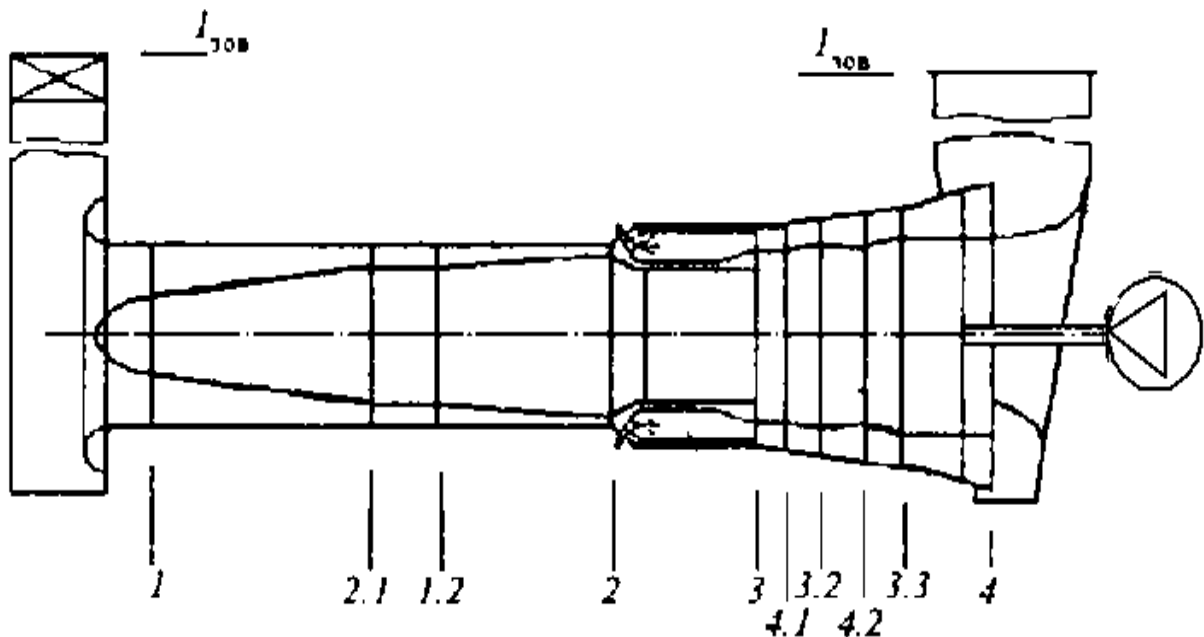


Рис.2.1. Конструктивна схема і розрахункові перерізи ГТД

Зобразимо в координатах $T-S$ цикл розглянутого двокаскадного ГТД з вільною турбіною нагнітача (рис.2.2). Процеси зображені з урахуванням усіх основних утрат повного тиску по газоповітряному тракту і позначенням розрахункових перерізів. Індекси зазначених розрахункових точок відповідають розрахунковим перерізам по газоповітряному тракту ГТД. У подвійному індексі

перша цифра відповідає характерній точці термодинамічного циклу: 1 - вхід у компресор; 2 - вихід з компресора; 3 - вхід у турбіну; 4 - вихід з турбіни. Друга цифра індексу – номер компресора або турбіни, відлічуваний за ходом робочого тіла.

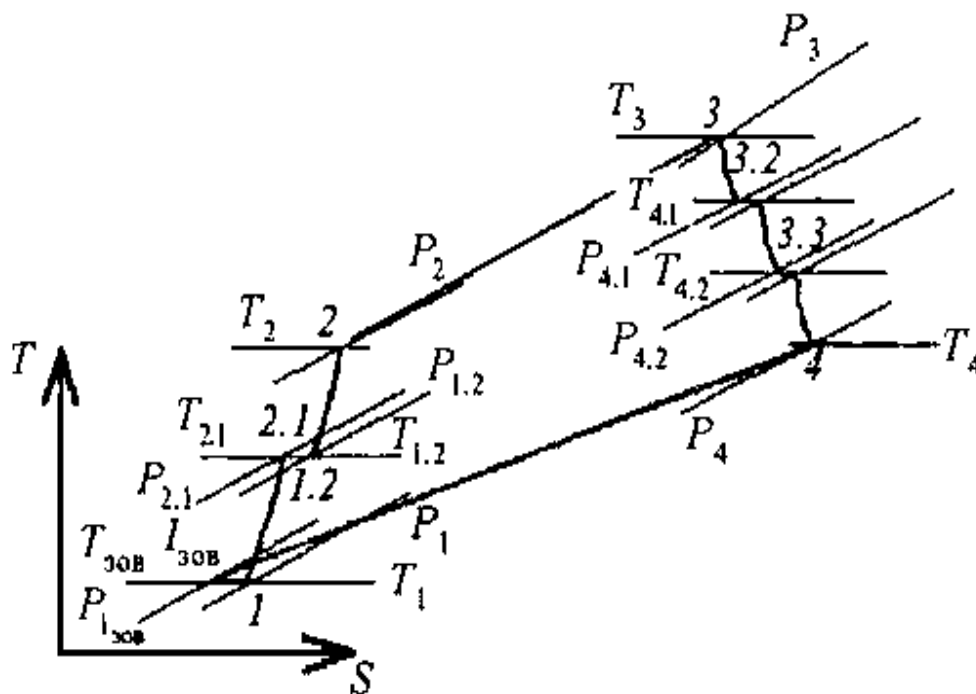


Рис.2.2. Цикл двокаскадного ГТД з вільною силовою турбіною

Вихідними даними до розрахунку є: потужність ГТД – 16 МВт, температура газу перед турбіною високого тиску – 1495 К, частота обертання ротора силової турбіни – 5200 об/хв, базовий двигун – UGT15000 (ДГ90).

2.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ

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

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

На рис.2.3 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

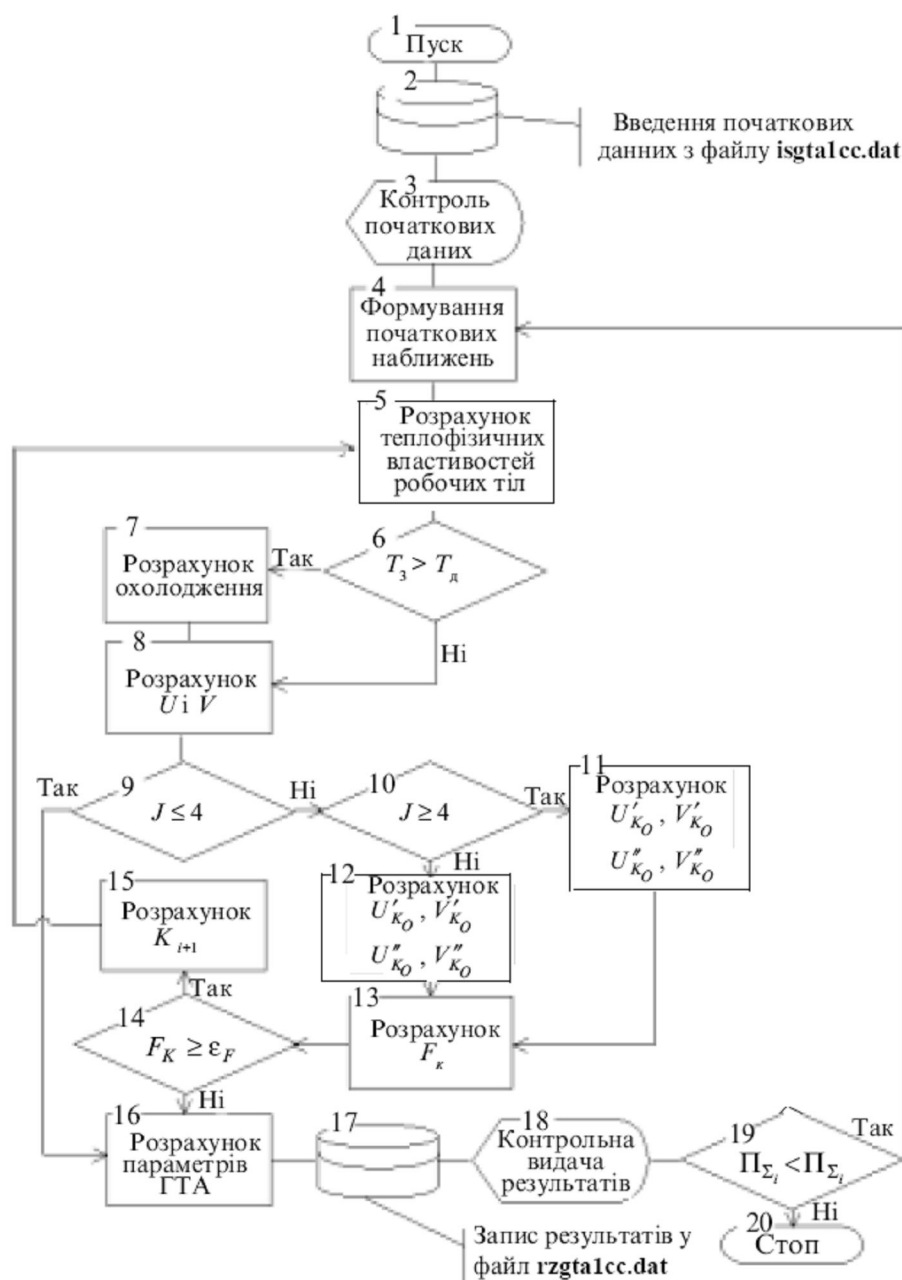


Рис.2.3. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 2.1

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

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

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

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

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

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

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

Значення вихідних параметрів наведені в табл.2.2.

Таблиця 2.2

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1495
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1090
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,995
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
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	0,021

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис.2.4 та рис.2.5) –

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТД було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 27$: $\eta_{e \text{ max}} = 0,37605$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 288,3 \text{ кВт/(кг/с)}$. Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 22$, якій відповідає $\eta_{e, \text{роз}} = 0,37273$ та $N_{\text{пит}} = 307,3 \text{ кВт/(кг/с)}$.

