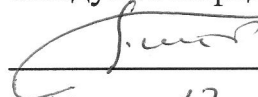


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



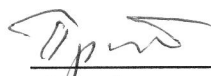
" 12 " 12 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження газотурбінного агрегату потужністю 16000 кВт для
компресорної станції магістрального газопроводу*

Виконав:

студент групи 6231м



(підпис)

Прудніков І. А.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Козловський А.В.

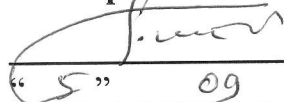
Миколаїв – 2023 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Гарант освітньої програми


" 5 " 09 2023 р.

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

Студенту _____ Пруднікову Ігору Анатолійовичу _____

1. Тема роботи:

**" Дослідження газотурбінного агрегату потужністю 16000 кВт для
компресорної станції магістрального газопроводу "**

Керівник роботи: _____ канд. техн. наук, доцент Козловський А.В. _____

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

2. Термін подання роботи: _____ 20.11.2023 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=16$ МВт, $T_3=1450$ К

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

4.1. Обґрунтування вибору теплової схеми ГТА.

4.2. Розрахунки турбіни низького тиску.

4.3. Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.

4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки.

4.5. Заходи з техніки безпеки, та охороні праці.

5. Консультанти розділів роботи

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

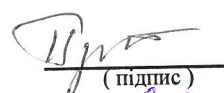
6. Дата видачі завдання 05.09.2023

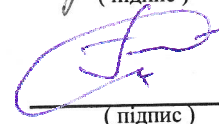
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату	5.09.2023	
2	Розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи	16.09.2023	
3	Визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату	21.09.2023	
4	Газодинамічний розрахунок турбомашин	28.09.2023	
5	Міцнісні розрахунки	05.10.2023	
6	Визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників	12.10.2023	
7	Розрахунки турбіни	19.10.2023	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2023	
9	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	10.11.2023	

Студент

Керівник роботи


 Прудніков І. А.
(підпис)


 Козловський А.В.
(підпис)

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані дослідження газотурбінного агрегату потужністю 16000 кВт для компресорної станції магістрального газопроводу. Послідовно освітлені наступні питання: вибір теплової схеми і її детальний тепловий розрахунок; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції турбіни двигуна; розрахунок робочої лопатки та диска 1-го ступеня на міцність; розробка системи змащення; аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному залі та розробка системи штучного освітлення; аналіз відмов двигуна на компресорній станції.

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

ABSTRACT

The work has carried out studies of a gas turbine unit with a capacity of 16,000 kW for a compressor station of a main gas pipeline. The following issues are consistently covered: selection of a thermal scheme and its detailed thermal calculation; determination of the dimensions of the unit elements and thermo-gasodynamic calculations of turbines; development of the engine turbine design; calculation of the working blade and disk of the 1st stage for strength; development of a lubrication system; analysis of dangerous and harmful factors in the engine room and development of an artificial lighting system; analysis of engine failures at a compressor station.

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

					КР.142.6231м.09.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Пояснювальна записка	2
Анотація	8
Вступ	9
1 Термодинамічні та газодинамічні розрахунки	11
1.1 Вибір теплової схеми ГТУ й обґрунтування термодинамічних параметрів установки	12
1.2 Оптимізація термодинамічних параметрів ГТД	15
1.3 Детальний тепловий розрахунок простої схеми ГТА	23
1.4 Визначення габаритних розмірів ГТД і його компонування	27
1.4.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД	27
1.4.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД	33
1.4.3 Визначення габаритних розмірів турбін ГТД	35
1.5 Термодинамічний розрахунок турбінного блоку	42
2 Конструювання та конструктивні розрахунки	58
2.1 Опис пристрою і роботи ГТА	59
2.1.1 Опис компресорів	61
2.1.1.1 Компресор низького тиску	61
2.1.1.2 Компресор високого тиску	65
2.1.2 Опис камери згоряння	67
2.1.3 Опис турбін	73
2.1.3.1 Турбіна високого тиску	73
2.1.3.2 Турбіна низького тиску	74
2.1.3.3 Турбіна нагнітача	76
2.2 Розрахунок закрутки робочої лопатки ТВТ	79
2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки ТВТ	83
2.4 Розрахунок диску турбіни високого тиску на міцність	87
2.5 Розрахунок підшипника ТВТ на довготривалість	91
2.6 Опис системи змащення	93
2.6.1. Склад системи змащування	93