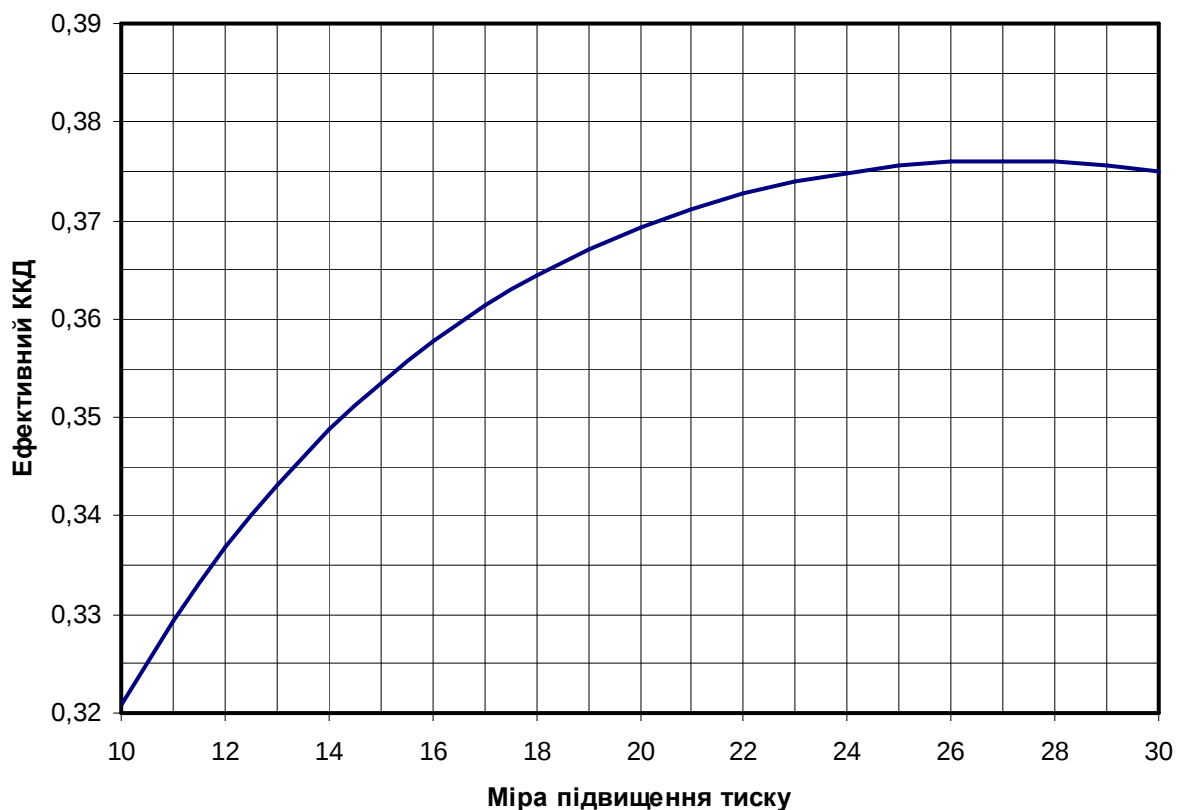


Рис.2.4. Залежність ефективного ККД газотурбінного двигуна від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e.\max} - \eta_{e.\text{роз}}}{\eta_{e.\max}} = \frac{0,37605 - 0,37273}{0,37605} \cdot 100\% = 0,88\%,$$

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

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{307,3 - 288,3}{307,3} \times 100\% = 6,18\%.$$

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

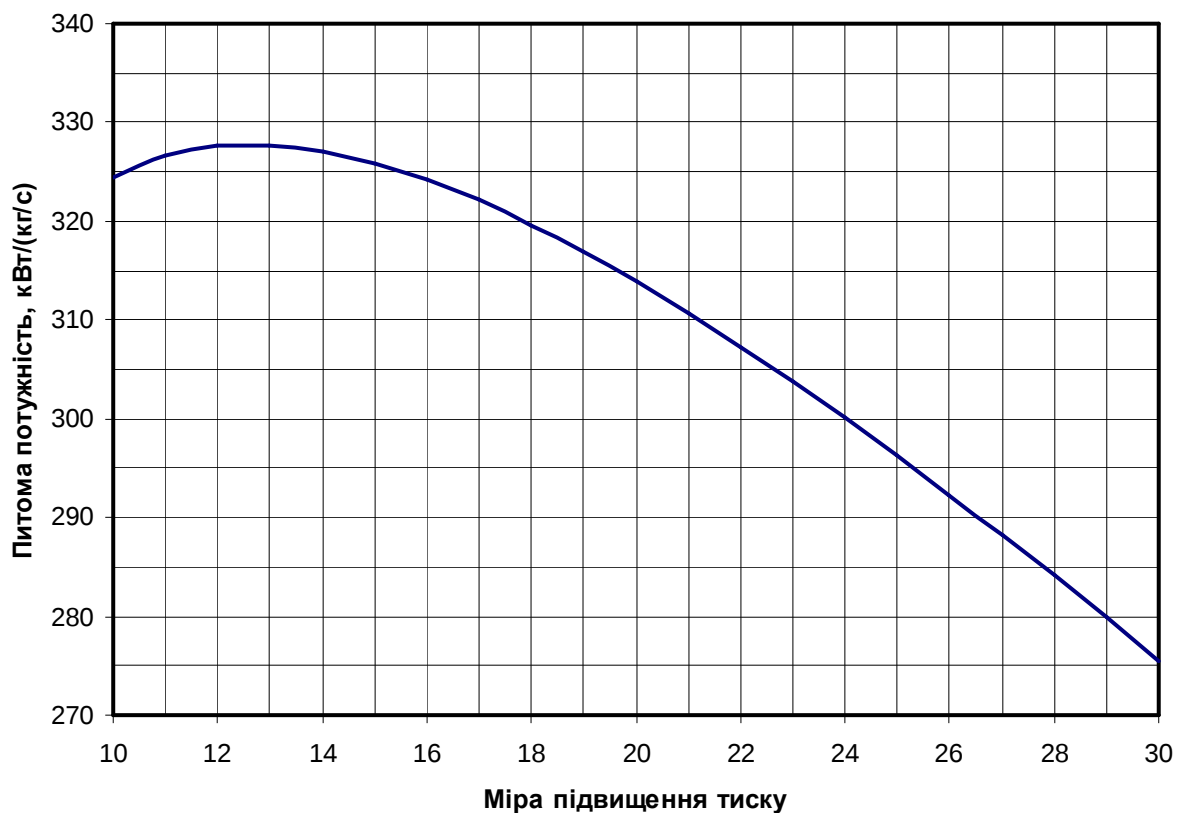


Рис.2.5. Залежність питомої потужності газотурбінного двигуна від міри підвищення тиску у циклі

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ
Студент гр. **3237** зст Костриков В.А.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД, К	1495.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, К	1090.0
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	0.0210
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	G0X	ALO
10.0	0.32076	324.4	0.000	0.000	604.3	945.9	0.000	4.0	0.0694	2.63
11.0	0.32937	326.6	0.000	0.000	621.7	926.1	0.000	4.0	0.0712	2.67
12.0	0.33679	327.6	0.000	0.000	638.0	908.2	0.000	4.0	0.0732	2.71
13.0	0.34319	327.7	0.000	0.000	653.3	892.1	0.000	4.0	0.0751	2.76
14.0	0.34872	327.1	0.000	0.000	667.7	877.3	0.000	4.0	0.0771	2.80
15.0	0.35353	325.9	0.000	0.000	681.3	863.7	0.000	4.0	0.0791	2.85
16.0	0.35769	324.2	0.000	0.000	694.3	851.1	0.000	4.0	0.0811	2.89
17.0	0.36129	322.1	0.000	0.000	706.6	839.5	0.000	4.0	0.0832	2.93
18.0	0.36439	319.6	0.000	0.000	718.4	828.6	0.000	4.0	0.0853	2.97
19.0	0.36705	316.9	0.000	0.000	729.8	818.4	0.000	4.0	0.0874	3.01
20.0	0.36930	313.9	0.000	0.000	740.6	808.8	0.000	4.0	0.0896	3.05
21.0	0.37119	310.7	0.000	0.000	751.1	799.8	0.000	4.0	0.0918	3.09
22.0	0.37273	307.3	0.000	0.000	761.2	791.3	0.000	4.0	0.0940	3.13
23.0	0.37395	303.8	0.000	0.000	770.9	783.2	0.000	4.0	0.0964	3.17
24.0	0.37488	300.1	0.000	0.000	780.3	775.5	0.000	4.0	0.0987	3.21
25.0	0.37553	296.3	0.000	0.000	789.5	768.2	0.000	4.0	0.1011	3.24
26.0	0.37592	292.3	0.000	0.000	798.3	761.2	0.000	4.0	0.1036	3.28
27.0	0.37605	288.3	0.000	0.000	806.9	754.6	0.000	4.0	0.1062	3.32
28.0	0.37593	284.1	0.000	0.000	815.2	748.2	0.000	4.0	0.1088	3.36
29.0	0.37557	279.9	0.000	0.000	823.3	742.1	0.000	4.0	0.1115	3.40
30.0	0.37498	275.5	0.000	0.000	831.2	736.2	0.000	4.0	0.1142	3.43

2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ГТД НА РЕЖИМІ ПОВНОЇ ПОТУЖНОСТІ

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

Структурна схема газотурбінного двигуна наведена на рис.2.6, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.2.7. Результати розрахунків зведено до табл.2.3.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТД – 16 000 кВт, початкова температура газу – 1495 К, базовий двигун – UGT 15000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 22.

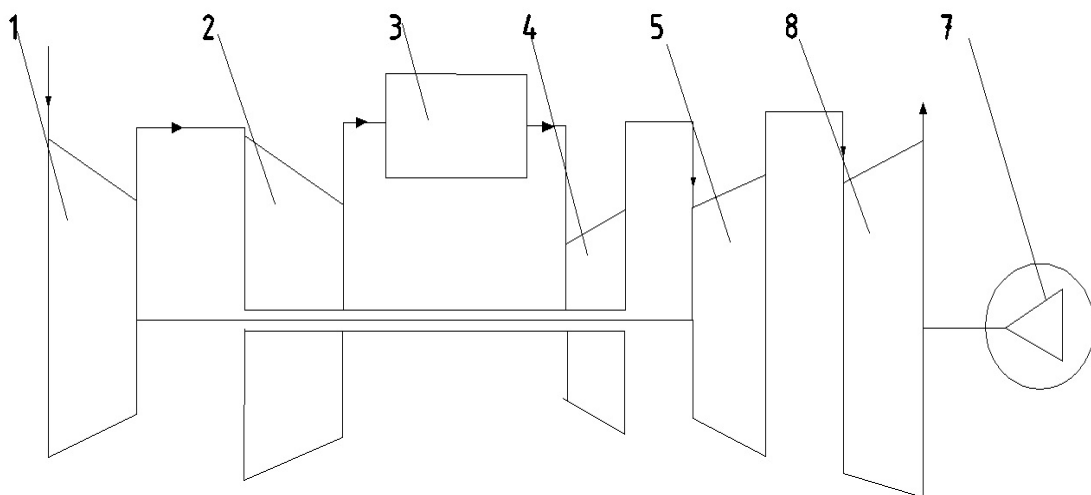


Рис.2.6. Структурна схема газотурбінного двигуна:

1 – компресор низького тиску; 2 – компресор високого тиску; 3 – камера згоряння; 4 – турбіна високого тиску; 5 – турбіна низького тиску; 6 – турбіна нагнітача; 7 – нагнітач природного газу

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

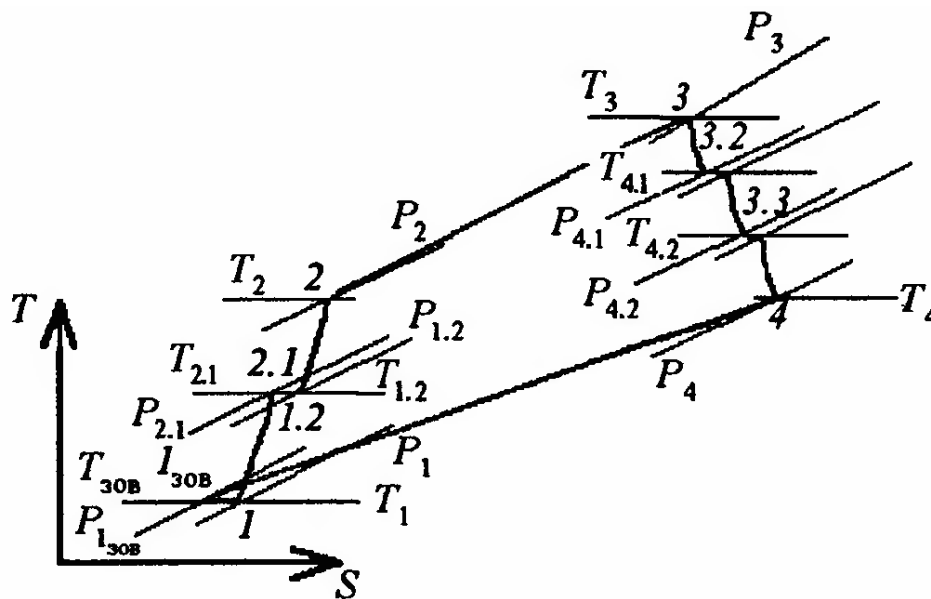


Рис.2.7. Термодинамічний цикл газотурбінного двигуна

Таблиця 2.3

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [5]	22	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1495	-
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається [5]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається [5]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [5]	1090,0	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається [5]	0,9000	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається [5]	0,9900	-
8. КВПТ у входному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається [5]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора $v_{\text{к}}$	Приймається [5]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\text{кз}}$	Приймається [5]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\text{т2}}$	Приймається [5]	0,9950	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	Приймається [5]	0,9950	
13. КВПТ газовідводу $v_{\text{гв}}$	Приймається [5]	0,9800	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{\text{т1}}$	Приймається [5]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{\text{т2}}$	Приймається [5]	0,9000	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{\text{т3}}$	Приймається [5]	0,9100	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [5]	0,9950	
18. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [5]	1,000	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\kappa 2}$	Приймається [5]	0,9900	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [5]	0,0210	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [5]	50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [5]	17,18	
23. Ефективна потужність ГТД N_e , кВт	Задається завданням	16 000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\kappa 2}$	Приймається [5]	4,500	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\kappa 1}$	$\pi_{\kappa \Sigma} / \pi_{\kappa 2}$	4,889	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,4000	1,3953
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\kappa 1}$	$\frac{\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{\kappa 1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1}$	0,876	0,876
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{\kappa 1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{\kappa 1}}$	188,6	186,6
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{\kappa 1}$	476,6	474,6
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{3ов} + \frac{\Delta T_{\kappa 1} \cdot \eta_{\kappa 1}}{2}$	382,3	381,3
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{п1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,013	1,013
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,3953	1,3954
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{3ов} \cdot \nu_{вх}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{\kappa 1}$	0,486	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,3700	1,3698
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{\kappa 2}$	$\frac{\pi_{\kappa 2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{\kappa 2}^{k_{п2}\eta_{ак}} - 1}$	0,879	0,879

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1.2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	270,7	270,6
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1.2} + \Delta T_{к2}$	745,4	745,2
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2.1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	610,0	609,9
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,063	1,063
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3698	1,3698
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1.2}$, МПа	$P_{2.1} \cdot \nu_{к}$	0,484	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1.2} \cdot \pi_{к2}$	2,178	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{пр\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1, 235	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $C_{рп} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3})$	1,118	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $C_{рп} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}^{вх})$	1,044	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{рп} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{рп} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^n \cdot \eta_{кз} - \left[C_{пр\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{рп} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0191	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	3,046	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{кз}$	2,091	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ(з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [5]	2	
50. Коефіцієнт перерахунку еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_d > 100$	1,30	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{т1}$	Приймається	0,900	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox1}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$	0,0541	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$	1372,3	
55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}	Приймається [5]	2	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T'_{3,2} - T_d > 100$	1,30	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,05	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}	Приймається [5]	0,98	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox2}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$	0,0403	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$	$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$	0,890	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{кз}}{\alpha_{к2}}$	0,911	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{кз} + g_{ox1} + 0,006$	0,967	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТГ β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$	1,011	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{св}$	$\beta_{t3} + 0,004$	1,015	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{ср.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,91 \Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$	1356,6	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{ср.т1}, \alpha)$	1,249	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{т1}$	$\frac{c_{pz1}}{c_{pz1} - R_T}$	1,300	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{м1}}$	0,939	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	254,0	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1241,0	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*, \alpha)$	1,230	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*)$	1,175	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$, К	$\frac{\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{t1}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} ^{T_{4,1}^*} (\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$	1211,2	
74. Міра розширення газу у ТВТ π_{t1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{t1}}{T_3 \cdot \eta_{t1} - \Delta T_{t1}} \right)^{\frac{k_{d1}}{k_{d1}-1}}$	2,536	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{k3}$	2,091	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{t1}}$	0,824	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3,2}$, К	$T_{3,2} = T_{4,1}$	1211,2	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{k1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$	1117,9	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{pr2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,208	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_r}$	1,313	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$	0,872	
82. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{t2} ,	$C_1 \cdot \Delta T_{k1}$	162,7	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4,2}^?$, К	$T_{3,2} - \Delta T_{t2}$	1048,5	
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*, \alpha)$	1,194	
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*)$	1,145	
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{pr} ^{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	1035,1	
87. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{r2}}{k_{r2}-1}}$	1,970	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot v_{t1}$	0,824	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$	0,418	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
90. Тиск газу перед турбіною нагнітача $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{t2}$	0,416	
91. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	1035,1	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{30B}}{v_{TB}}$	0,103	
93. Міра розширення газу в ТГ π_{T3}	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	4,040	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	920,8	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{pг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,167	1,167
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{т3}$	$\frac{c_{pг3}}{c_{pг3} - R_T}$	1,327	1,327
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{т3}-1}{k_{т3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$	274,5	274,5
98. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{т3}$	760,7	760,7
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$	884,3	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pг3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	317,5	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	51,0	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$	50,3	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	50,0	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$	44,7	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$	3076,2	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	45,6	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox1}$	2,7	
108. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	48,6	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox2}$	2,0	

Продовження табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
110. Витрата газу через ТГ $G_{ТЗ}$, кг/с	$\beta_{ТЗ} \cdot G_{к1}$	50,8	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{ГВ}$, кг/с	$\beta_{ГВ} \cdot G_{к1}$	51,0	
112. Питома витрата палива на ГТД C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_{200}} / N_e$	0,1899	
113. Ефективний ККД ГТД η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3789	

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.3237зст.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Габаритний розрахунок ГТД та його компонування	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Костріков В.А.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 3

ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

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

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

3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

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

КНТ: тиск повітря на вході в КНТ $P_1 = 0,099$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2 = 0,486$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К температура повітря за КНТ $T_2 = 474,6$ К; витрата повітря через КНТ $G_k = 50,3$ кг/с.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

КВТ: тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,484$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 2,178$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1 = 474,6$ К; температура повітря за КВТ $T_2 = 745,2$ К; витрата повітря через КВТ $G_k = 50,0$ кг/с.

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

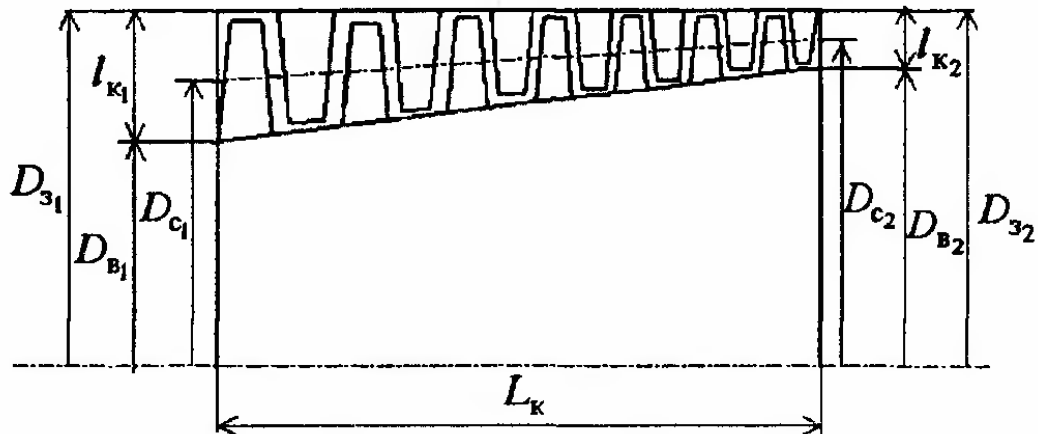


Рис.3.1. Розрахункова схема компресора

Таблиця 3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{з1}$, м/с	Приймається [5]	270	240
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{з1}$	135	108
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,408	1,384
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,434	0,272
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,632	0,416

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,3350	0,1345
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{\text{вТ}}$	Приймається [5]	0,50	0,70
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{\text{вТ}}^2)}}$	0,754	0,580
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{\text{в1}}$, м	$\bar{d}_{\text{вТ}} \cdot D_{31}$	0,377	0,406
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{\text{с1}}$, м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{\text{в1}})$	0,566	0,493
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{\text{к1}}$, м	$(D_{31} - D_{\text{в1}}) / 2$	0,189	0,087
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	6840	7913
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається [5]	BT3-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається [5]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається [5]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	112,7	89,5
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\sigma_k / \sigma_{\text{к1}}$	8,61	10,62
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9?1,0) c_{a1}$	121,5	97,0
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,384	1,357
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,306	0,196
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,464	0,305

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,1205	0,0514
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$ $D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,754 0,645 0,699	
	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,406 0,480 0,443
	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,055	0,037
25. Висота останньої лопатки компресора l_{k2} , м			
26. Ступінь підвищення тиску в компресорі π_k	Приймається [5]	4,889	4,500
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{kst}	Приймається [5]	1,25	1,185
28. Число ступенів компресора z_k	Ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{kst}}$	9	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{ck} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,2278	0,0929
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{31}$ $D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$ $D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	0,754 0,528 0,641	
	$D_{6c} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,406 0,532 0,469

Продовження табл.3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{\text{кк}}, \text{м}$	$(D_{\text{зс}} - D_{\text{вс}})/2$	0,113	0,063
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{\text{лк}}$	$D_{\text{сс}}/l_{\text{кк}}$	5,67	7,43
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стк}}$	$0,087353 + 0,02604 v_{\text{лс}} + 0,00092 v_{\text{лс}}^2 + 0,00004 v_{\text{лс}}^3$	1,047	1,420
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стк}}, \text{м}$	$l_{\text{кк}} \cdot \bar{L}_{\text{стк}}$	0,113	0,063
35. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{к}}, \text{м}$	$L_{\text{стк}} \cdot z_{\text{к}}$	1,021	0,632
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{в.п.}}, \text{м}$	$0,20 \cdot D_{\text{з1}}$	0,153	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{п.к.к.}}, \text{м}$	$0,41 \cdot D_{\text{з1}}$	0,312	—
38. Довжина перехідника компресора $L_{\text{п.к.}}, \text{м}$	$0,31 \cdot D_{\text{з2}}$	0,236	—

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

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

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

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 44,7$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год} = 3076,2$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф} = 50,0$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,990$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 50032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$.