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.3.ПЗ	Арк.
						5

2.6.2. Принцип роботи системи змащування	93
2.6.3. Агрегати системи змащування	95
3 Охорона праці	97
3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі компресорної станції	100
3.2 Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу компресорної станції	106
3.3 Розробка заходів для зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів ..	109
4 Охорона навколишнього середовища	113
4.1 Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінного агрегату компресорної станції	115
4.2 Методи зменшення викидів токсичних компонентів вихлопних газів газотурбінних установок компресорних станцій	119
5 Цивільний захист	124
Аналіз видів і наслідків відмов при функціонуванні ГТД компресорної станції ...	125
5.1 Обґрунтування необхідності проведення аналізу з використанням дерева відмов при функціонуванні ГТД на компресорній станції	125
5.2 Аналіз видів і наслідків відмов при функціонуванні компресорної станції	126
5.2.1 Методика оцінки наслідків відмов елементів ГТД компресорної станції	126
5.3 Аналіз проведеного дослідження	130
Висновки	133
Список використаних джерел	134

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.3.ПЗ					Арк.
										6

Вступ

Однією з основних галузей народного господарства є паливо - енергетична галузь. На її розвиток і укріплення спрямовані основні зусилля промисловості й уряду. У зв'язку із цим, найбільш актуальним сьогодні є питання транспорту нафти й газу.

Транспорт газу розвивається в усім світі дуже високими темпами. Щорічно зростає сумарна довжина магістральних газопроводів, споруджуються десятки нових компресорних станцій.

При аналізі динаміки розвитку трубопровідної мережі магістральних газопроводів чітко проглядається закономірність збільшення діаметра газопроводів, їх довжина, збільшення робочого тиску, підвищення потужності компресорних станцій й економічності використання встановленого обладнання.

При проектуванні газопроводу і його компресорної станції є вибір між поршне-вими газоперекачувальними агрегатами (ГПА) і відцентровими нагнітачами з електро- і газотурбінним приводом. Однак найбільше розповсюдження мають газотурбінні компресорні станції із приводом від стаціонарних ГТУ або конвертованих транспортних ГТД. Це обумовлюється основними достоїнствами ГТД стосовно газової промисловості:

- низькою вартістю встановленого кіловата при компактності агрегату;
- високої швидкістю до будь-якої необхідного для компресорної станції одиничної потужності;
- простотою регулювання навантаження за рахунок перемінної частоти обертання;
- здатністю помітно збільшувати розташовувану потужність у холодну пору року, коли споживання газу зростає;
- досить простою автоматизацією обслуговування;
- триваючим помітним прогресом ГТУ й ГТД щодо підвищення економічності й надійності.

У цей час на об'єктах видобутку газу перебуває в експлуатації 3275 ГПА сумарною потужністю 17,6 млн. кВт.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.Вс.ПЗ.	Арк.
						9

[illegible]

1 Термодинамічні та газодинамічні розрахунки

1.1 Вибір теплової схеми ГТУ й обґрунтування термодинамічних параметрів установки

На компресорних станціях магістральних газопроводів отримали поширення стаціонарні ГТУ й конвертовані транспортні ГТД, розроблені для роботи по простому або регенеративному циклу. Найбільш перспективним є двокаскадний газогенератор із трьома турбінами. Така схема може забезпечити будь-яке практично необхідне відношення тисків у циклі й має властивості саморегулювання стосовно осьового компресора.

Більші ступені підвищення тиску π_k при цій схемі дозволяють отримувати високу економічність як на номінальному, так і на змінних режимах роботи двигуна.

За такою схемою виконують велику кількість ГТД, у першу чергу для авіації, суден і плавучих електростанцій. Однак успіхи конструкторської розробки транспортних ГТД створили необхідну базу для застосування їх у стаціонарному газотурбобудуванні.

На рис.1.1 представлена схема двокаскадного ГТД із вільною силовою турбіною.

Двигун складається з:

- компресора низького тиску (КНТ) - 1;
- компресора високого тиску (КВТ) - 2;
- турбіни високого тиску (ТВТ)- 3;
- турбіни низького тиску (ТНТ) - 4;
- турбіни нагнітача (ТН) - 5;
- камери згоряння (КЗ) - 6.