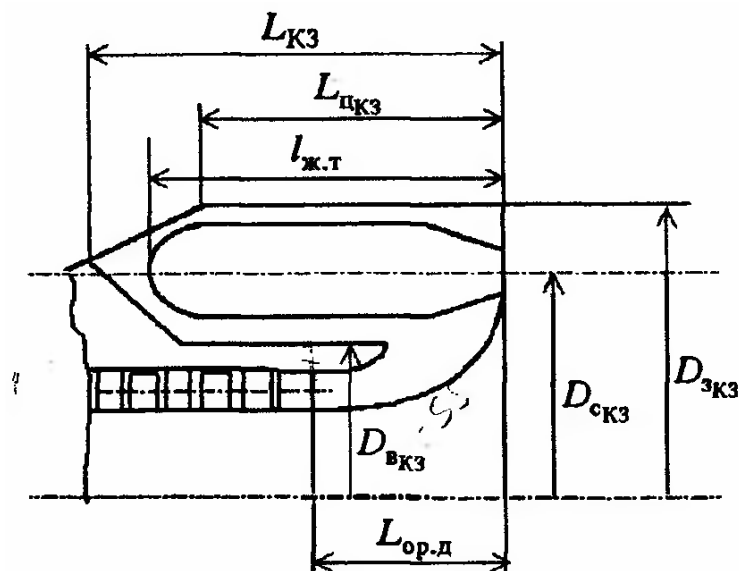


Рис.3.2. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Таблиця 3.2

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	2,178·10 ⁶				
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900				
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,0777				
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	12	14	16	18	20
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0065	0,0056	0,0049	0,0043	0,0039
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7				
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,5				
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,150	0,142	0,136	0,131	0,126
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,525	0,498	0,477	0,458	0,443
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,022	0,021	0,020	0,020	0,019
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,666	0,736	0,803	0,868	0,930
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.50)	1,50				
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	22,0				
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	22,7				

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кз ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$	0,2117	0,2228	0,2330	0,2423	0,2510
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{\text{кз ж.т.}}$	0,4974	0,5237	0,5475	0,5694	0,5898
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{з кз}}$, м	$D_{\text{с кз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,904	0,963	1,020	1,077	1,132
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{в кз}}$, м	$D_{\text{с кз}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,429	0,510	0,586	0,659	0,728
19. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}$, м	$0,42 \cdot D_{\text{с2 кет}}$	0,165				
20. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$	0,603	0,573	0,548	0,527	0,509

Приймаємо число жарових труб $n_{\text{ж.т.}} = 18$.

3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

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

ТВТ: витрата газу через ТВТ $G_T = 45,6$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox} = 2,7$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3 = 1495$ К; температура газу за ТВТ $T_4 = 1211$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3 = 2,091$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4 = 0,828$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T = 0,88$;

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T = 48,6$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox} = 2,0$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3 = 1211$ К; температура газу за ТНТ $T_4 = 1035$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3 = 0,824$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4 = 0,418$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T = 0,90$;

СТ: витрата газу через СТ $G_T = 50,8$ кг/с; температура газу перед СТ $T_3 = 1035$ К; температура газу за СТ $T_4 = 761$ К; тиск газу перед СТ $P_3 = 0,416$ МПа; тиск газу за СТ $P_4 = 0,103$ МПа; внутрішній ККД СТ $\eta_T = 0,91$.

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для газотурбінного двигуна компресорної станції визначається частотою обертання обраного нагнітача природного газу. Для газотурбінного двигуна UGT 15000 (ДГ90) ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", який може бути використаний у ролі базового, частота обертання силової турбіни становить 5200 об/хв.

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

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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

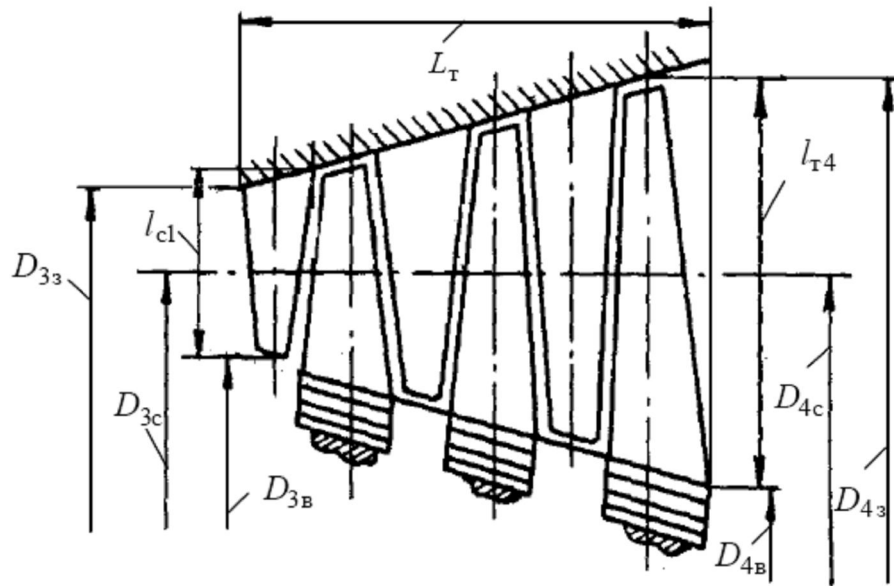


Рис.3.3. Розрахункова схема турбін високого та низького тисків ГТД

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.3.3.

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

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

Таблиця 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{ст}]}$	1	1	3
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3.Ізоентропійний тепловперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{вих}) \cdot c_p \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	402,9	236,3	352,1
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня ν_T	Приймається [5]	27	10	8

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_k	Приймається [5]	0,02	0,03	0,04
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2 \cdot v_r - 1}{v_r^2}$	0,093	0,220	0,274
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,97	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_r} (1 - \rho_1)}$	666,9	497,9	400,3
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_T}$	1,293	1,307	1,319
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,957	0,792	0,687
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається [5]	14	14	18
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{r3} - 1)}{(\kappa_{r3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}}$	0,998	0,949	0,886
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,089	0,227	0,363
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,900	0,900	0,950
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,031	0,080	0,122
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,033	0,084	0,128
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	27,2	10,7	7,4
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,535	0,622	0,655
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	7913	6840	5200
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	372,7	322,2	258,5
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,559	0,647	0,646
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	0,957	0,961	1,015

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	0,931	0,980	1,072
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	0,869	0,820	0,828
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{m3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{m3} , К	Приймається $T_{m3} = T_d$	1090	1090	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3r}^{T_{m3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	410
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3r}^{T_{m3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m3}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_{3c}}$	3,61	1,88	4,99
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	177,4	132,4	136,0
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_\Gamma}$	1,307	1,319	1,342
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,282	0,227	0,271
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,434	0,354	0,417
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_t + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,113	0,267	0,820
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{m4} , К	Приймається $T_{m4} = T_d$	1090	1090	
	$1,07 \cdot T_4$			900
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{r4}^{T_{m4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	3,35	247	617
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{r4}^{T_{m4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m4}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_4}$	3,35	1,81	3,29

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = const$		
	$D_{c4} = D_{c3}$	0,900	0,900	0,950
	$D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,860	0,805	0,675
	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,940	0,995	1,225
39. Висота останньої лопатки турбіни $l_{т4}$, м	$(D_{34} - D_{в4})/2$	0,040	0,095	0,275
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня $v_{т4}$	$D_{4c} / l_{т4}$	22,6	9,5	3,50
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,101	0,247	0,591
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = const$		
	$D_{cc} = D_{3c}$	0,900	0,900	0,950
	$D_{вc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,864	0,813	0,752
	$D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,936	0,987	1,148
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тc}$, м	$(D_{3c} - D_{вc})/2$	0,036	0,087	0,198
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня $v_{тc}$	$D_{cc} / l_{тc}$	25,2	10,3	4,8
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065 + 0,05899v_{тc} + 0,00331v_{тc}^2 + 0,00003 v_{тc}^3$	3,956	1,344	0,804
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}$, м	$l_{тc} \cdot \bar{L}_{стт}$	0,120	0,099	0,120
47. Осьовий габарит проточної частини $L_{т}$, м	$L_{стт} \cdot z_{т}$	0,120	0,099	0,359

Ескіз поздовжнього перерізу ГТД, побудований за результатами розрахунку, наведено на рис. 3.4. Компоновочна схема спроектованого газотурбінного двигуна наведена на кресленні КР.142.3237зст.01.01.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.142.3237эст.01ПЗ

M 115

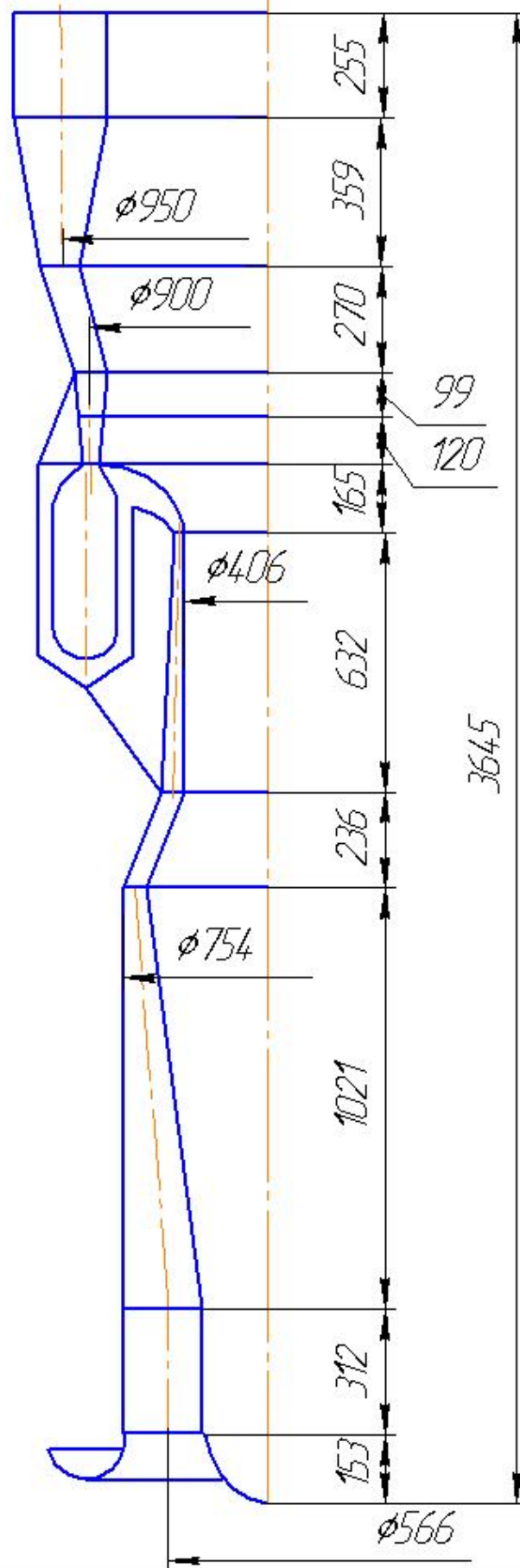


Рис 3.4. Ескіз подовжнього перерізу ГТД

КР.142.3237эст.01ПЗ

Копіював

Формат А4

Лист

					КР.142.3237зст.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термогазодинамічний розрахунок турбіни високого тиску	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Костріков В.А.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ТУРБІНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих турбін газотурбінного двигуна проводиться після наближеного проектування його в цілому. На цьому етапі дипломної роботи у ролі вихідних використовуються дані, отримані протягом попереднього розрахунку теплової схеми ГТД 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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	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 3	45,6
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Див. розділ 3	2 091 007
температура T_0 , К	Див. розділ 3	1495
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	Див. розділ 3	828 001
температура T_2 , К	Див. розділ 3	1211
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Береться на 10...35 % меншою, ніж осьова швидкість c_{a4} (див. розділ 3)	100
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 3	7913

1	2	3
6. Теплоємність робочого тіла у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha), \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$	Див. розділ 3	1249
7. Газова стала робочого тіла R , $\text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$	Див. розділ 3	288,0
8. Показник ізоентропи робочого тіла k	Див. розділ 3	1,301
9. Швидкість звуку на вході до ступеня $a_0, \text{ м/с}$	$\sqrt{kRT_0}$	748,1
10. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,134
11. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня: тиск $p_0^*, \text{ Па}$ температура $T_0^*, \text{ К}$	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	2 115 391 1499
12. Наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^*, \text{ Дж/кг}$	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	364 404
13. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}, \text{ м/с}$	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	853,7
14. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після об- числення довжини робочої лопатки	29,0

1	2	3
15. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,02...0,05	0,02
16. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,088
17. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 11...15	14,0
18. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,97
19. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	332 418
20. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	690,9
21. Оптимальна характеристика ступеня v_1^{opt}	$\frac{\cos \alpha'_1}{2(1 - \rho)}$	0,532
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	Див. розділ 3	0,900
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	372,7
24. Дійсна характеристика ступеня v_1	u_1 / c_1	0,539
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної	v_1^{opt} / v_1	0,987
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	19 646

1	2	3
27. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою:		
тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	906 848
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1249
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	2,52
28. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,546
29. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,548
30. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град:		
при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$	α_1'	14,0
при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	$\arcsin \left(\sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right)$	—
31. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	683,7
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,989

1	2	3
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,030
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Береться 4...16	10,0 (5 + 5)
35. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,020	0,012
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,00
37. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,030
38. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,80
39. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,001
40. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg} \gamma_n + \operatorname{tg} \gamma_k) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg} \gamma_n - \operatorname{tg} \gamma_k}$	0,019
41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,035
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_k}{2}$	0,900
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	372,7
44. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	28,93
45. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,088

1	2	3
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,2 %
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	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,050
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$	Береться 0,75...0,90	0,85
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,043
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	67
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1}$	401,8
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	28,4
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	31 986
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	112 694

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

1	2	3
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	455,8
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	8 835
58. Густина робочого тіла на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	2,37
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	673,3
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w_2}	w_2/a_2	0,677
61. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	22,9
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]	69,0
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,021
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,635
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,013
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	216
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	177,1
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2/2$	15 674

1	2	3
69. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	88,1
70. Колові складові абсолютних швидкостей:		
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	767,4
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	5,9
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	320 249
72. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,879
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:		відсутнє
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:		

1	2	3
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення ² (0,001...0,010)	0,007
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	3
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$4,30 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0208
79. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	2,45
80. Коефіцієнт K_t	Береться (0,58...1,15) · 10 ⁻³	$0,6 \cdot 10^{-3}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_t \frac{D_{\text{cp1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{cp}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0050

² Осьового зазору може і не бути.

1	2	3
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{y.d} - \xi_{зав} - \xi_{тр}$	0,853
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	310 855
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	14 175

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

Розроблена конструкція турбіни високого тиску наведена на кресленні КР.142.3237зст.01.02.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

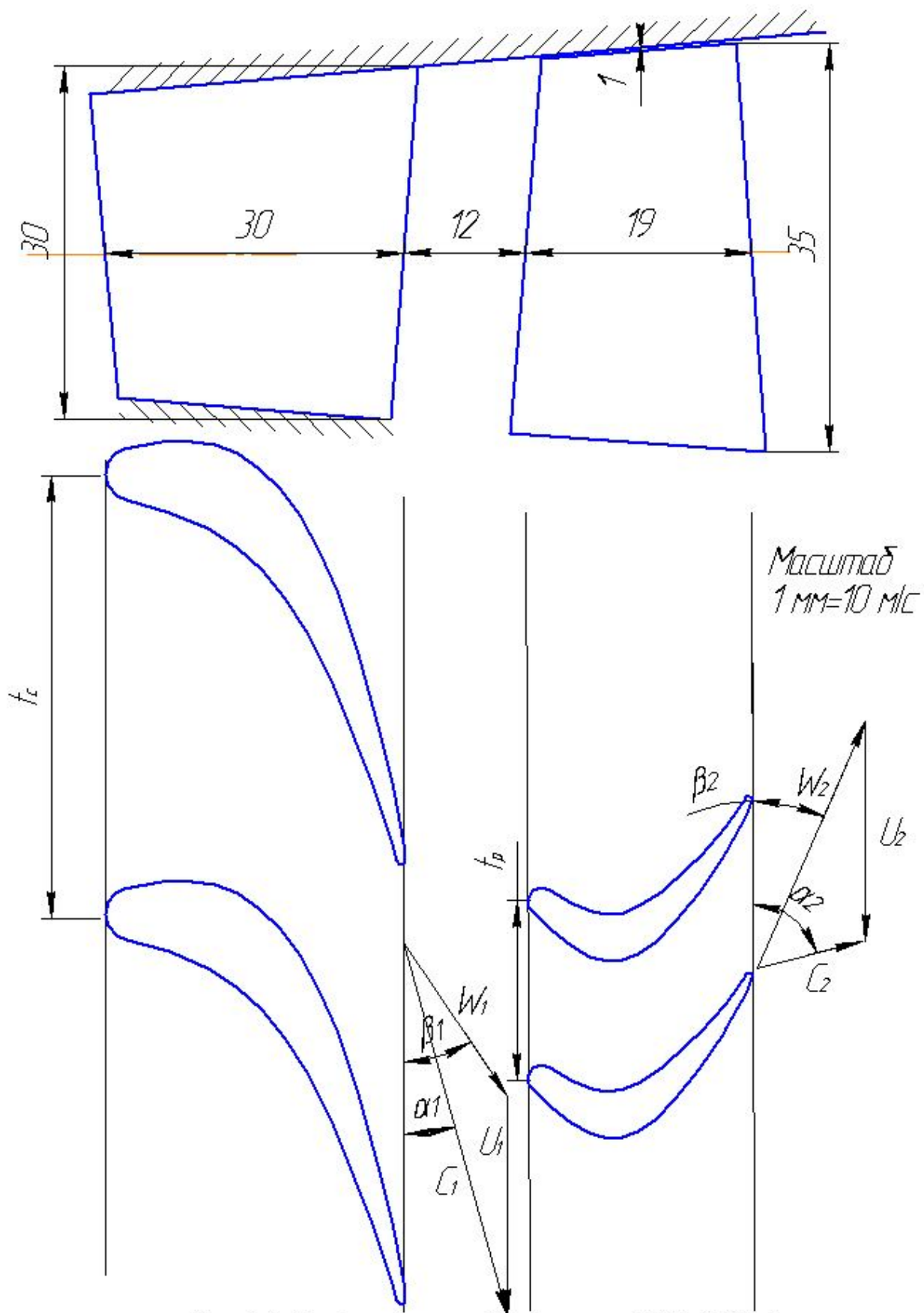


Рис. 4.1. Ескіз проточної частини ТВТ (М 2:1)

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дідл.	Підп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КР.142.3237зст.01ПЗ

Лист

Елементи трикутників швидкостей
та геометричні характеристики решіток

Назва величини	Значення
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	14,0
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел C_1 , м/с	690,9
3. Кут виходу потоку на робочі лопатки у віднос. русі β_1 , град	28,4
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	401,8
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	372,7
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	88,1
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки C_2 , м/с	177,1
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	22,9
9. Шаг соплової решітки t_c , м	0,043
10. Число лопаток соплової решітки Z_c	67
11. Шаг робочої решітки t_r , м	0,013
12. Число лопаток робочої решітки Z_r	216
13. Висота соплової лопатки l_c , м	0,030
14. Зазор між сопловою та робочою решітками s , м	0,012
15. Висота робочої лопатки l_r , м	0,035

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КР.14.2.3237зст.01ПЗ

Лист

					КР.142.3237зст.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Конструювання та конструктивні розрахунки	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Костріков В.А.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

Проектуємий газотурбінний двигуна 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 двигуна UGT 15000 (ДГ90), який серійно виготовляється державним підприємством ДП 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 (рис.5.1).

Лопатки турбіни мають конвективне охолодження. Усередину соплових лопаток вставляється дефлектор, що служить для перерозподілу охолодного повітря, яке надходить крізь отвори в корпусі і після охолодження залишає лопатки крізь щілини у вихідних крайках.

Ротор турбіни високого тиску складається з диска, робочих лопаток, цапфи турбіни. Робочі лопатки в диску кріпляться ялинковими замками. Для зниження динамічних напружень у кишені під нижньою полицею лопаток встановлені демпфери.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

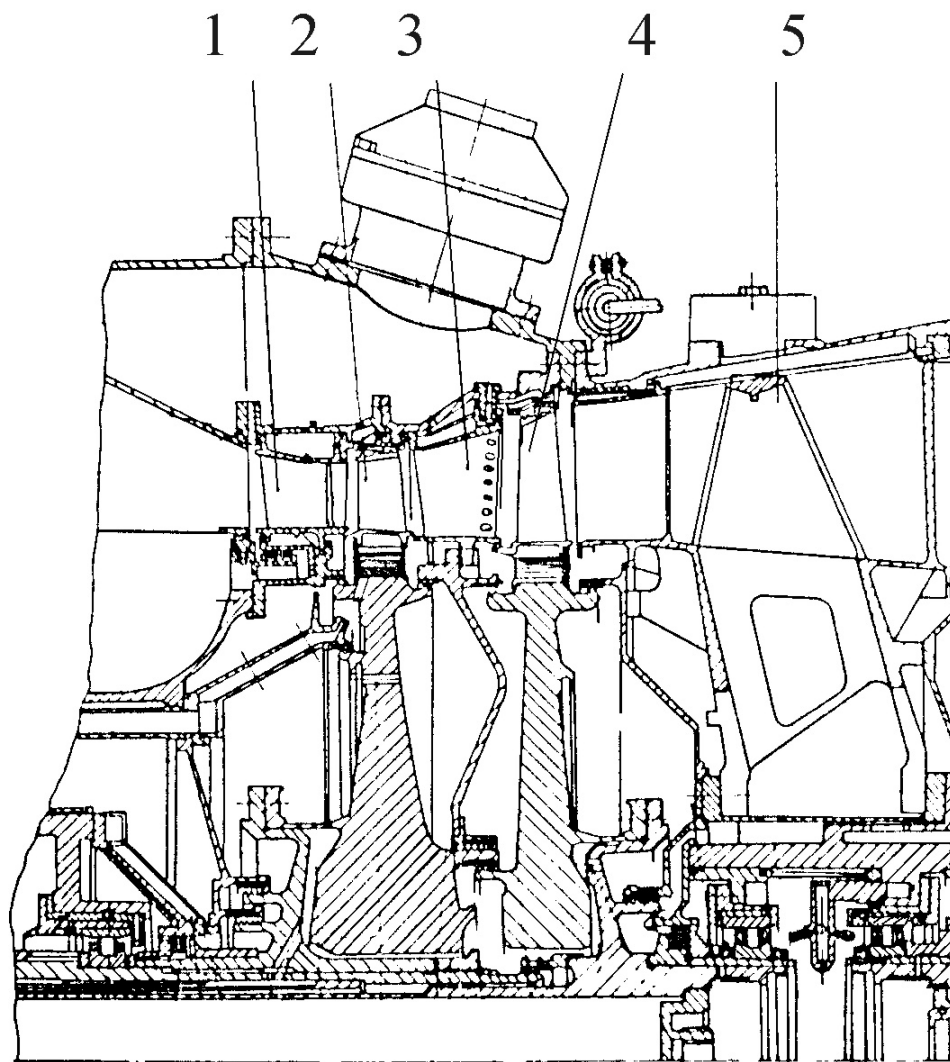


Рис.5.1. Турбіни високого та низького тисків проектуємого ГТД:

1 – сопловий апарат турбіни високого тиску; 2 – ротор турбіни високого тиску; 3 – сопловий апарат турбіни низького тиску; 4 – ротор турбіни низького тиску; 5 – опорний вінець турбіни низького тиску

Для зменшення радіального зазору над обандаженими робочими лопатками розташовані стільникові вставки, які своїми виступами входять у пази корпусу.