Двигун призначений для приводу нагнітача природного газу - 7.

Принцип роботи двигуна, виконаного за простою схемою: КНТ і КВТ приводяться в обертання, відповідно ТНТ і ТВТ. Компресори і турбіни утворюють два кі-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						12

нематично між собою не зв'язаних каскаду: каскад низького й високого тисків, які обертаються з різними частотами обертання на кожному з режимів роботи двигуна. Турбіна нагнітача приводить в обертання нагнітач природного газу й кінематично не пов'язана з каскадами низького й високого тисків, тобто є вільною силовою турбіною.

Реальний термодинамічний цикл, що описує процеси зміни параметрів і стан робочих тіл (цикл Брайтона), які відбуваються в ГТД, зображений на рис. 1.2. в $T-S$ – координатах.

Процес $1n-1$ – підведення повітря з атмосфери через повітряпідвідний пристрій ГТА.

Процеси, що відбуваються безпосередньо в ГТД:

$1 - 2.1$ – підвищення тиску повітря в перехіднику компресора;

$1.2 - 2$ – підвищення тиску повітря у КВТ;

$2 - 3$ – теплопідвід у КЗ;

$3 - 4.1$ – розширення газу у ТВТ;

$4.1 - 3.2$ - втрата повного тиску в опорному вінці ТВТ;

$3.2 - 4.2$ - розширення газу в ТНТ;

$4.2 - 3.3$ - втрата повного тиску в опорному вінці ТНТ;

$3.3 - 4$ – розширення газу в ТН;

$6 - 1$ – умовний процес замикання газоповітряного циклу в атмосфері.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. інв. №						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.		Арк.
							13

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.01.ПЗ.