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 $D_{cp2} = 0,900$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,035$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 372,7$ м/с;

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

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 690,9$ м/с;

відношення $(u / c_1)_{cp} = 372,7/690,9 = 0,539$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 88,1^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 177,1$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 22,9^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 455,8$ 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.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	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: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,431	0,450	0,469
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,957	1	1,043
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	356,7	372,7	388,7
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	717,6	690,9	666,1
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	13,5	14	14,5
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,499	0,539	0,569
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	25,8	28,4	31,4
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	439,0	401,8	367,1

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	23,6	22,9	22,2
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	442,8	455,8	468,8
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	88,1	88,1	88,2
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	177,1	177,1	177,0
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,027	0,088	0,143

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 $G = 45,6$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 7913$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,900$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,035$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 216$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1249$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 906\,848$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 828\,001$ Па;

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

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4):
швидкості $c_1 = 690,9$ м/с та $c_2 = 177,1$ м/с; кути $\alpha_1 = 14,0^\circ$ та $\alpha_2 = 88,1^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	25,8	28,4	31,4
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	23,6	22,9	22,2

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

$$T_{розр} = T_1 = 1249 \text{ К.}$$

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки 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:

$$T_{\text{розр}} = T_{\text{доп}} = 1090 \text{ К.}$$

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 %.

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

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

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

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.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	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:

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 1090 (\lg 30000 + 20) = 26\,680.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 225,5 \text{ МПа}.$$

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

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

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

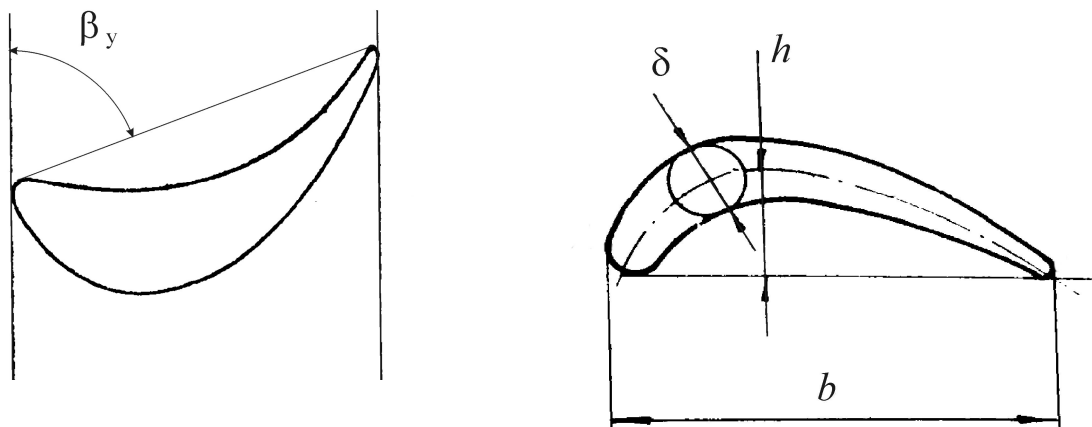


Рис.5.3. Геометричні характеристики профілю

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

Наприклад, згідно з [6, 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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	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	0,021	67,1	0,023	0,006	0,008	$0,75 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,019	65,5	0,021	0,003	0,007	$0,38 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,017	63,8	0,019	0,001	0,005	$0,10 \cdot 10^{-4}$

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [6, 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.

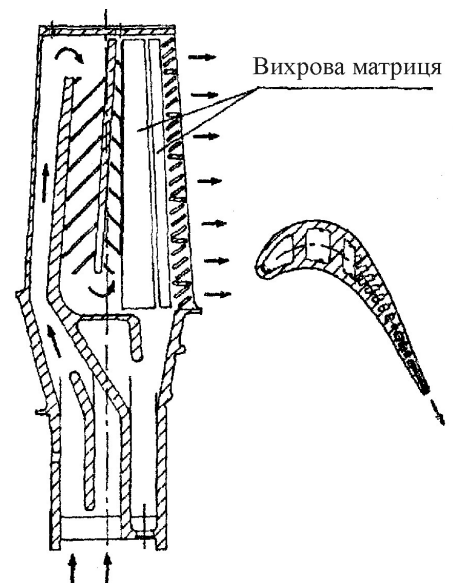


Рис.5.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

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

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

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\pi}}{F_o - F_{cp}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(0,75 - 0,10) \cdot 10^{-4}}{(0,75 - 0,38) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,795,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\pi}}{l^m} = \frac{(0,75 - 0,10) \cdot 10^{-4}}{0,035^{0,795}} = 9,29 \cdot 10^{-4},$$

де $F_{cp} = 0,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\pi} = 0,10 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.5.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\pi} = \frac{F_{\pi}}{F_o} = \frac{0,10 \cdot 10^{-4}}{0,75 \cdot 10^{-4}} = 0,138.$$

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

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

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

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

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 7913}{30} = 828 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{216} \cdot 8100 \cdot (828)^2 \cdot (0,470)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,018 = 1285 \text{ Н},$$

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,470$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,018$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

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

$$= \frac{0,795 + 0,138}{0,795 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 828^2}{2} 0,900 \cdot 0,035 + \frac{1285}{0,75 \cdot 10^{-4}} \right] = 54,4 \text{ МПа}.$$

8) Оскільки робочі лопатки перших ступенів турбінної частини сучасних ГТД 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.

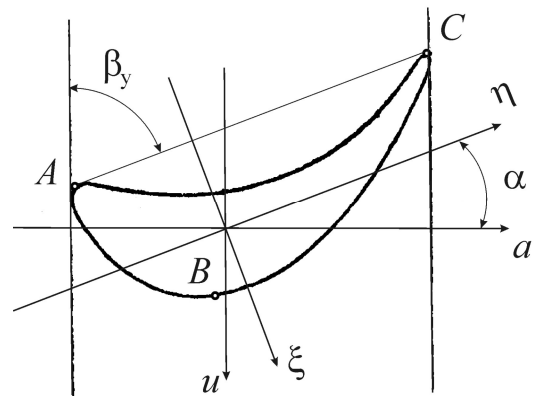


Рис.5.5. Розміщення координатних осей

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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 67,1 = 22,9^\circ,$$

де $\beta_y = 67,1^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.5.3).

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

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

$$= -0,053 \frac{0,023 \cdot 0,006^3}{0,008} \left[1 + \left(\frac{0,008}{0,006} \right)^2 \right] = -8,30 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3;$$

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

$$= 0,084 \cdot 0,023 \cdot 0,006^2 \frac{1 + \left(\frac{0,008}{0,006} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,008}{0,006}} = 1,12 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,023^2 \cdot 0,006 = -2,61 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066 b^2 \delta = 0,066 \cdot 0,023^2 \cdot 0,006 = 1,96 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,023$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,006$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,008$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл.5.3).

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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{45,6}{216}(690,9 \cos 14 + 177,1 \cos 88,1) = 142,8 \text{ Н},$$

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

$$= \frac{45,6}{216}(690,9 \sin 14 - 177,1 \sin 88,1) + \frac{3,14 \cdot 0,900}{216} 0,035 \cdot (906848 - 828001) = 34,0 \text{ Н}.$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 34,0 \sin 22,9 + 142,8 \cos 22,9 = 144,8 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 34,0 \cos 22,9 - 142,8 \sin 22,9 = 4,2 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки A :

$$\sigma_{\text{ио}A}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{144,8 \frac{0,035}{2}}{-8,30 \cdot 10^{-8}} - \frac{4,2 \frac{0,035}{2}}{-2,61 \cdot 10^{-7}} = 32,1 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B :

$$\sigma_{\text{ио}B}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{144,8 \frac{0,035}{2}}{1,12 \cdot 10^{-7}} - \frac{4,2 \frac{0,035}{2}}{-\infty} = -22,6 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C :

$$\sigma_{\text{ио}C}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{144,8 \frac{0,035}{2}}{-8,30 \cdot 10^{-8}} - \frac{4,2 \frac{0,035}{2}}{1,96 \cdot 10^{-7}} = 28,3 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^\Gamma| = 32,1 \text{ МПа}.$$

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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{no}^r \right| = 54,4 + 0,2 \cdot 32,1 = 60,8 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 54,4 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{225,5}{54,4} = 3,71,$$

де $\sigma_{дл} = 225,5 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

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

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ ГТД

5.4.1. Опис системи змащення

Система змащення – циркуляційна, під тиском, з примусовим відкачуванням відпрацьованого масла. Система змащення забезпечує змазку і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться, на всіх режимах роботи двигуна.

У масляній системі застосовується масло для суднових газових турбін ГОСТ 10289-79 або масло МС-8П ОСТУ 38. 01163-78.

5.4.2. Склад системи змащення

У систему змащення двигуна (рис.5.6) входять: цистерна циркуляційна Б1, маслоагрегат LM03, маслоагрегат з електроприводом LM02, що відкачує, маслоагрегат з електроприводом нагнітаючий LM01, масловіддільник статичний СМО1, фільтри Ф1, Ф2, фільтри захисні, датчики-реле різниці тиску ДРРД1, ДРРД2, сигналізатори тиску LP050, LP060, LP070, датчики тиску LP010, LP020, сигналізатори стружки магнітні ССМ1...ССМ6, термоперетворювачі опору LT010...LT070; регулятор перепаду тиску РПД, бак масловідділяючий БМ1, сигналізатори рівня РУ1, LL011, LL020, LL030, маслоохолоджувач АТ1, стоп-кран КД, клапани запорні К1...К5, клапани зворотні КО1, КО2, КО3, шайба дросельна ДР1, трубопроводи.

5.4.3. Принцип роботи системи змащення

При натисненні кнопки ПУСК вступають в роботу маслоагрегат з електроприводом LM02, що відкачує, і нагнітаючий LM01. Масло з циркуляційної цистерни Б1 забирається нагнітаючим маслоагрегатом з електроприводом LM01 і через фільтр тонкого очищення масла Ф1 подається на змащення і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться. Досягши певного тиску масла на вході в двигун

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

датчик тиску LP010 видає сигнал в автоматичну систему управління на розкручування стартерів. З початком розкручування стартерів вступає в роботу навісний маслоагрегат LM03. Працюючи спільно з нагнітаючим маслоагрегатом з електроприводом LM01, нагнітаюча секція маслоагрегата LM03 забирає масло з циркуляційної цистерни Б1 і подає його в систему змащення, збільшуючи тиск. Досягши певної частоти обертання компресора низького тиску відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02, і нагнітаючий LM01 відключаються. При подальшому збільшенні частоти обертання і на всіх режимах роботи двигуна, змащення і охолодження масляних порожнин двигуна здійснюється навісним маслоагрегатом LM03.

Відпрацьоване масло з переднього корпусу через нижню коробку приводів зливається в піддон маслоагрегата LM03, із заднього корпусу компресора високого тиску, опорного вінця турбіни низького тиску, масло зливається в масловіддільний бак БМ1. З переходника, опорного вінця турбіни нагнітача на робочих режимах масло забирається маслоагрегатом LM03, при пусках, зупинках – маслоагрегатом LM02.

З піддону маслоагрегата LM03 і масловіддільного бака БМ1 відповідними секціями відкачуючого маслоагрегату з електроприводом LM02, або секціями навісного маслоагрегату LM03 масло через фільтр Ф2 і маслоохолоджувач ALT010 відкачується в циркуляційну цистерну Б1. Суфлірування масловіддільного бака БМ1, крізь регулятор перепаду тиску РПТ, переднього корпусу компресора низького тиску здійснюється через масловіддільник статичний СМВ1, де відбувається відділення масла від маслоповітряної суміші.

Масло з масловіддільника статичного СМВ1 зливається в нижню коробку приводів, а повітря потрапляє в газовідвід для подальшої утилізації. При зниженні частоти обертання двигуна до певного значення САУ включаються відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02, і нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом LM01.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При зниженні тиску масла на вході в двигун нижче певного значення сигналізатор PLT010 видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу і включення відкачуючого маслоагрегата з електроприводом LM02, і нагнітаючого LM01. При подальшому падінні тиску датчик PT2 видає сигнал на зупинку двигуна. При підвищенні перепаду тиску масла на фільтрах Ф1 і Ф2 вище певної величини по датчиках тиску ДРРД1 і ДРРД2 САУ формує сигнал про забруднення фільтрів відповідно. Тиск масла на лінії відкачування вимірюється датчиком LP020.

При збільшенні тиску масла (максимальний тиск МОБ ТНТ) сигналізатор тиску LP060 видає сигнал про переведення двигуна на режим холостого ходу. При зниженні тиску масла до певного значення на виході з маслоагрегата з електроприводом LM02, що відкачує, сигналізатор тиску LP050 видає сигнал на зупинку двигуна. З метою ранньої діагностики стану підшипникових вузлів двигуна на зливних трубопроводах з масляних порожнин двигуна встановлені сигналізатори стружки магнітні ССМ1...ССМ6.

Температура масла на вході в двигун (у циркуляційній цистерні Б1) і на сливах з масляних порожнин заміряється термоперетворювачами опору LT010...LT070.

Клапани запірні K1...K5 служать для зливу масла з маслоохоложувача ALT010, заповнення цистерни циркуляційної Б1, слива масла і відбору проб. Цистерна циркуляційна Б1 оснащена сигналізаторами мінімального і максимального рівнів РУ1, РУ2. Дросельна шайба ДР1 служить для заповнення маслом всмоктуючого трубопроводу навісного маслоагрегата LM03 перед запуском двигуна з лінії нагнітання нагнітаючого маслоагрегата з електроприводом LM01.

Змащення коробки приводів виносної - картерна.

Система консервації паливної апаратури маслом забезпечує підведення чистого масла з цистерни циркуляційної Б1 з необхідною тонкістю фільтрації.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Стоп-кран КД служить для забезпечення роботи контактних ущільнень на низьких режимах роботи двигуна.

5.4.4. Агрегати системи змащення

У систему змащення двигуна входять: цистерна циркуляційна Б1, маслоагрегат Н1, відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02, нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом LM01, масловіддільник статичний CM01, фільтри Ф1 та Ф2, фільтри захисні Ф2, Ф3, Ф4, Ф5, Ф6 та Ф7, датчики-реле різниці тиску LP01 та LP020, сигналізатори тиску LP050, LP060, LP070, датчики тиску РД1 та РПД1, сигналізатори стружки LS010, LS020, LS030, LS040, LS050 та LS060, термоперетворювачі опору LT020, LT030, LT040, LT050 та LT060, регулятори перепаду тиску LP100 та LP110, бак масловіддільний БМ1, сигналізатори рівня РУ1, LL010, LL020, LL030, маслоохолоджувач АТ1, стоп-кран ЛН04, клапан замочний К03, клапан зворотний К01, шайби дросельні ДР1, ДР2 та ДР3, трубопроводи.

Цистерна циркуляційна Б1 призначена для розміщення необхідної кількості масла, циркулюючого в системі мастила ГТД.

Маслоагрегат Н1 двигуна є багатосекційним шестерінчастим агрегатом, що складається з одного нагнітаючого і чотирьох відкачуючих насосів (секцій), виконаних в одному агрегаті. Нагнітаючий насос забирає масло з циркуляційної цистерни і подає його в магістраль нагнітання.

Насоси, що відкачують, забирають масло з нижньої коробки приводів, з переходника, з масловіддільного бака, з турбіни генератора, і повертають відпрацьоване масло через маслоохолоджувач в циркуляційну цистерну.

Відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02 є чотирьохсекційним шестерінчастим насосом з приводом від електродвигуна. Призначений для відкачування масла при пусках, зупинках, при зниженні частоти обертання двигуна до певного значення.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом LM01 – шестерінчастий, односекційний насос, призначений для подачі масла через фільтр тонкого очищення Ф2 на змащення і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень при пусках, зупинках і т.д.

Масловіддільник статичний АТ1 призначений для відділення масла від суфлюємої масло повітряної суміші, що поступає до нього з масляних порожнин підшипникових вузлів двигуна.

Фільтр Ф1 призначений для очищення масла перед маслоохолоджувачем АТ1.

Фільтри захисні Ф2, Ф3, Ф4, Ф5, Ф6 та Ф7 служать для грубого очищення масла перед подачею його на змащення і охолодження елементів двигуна, що труться.

Датчик - реле різниці тиску видають сигнал в систему управління про забруднення фільтрів Ф2, Ф3, Ф4, Ф5, Ф6 та Ф7, відповідно.

Сигналізатор стружки служить для уловлювання металевих частинок в масляній магістралі, що відкачує.

Термопереотворювачі опору призначені для виміру температури масла на вході в двигун (у циркуляційній цистерні) і на сливах з масляних порожнин.

Регулятор перепаду тиску служить для підтримки різниці між статичним тиском повітря за КНТ і тиском повітря в масловіддільному баку БМ1 в потрібному діапазоні, необхідному для нормальної роботи контактних ущільнень в задньому корпусі КВТ і опорного вінця ТНТ двигуна.

Бак масловіддільний БМ1 призначений для збору відпрацьованого масла із заднього корпусу КВТ і опорного вінця ТНТ.

Сигналізатори рівня служать для видачі сигналу про перевищення або пониження рівня масла відповідно вище або нижче певного рівня в циркуляційній цистерні Б1. Маслоохолоджувач АТ1 служить для охолодження масла перед відкачуванням його в циркуляційну цистерну Б1.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Стоп-кран служить для забезпечення нормальної роботи контактних ущільнень на знижених режимах роботи двигуна.

Дросельна шайба обмежує кількість масла, що подається у всмоктуючий трубопровід навісного маслоагрегата Н1, перед запуском двигуна з лінії нагнітання маслоагрегата з електроприводом LM01.

Сигналізатори тиску виконують наступні функції:

LP050 – видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу при зниженні тиску масла на вході в двигун нижче певного значення;

LP060 – видає сигнал в автоматичну систему управління на зупинку двигуна при зниженні тиску масла на вході в ГТД до певного значення;

LP070 – видає сигнал на зупинку двигуна при зниженні тиску масла за маслоагрегатом LM02 до певного значення в системі змащення ГТД;

LP110 – видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу при збільшенні тиску масла в масловіддільному баку;

LS010– видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу у разі відмови в роботі насоса відкачуючого маслоагрегата Н1.

Датчик тиску МН1 здійснює вимір тиску масла на лінії нагнітання.

Датчик тиску РД1 служить для виміру тиску масла на лінії відкачування.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					КР.142.3237зст.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Засоби гасіння пожежи в цеху компресорної станції	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Костріков В.А.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 6

ЗАСОБИ ГАСІННЯ ПОЖЕЖИ В ЦЕХУ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ ТА ДІЇ РОБІТНИКІВ ЦЕХУ

Ряд споруджень компресорної станції відноситься за мірою пожежної небезпеки до вищої категорії А. Серед цих споруджень насамперед – компресорний цех, який є основним джерелом пожежонебезпеки на компресорній станції. Це пов'язано з тим, що при аварії в ущільненнях масляних порожнин можливе потрапляння масла на гарячі частини газотурбінної установки, що неминуче приводить до загоряння. Крім того, при аварії можуть виникнути вибухонебезпечні суміші пальних газів, які також можуть бути джерелом загоряння чи вибуху.

Для запобігання загорянь і гасіння пожеж компресорні цехи обладнують системами пожежегасіння. До складу системи входять:

- автоматична загальноцехова система пожежегасіння;
- система пожежного водопостачання з пожежними насосами, кільцевим колектором з гідрантами і рукавами;
- переносні індивідуальні засоби пожежегасіння.

Автоматична загальноцехова система пожежегасіння призначена для сигналізації про появу полум'я, диму в машинному залі компресорного цеху або загоряння на газоперекачувальному агрегаті (ГПА), аварійної зупинки газоперекачувального агрегату і ліквідації загоряння шляхом автоматичної подачі пожежегасячого реагенту в зону горіння.

На компресорних станціях застосовуються такі системи автоматичного пожежегасіння:

- система пінного пожежегасіння, використовувана на стаціонарних газоперекачувальних агрегатах типів: ГТК-5, ГТ-750-6, ГТК-10, ГТН-6, ГТ-6-750 та ГТН-25-1;

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

– газова система пожежегасіння, використовувана на агрегатах блокового виконання типів ГПА-Ц-6,3, ГПА- Ц-16, ГТК-25И, "Солар", ЭГПА-25;

– порошкова система пожежегасіння, додатково встановлювана на ГПА-Ц-6,3 та "Солар".

У систему пінного пожежегасіння входять: резервуари для води (основний і резервний) кожен ємністю 50 м³, насосна установка, що складається з двох відцентрових насосів типу 4К-6 (один насос резервний) з електроприводом, двох пінозмішувачів, що забезпечують витрату піноутворювача 1,44 л/с, піногенераторів типів ГВП-600 і ГВП-200, які забезпечують при необхідності подачу піни на газоперекачувальний агрегат у розмірі, відповідно, 600 і 200 л/с, датчиків пожежної сигналізації типу ДПС-038, що забезпечують подачу сигналу про загоряння протягом 7 с, (при швидкості росту температури 20 °С/с і вище), системи трубопроводів з вентилями і засувками, призначених для подачі води і піноутворювача до піногенераторів.