Арк.
14

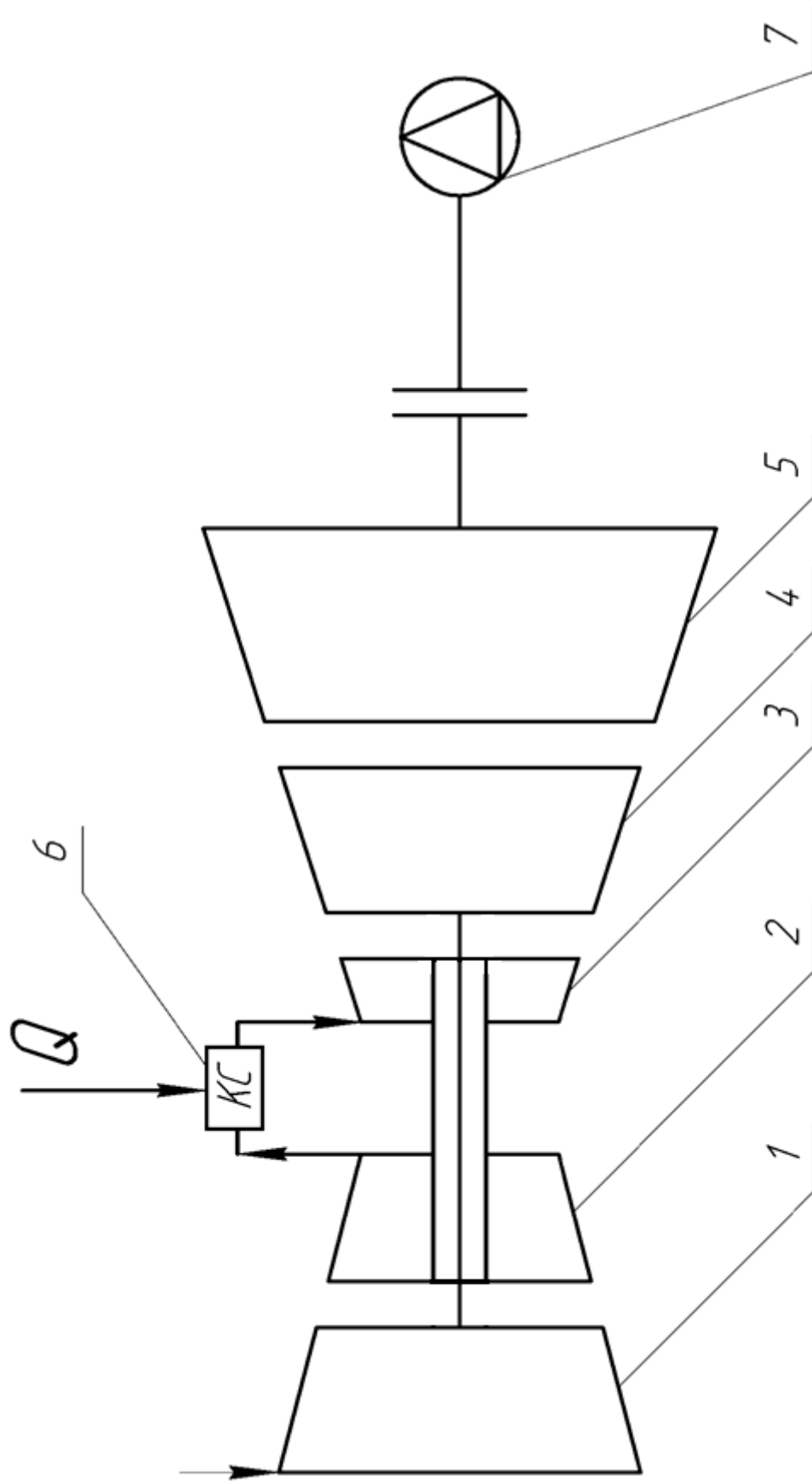


Рисунок 1.1 – Схема двокаскадного ГТД з вільною силовою турбіною для приводу нагнігача природного газу

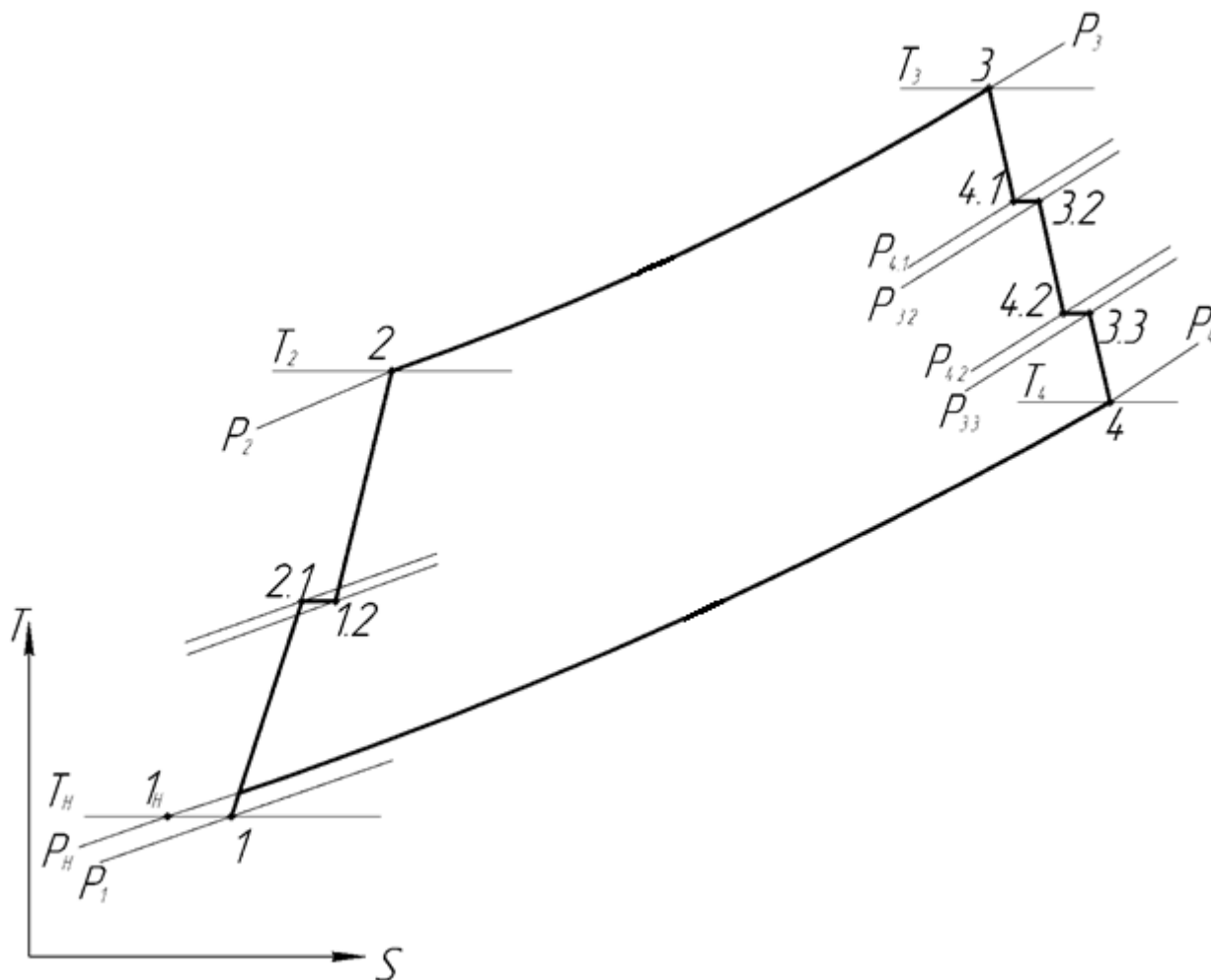


Рисунок 1.2 – Термодинамічний цикл ГТА простої схеми

1.2 Оптимізація термодинамічних параметрів ГТД

В процесі оптимізації параметрів газотурбінного циклу можна отримати чисельне значення контрольних параметрів що забезпечують максимальний ефективний ККД ГТУ. Для простої схеми ГТУ оптимізуємим параметром є ступінь підвищення тиску « π_k », яку найбільш раціонально можна знайти методом сканування, що припускає послідовний перебір із заданим кроком і порядком перебору точок в область пошуку. На підставі отриманих у результаті оптимізації даних будуються графіки залежностей $\eta_e = f(\pi_k)$ й $Ne_{y\partial} = f(\pi_k)$ і знаходяться оптимальні значення $\pi_{k_{opt}}$, що відповідає значенням $\eta_{e_{max}}$ й $Ne_{y\partial_{max}}$. Розрахунковий ступінь підвищення тиску приймається в інтервалі: $\pi_{k_{opt}} \cdot \eta_e - \pi_{k_{opt}} \cdot Ne_{y\partial}$.

Розрахунок оптимальних параметрів ГТУ простого циклу проводиться з використанням програмного забезпечення ПК. Програма, яка реалізує алгоритм виконання розрахунку написана мовою програмування «FORTRAN».

Структурно-логічна схема алгоритму й короткий опис учбово-дослідницької підпрограми «GTA-1CC».

Алгоритм програми «GTA1CC» дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якої проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу.

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
																16

охолодження турбін необхідне, то в блоці 7 виконується розрахунок потрібної кількості охолоджуючого повітря, коректується ККД турбін, оцінюється кількість охолоджуваних вінців турбін. В іншому випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, де відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_e . Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Далі у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язуваних методом Ньютона рівнянь (21) або (26). Якщо задана точність розв'язку εF не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення KO_{i+1} або $KД_{i+1}$ здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні параметра π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл «rzgtalcc.dat». Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

Список основних ідентифікаторів програми, їх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку у табл. 1.

Таблиця 1.1 – Список основних ідентифікаторів програми

Ідентифікатор	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	ν_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	ν_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	ν_{zw}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	$\nu_{..}$	—

Продовж. табл.1.1

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірю- вання
HKS	КВПТ основний КЗ	$U_{KЗ}$	—
HKSD	КВПТ КЗПП	$U_{KЗПП}$	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	U_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	U_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	U_m	—
HU	Питома потужність ГТА	N_{um}	кВт/(кг/с)
J	Ознака схеми ГТА	J	—
KO	Параметр розподілу роботи компресора	Ko	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	K_d	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	n_{ox}	—
ONPT	Відносна потужність ПТ	$\overline{N_{nm}}$	—
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 спуску 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
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{KЗ}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_M	
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_K}	
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_m}	
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nm}	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.01.ПЗ.

Для проведення розрахунків за програмою «GTA1CC» студенту необхідно підготувати комплект початкових даних. Початкові дані для розрахунку варіанту готуються студентом шляхом редагування файлу «isgtalcc.dat», що знаходиться в директорії «GRUP5», розміщеній в каталозі «STUDENT», який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диску ПК. Редагування файлу «isgtalcc.dat» здійснюється екранним редактором. При використанні програмної оболонки «Norton Commander», це може бути її вбудований редактор, який викликається натисканням функціональної клавіші [F4], або редактор мови «ФОРТРАН 77 WEDIT», використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора.