Піногенератори ГВП забезпечують подачу стійкого, компактного струменя піни насамперед у такі найбільш ймовірні вогнища появи пожежі на турбоагрегаті: на передній, середній і задній підшипники, на маслобак і камеру згоряння газоперекачувального агрегату.

При підвищенні температури над газоперекачувальним агрегатом понад 150 °С зі швидкістю її наростання не нижче 20 °С/с, спрацьовує датчик, замикається ланцюг протипожежної системи сигналізації й автоматики пожежегасіння; на головний щит компресорного цеху подається звуковий і світловий сигнали. Одночасно включається в роботу водяний пожежний насос, відкриваються засувки для подачі розчину до піногенераторів і в зону горіння. Якщо протягом 10 хв пожежа не буде ліквідована, система дистанційно запускається знову натисканням вручну відповідної кнопки.

Схема пожежної автоматики передбачає можливість як автоматичного, так і дистанційного включення системи пожежегасіння з щита автоматичного пожежегасіння, встановленого в диспетчерській цеху.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На кожній компресорній станції у встановлений термін повинна проводитися періодична перевірка роботи всієї системи пожежегасіння і її окремих елементів.

Принцип роботи газових і порошкових систем пожежегасіння аналогічний роботі пінної системи пожежегасіння за винятком того, що реагент, який гасить пожежу, знаходиться в балонах під тиском.

Крім агрегатних автоматичних систем пожежегасіння, на компресорних станціях передбачається і звичайна система пожежного водопостачання: широко застосовуються первинні засоби пожежегасіння, зокрема переносні і пересувні порошкові й вуглекислотні вогнегасники.

Вибір типу і розрахунок необхідної кількості переносних вогнегасників здійснюється в залежності від їх вогнегасячій здатності, граничній площі і класу пожежі пальних речовин на компресорній станції. У відповідності з нормами оснащення приміщень ручними вогнегасниками, **компресорні цехи оснащуються такими типами вогнегасників:**

переносні:

- порошкові ОП-5, ОП-10;
- вуглекислотні ОУ-5, ОУ-8;
- повітряно-пінні ОВП-10;

пересувні:

- порошкові ОП-50, ОП-100;
- вуглекислотні ОУ-80, ОУ- 400.

З переносних порошкових вогнегасників у компресорних цехах найбільше поширення одержали **вогнегасники типу ОП-10**. Даний тип вогнегасників призначений для гасіння загоряння розлившихся легкозапалюваних рідин, нафтопродуктів, а також електроустановок, які знаходяться під напругою до 1000 В. Вогнегасник застосовують при температурі навколишнього повітря від - 50 до +50 °С.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Вогнегасник складається зі сталевого корпусу, балона для збереження робочого газу, за допомогою якого здійснюється подача порошку з корпусу вогнегасника, кришки з запірно-пусковим пристроєм, сифонної трубки і трубки підведення робочого газу в нижню частину корпусу вогнегасника, шланга, який закінчується стволом-насадкою для утворення і напрямку струменя порошку на вогнище.

З пересувних вогнегасників найбільш поширені порошкові вогнегасники типу ОП-100. Принципова схема роботи вогнегасника аналогічна схемі ОП-10, конструктивні відмінності полягають лише в геометричних розмірах корпусу вогнегасника. Пересувні вогнегасники ОП-100 мають шасі з пневматичними шинами. У якості вогнегасячої речовини застосовуються порошки Пірант А, П-1А, ПФ.

Під час експлуатації компресорних цехів обслуговуючий персонал, відповідальний за протипожежну безпеку, регулярно стежить за герметичністю місць з'єднань газопроводів, справним станом систем масляного господарства, справністю аварійних зливів з маслобаків, справністю вентиляційних систем, герметичністю протипожежної стіни між приміщенням машинного залу і галереї нагнітачів і т.д.

Зовнішня поверхня газових турбін і газоходів повинна мати справну теплову ізоляцію і закрита декоративним кожухом. Температура зовнішньої ізоляції не повинна перевищувати 45 °С.

Відігрівання апаратів, комунікацій і запірних пристроїв в осінньо-зимовий період експлуатації дозволяється робити тільки парою, гарячою водою або гарячим повітрям.

При виникненні пожежі в компресорному цеху персонал компресорної станції зобов'язаний викликати пожежну команду й одночасно приступити до її гасіння власними силами з використанням вогнегасників, вуглекислотних установок, систем пінного пожежегасіння та ін. Одночасно необхідно перекрити доступ газу або масла до місця пожежі, зупинити працюючий агрегат,

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

відключити подачу електроенергії на агрегат, включити систему пожежегасіння. При цьому необхідно звертати увагу на те, щоб вогонь не поширювався в приміщення нагнітачів і на дах будинку.

При ремонті водопроводів на компресорній станції необхідно з метою протипожежної безпеки мати необхідний запас води відповідно до діючих норм.

У випадку запалення газу на станційних комунікаціях і неможливості швидкої ліквідації загоряння повинна бути виконана зупинка всього компресорного цеху із стравленням газу з усього технологічного обладнання компресорної станції.

Системи автоматики пожежегасіння повинні забезпечувати:

- світлову і звукову сигналізацію про виникнення пожежі з розшифровкою напрямку про несправність системи;
- автоматичний і дистанційний пуск установки;
- автоматичне переключення електроживлення з основного на резервне джерело;
- формування і видачу командного імпульсу для керування технологічним і електротехнічним устаткуванням об'єкта, системами оповіщення про пожежу, димовидалення, підпору повітря, а також для відключення вентиляції, кондиціонування, повітряного опалення;
- автоматичний контроль шлейфів пожежної сигналізації, цілісності електричних ланцюгів живлення, світлової і звукової сигналізації і датчиків, визначення обриву пиропатронів чи електромагнітів;
- формування командного імпульсу автоматичного пуску установки не менш чим від двох автоматичних пожежних сповісників.

Основними елементами всіх систем пожежегасіння, від яких залежить надійність спрацьовування, є **датчики пожежевиявлення**.

На компресорних станціях застосовуються різні типи датчиків.

Для захисту турбін, камер згоряння і маслоблоків ГПА типів ГТК-10, ГТ-6-750, ГТ-750-6, ГТК-5, а також відсіків агрегатів ГПА-Ц-6,3 і ГПА-Ц-16

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

застосовуються датчики типу ДПС-038 у комплекті з перетворювачами ПІО-017.

Для захисту авіаційних двигунів типу НК-12СТ застосовуються теплові диференціальні датчики типу ДТБГ у комплекті з блоками ССП-2И.

Принцип дії теплових диференціальних пожежних сповісників розглянемо на прикладі роботи датчиків ДПС-038 у комплекті з проміжним виконавчим органом ПІО-017.

Конструктивно сповісник являє собою термобатарей, що складається з хромелькопелевих термопар, з'єднаних послідовно. Термобатарея має малоінерційні й інерційні спаї. Принцип дії сповісника заснований на виникненні термоЕРС у термопарах при наявності різниці температур малоінерційних і інерційних спаїв. При стрибкоподібній зміні температури малоінерційні спаї нагріваються швидше інерційних, тобто виникає різниця температур між цими спаями, у результаті чого, на виході сповісника з'являється термоЕРС (36 мВ при зміні температури на $+100^{\circ}\text{C}$ за термін не більше 7 с), що подається на прилад ПІО-017 і після перетворення видається сигналізація про пожежу.

Останнім часом отримали застосування нові пожежні сповісники:

– "Диабаз-БМ", пристрій сигнально-пусковий пожежний, призначений для виявлення вогнищ загорянні по інфрачервоному випромінюванню, приводу в дію автоматичних систем пожежного захисту і сигналізації про пожежу;

– "Пульсар-01", що реагує на відкрите полум'я і заснований на перетворенні інфрачервоного (ІЧ) випромінювання в діапазоні 1...3 мкм і температури чуттєвого елемента в електричний сигнал;

– ИПЗ29-5, призначений для виявлення полум'я, що супроводжується ультрафіолетовим випромінюванням (УФ) у діапазоні довжин хвиль від 220 до 280 нм;

– сповісники на основі термочуттєвого кабелю для захисту кабельних каналів і тунелей;

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

– ИП212-5 для виявлення загорянні в закритих приміщеннях, супроводжуваних появою диму.

Основною перевагою оптичних датчиків полум'я є швидкість спрацьовування (менше 5 с), тобто виявлення пожежі відбувається в початковій стадії розвитку, що різко підвищує ефективність гасіння.

У відсіку нагнітача агрегатів блокового виконання рекомендується застосувати сповісники типу С7698 Е1002 з убудованим контролером у кількості не менше трьох штук, які працюють в ультрафіолетовому діапазоні і критичні до масляної плівки, що утворюється на оптиці чуттєвого елемента.

У зв'язку з наявністю високотемпературних зон (до 125 °С) у відсіку двигуна використовують комбінацію з:

– двох теплових пожежних сповісників з температурою спрацьовування 236 °С для контролю пожежного стану камери згоряння;

– двох теплових пожежних сповісників з температурою спрацьовування 321 °С для контролю пожежного стану району відведення вихлопних газів;

– двох пожежних сповісників полум'я С7050 В7038 / R7404 В7001 із власним контролером, який працює в ультрафіолетовому діапазоні з температурою спрацьовування від -40 до +125 °С для виявлення пожежі по появі відкритого полум'я в тому випадку, коли температура у відсіку не досягла температури спрацьовування теплових сповісників.

У відсіку маслоагрегатів використовується комбінація з:

– двох теплових сповісників з температурою спрацьовування 236 °С;

– інфрачервоного сповісника полум'я С7698 Е 1002.

Відсіки агрегатної автоматики, у яких розміщується електронне й електричне устаткування, а також велика кількість кабелю захищаються двома димовими пожежними сповісниками Fenwall або ИП 212-5, контролюючими всю площу відсіку.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Інформація про стан систем пожежегасіння в сучасних проектах виводиться через контролер (незалежний від САУ ГПА) і видається на монітор комп'ютера.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено газотурбінний двигун простого цикла потужністю 16 МВт для компресорної станції.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1495 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 22$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного двигуна на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_e = 0,3789$, питома потужність $N_{e_{\text{пит}}} = 317,5 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{N_e} = 0,1899 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТД $T_4 = 760,7 \text{ K}$.

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

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. Компресор низького тиску має у своєму складі 9 ступенів, компресор високого тиску – 10 ступенів.

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 18 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 триступінчастої неохолоджуваної силової турбіни.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни високого тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного двигуна UGT 15000 (модифікація ДГ90), 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 схема системи змащування газотурбінного двигуна.

8. У розділі охорони праці проаналізовані засоби гасіння пожежи в цеху компресорної станції та дії робітників цеху.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
2. Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
3. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 84 с.
4. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2000. 259 с.
5. Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні агрегати: У 2 т. Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: навчальний посібник. Миколаїв: НУК, 2005. 344 с.
6. Сербін С.І. Маркетинг у турбінобудуванні: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 72 с.
7. Сербін С.І., Седько М.П. Газодинамічний розрахунок осьового компресора з використанням ПЕОМ: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 1999. 52 с.

					КР.142.3237зст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		