Запуск програми для розрахунку 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 файлу «isgtalcc.dat», а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметру. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл. 1.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл «rzgtalcc.dat», який також розміщується в директорії «GRUP5».

Інв. № подл.	Підпис і дата					Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.					Арк.
										20

Таблиця 1.2 - Оптимізація ГТА простого циклу

УЧБОВО-ДОСЛІДНИЦЬКА ПІДПРОГРАМА GTA1CS РОЗРАХУНОК ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛУ

ВИХІДНІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ
Студент гр.6231м Прудніков І. А.

01. ОЗНАКА ЦИКЛУ	1.0000
02. ТЕМПЕРАТУРА ГАЗУ ПЕРЕД ТВТ ГТД, К	1450.0
03. ТЕМПЕРАТУРА ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ, К	288.0
04. ПРИПУСТИМА ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛУ ЛОПАТОК, К	1110.0
05. ККД ЕЛЕМЕНТАРНОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА	0.9000
06. ККД ЕЛЕМЕНТАРНОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ	0.9000
07. МЕХАНІЧНИЙ ККД ГТА	0.9900
08. КОЕФІЦІЄНТ ПОВНОТИ ЗГОРЯННЯ КЗ	0.9900
09. ПОЧАТКОВЕ ЗНАЧЕННЯ QK	10.00
10. КІНЦЕВЕ ЗНАЧЕННЯ QK	30.00
11. КРОК СПУСКУ ПО QK	1.00
12. КВПТ ВХІДНОГО ПРИСТРОЮ	0.9850
13. КВПТ ПЕРЕХІДНИКІВ КОМПРЕСОРІВ	0.9950
14. КВПТ ОСНОВНОЇ КЗ	0.9600
15. КВПТ ОПОРНИХ ВІНЦІВ ТУРБІН	0.9950
16. КВПТ ГАЗОВІДВІДНОГО ПРИСТРОЮ	0.9850
17. ПИТОМА ВИТРАТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО ПОВІТРЯ	0.0220
18. КВПТ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19. СТУПІНЬ РЕГЕНЕРАЦІЇ	0.0000
20. КВПТ УТИЛІЗАЦІЙНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21. ВНУТРІШНІЙ ККД УТИЛІЗАЦІЙНОЇ ПТ	0.0000
22. НЕДООХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ У ППО, ГРАД.	0.00
23. КВПТ ДЛЯ ППО	1.0000
24. НЕДОГРІВ ГАЗУ У КЗПП, ГРАД.	0.00
25. КВПТ ДЛЯ КЗПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.32911	317.7	0.000	0.000	590.8	903.1	0.000	3.3	0.0476	2.79
11.0	0.33801	319.9	0.000	0.000	607.9	884.0	0.000	3.3	0.0488	2.84
12.0	0.34570	321.0	0.000	0.000	623.9	866.8	0.000	3.3	0.0500	2.89
13.0	0.35237	321.3	0.000	0.000	638.8	851.2	0.000	3.3	0.0512	2.94
14.0	0.35819	320.8	0.000	0.000	653.0	837.0	0.000	3.3	0.0524	2.99
15.0	0.36327	319.9	0.000	0.000	666.3	823.9	0.000	3.3	0.0537	3.04
16.0	0.36772	318.4	0.000	0.000	679.1	811.8	0.000	3.3	0.0549	3.08
17.0	0.37161	316.6	0.000	0.000	691.2	800.6	0.000	3.3	0.0562	3.13
18.0	0.37503	314.5	0.000	0.000	702.8	790.1	0.000	3.3	0.0574	3.17
19.0	0.37801	312.2	0.000	0.000	713.9	780.3	0.000	3.3	0.0587	3.22
20.0	0.38060	309.6	0.000	0.000	724.6	771.1	0.000	3.3	0.0601	3.26
21.0	0.38284	306.8	0.000	0.000	734.8	762.4	0.000	3.3	0.0614	3.31
22.0	0.38476	303.9	0.000	0.000	744.7	754.2	0.000	3.3	0.0628	3.35
23.0	0.38639	300.8	0.000	0.000	754.3	746.5	0.000	3.3	0.0641	3.40
24.0	0.38774	297.6	0.000	0.000	763.5	739.1	0.000	3.3	0.0656	3.44
25.0	0.38884	294.3	0.000	0.000	772.5	732.0	0.000	3.3	0.0670	3.48
26.0	0.38970	291.0	0.000	0.000	781.2	725.3	0.000	3.3	0.0685	3.52
27.0	0.39034	287.5	0.000	0.000	789.6	718.9	0.000	3.3	0.0700	3.57
28.0	0.39077	283.9	0.000	0.000	797.8	712.8	0.000	3.3	0.0715	3.61
29.0	0.39100	280.3	0.000	0.000	805.7	706.9	0.000	3.3	0.0730	3.65
30.0	0.39103	276.7	0.000	0.000	813.5	701.3	0.000	3.3	0.0746	3.69

					КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За результатами оптимізації циклу будуються графіки залежностей $\eta_e = f(\pi_k)$ і $Ne_{y0} = f(\pi_k)$ - відповідно ККД і питома потужність від ступеня підвищення тиску в циклі. Графік залежності зображено на рис. 1.4.

Як видно з результату розрахунку питома потужність зменшується з ростом π_k , а ККД спочатку зростає до максимуму, а потім плавно зменшується. Максимальний ККД досягається при $\pi_{k\eta} = 30$, $\eta_e = 0.39103$ (табл. 1.2). Але проектне (розрахункове) значення π_k^{PO3} необхідно брати дещо меншим за величиною. Зменшені значення π_k^{PO3} дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи компресорного блока. Для обраного значення $\pi_k^{PO3} < \pi_{k\eta}$ повинне виконуватись співвідношення:

$$\delta\eta_e = \frac{\eta_{e\max} - \eta_{ePO3}}{\eta_{e\max}} \leq 0,5...1,0\%$$

Згідно з перерахованими вище умовами ступінь підвищення тиску π_k^{PO3} приймається рівною $\pi_k^{PO3} = 20$, при цьому $\eta_e = 0.38060$, $Ne_{y0} = 300.6 \text{ кВт/(кг/с)}$.

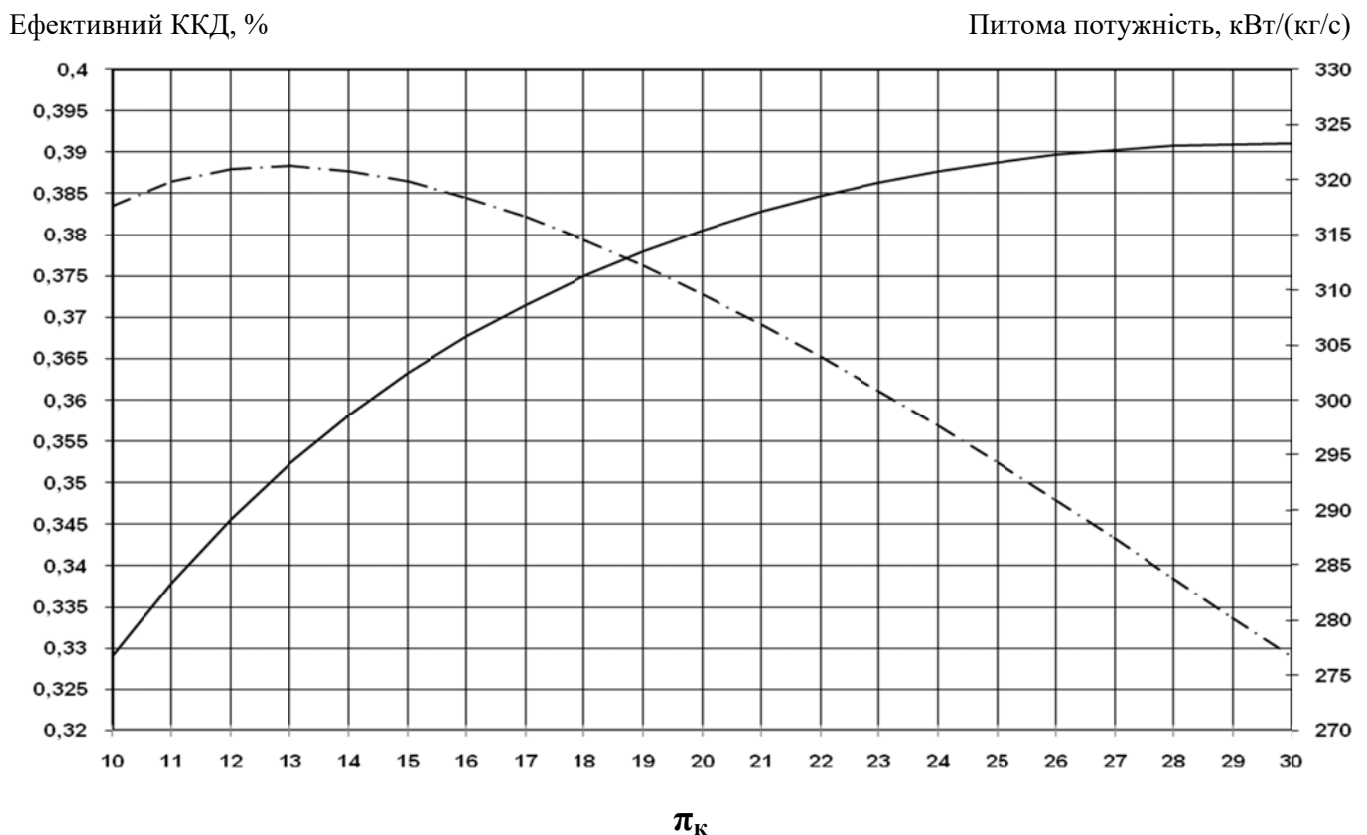


Рисунок 1.4 – Залежність ефективного ККД циклу ГТА та $Ne_{пит}$ від загальної міри підвищення тиску в циклі

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.					Арк.
										22
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

1.3 Детальний тепловий розрахунок простої схеми ГТА

Тепловий проектувальний розрахунок ГТУ простої схеми на режимі повної потужності виконується для визначення значень термодинамічних параметрів і витрат робочого тіла для основних частин двигуна: компресорів, камери згоряння, турбін. Ці дані необхідні для виконання габаритних розрахунків ГТА.

Детальний тепловий розрахунок ГТУ ведеться з використанням програмного забезпечення ПК відповідно до схеми двокаскадного ГТД із вільною силовою турбіною.

Програму «GTA-2SS» розроблено за допомогою мови «FORTRAN».

Опис програми (блок-схеми)

Вихідними даними для детального теплового розрахунку є проектні параметри термодинамічного циклу ГТА, отримані в результаті його оптимізації. Після введення комплексу вихідних даних у блок 3 виконується попередній укрупнений розрахунок компресорної частини ГТА. Блок 4 перевіряє наявність у схемі ГТА проміжного повітряохолоджувача. Якщо він відсутній, то відбувається перехід до блоку 6, у якому виконується розрахунок КНТ. При позитивній відповіді в блоці 4 управління передається блоку 5, у якому здійснюється розрахунок КНТ у комплексі із проміжним повітряохолоджувачем, а потім відбувається перехід на блок 7, де 4 виконується розрахунок параметрів всіх інших компресорів ГТА. Блок 8 перевіряє наявність у схемі ГТА регенератора. Якщо його немає, то виконується розрахунок параметрів основної камери згоряння – блок 9, а потім – перевірка виконання умов блоку 10. При виконанні логічних умов блоку 10 управління передається на блок 16, а в протилежному випадку наступним виконується блок 11 – розрахунок параметрів турбін газогенератора. Якщо схема ГТА блокована, то тут виконується розрахунок всіх турбін двигуна. Блоки 12 й 13 служать для перевірки наявності в схемі ГТА КЗПП і розрахунку її параметрів. Блоки 14 й 15 з'ясовують необхідність розрахунку параметрів вільної ТН і виконують цей розрахунок. Якщо в схемі ГТА є регенератор, то наступний блок 16 передає управління блоку 9, а в протилежному випадку на блок 18. Блок 17 служить для одержання параметрів регенератора, блок 18 розпізнає схеми комбінованих ГТА з пароводяним ТУК, для яких у блоці 19 визначаються всі пара-

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Взам. інв. №					
	Інв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						23

метри ТУК за допомогою підпрограми «E10POU». Далі блоком 20 обчислюється питома потужність ГТА, а в блоці 21 розраховуються масові витрати робочого тіла через компресори, турбіни, КЗ. У блоці 22 обчислюються розподіли потужності приводу всіх насосів, а також масові витрати робочого тіла через теплообмінники ГТА. Блок 23 проводить видачу результатів для друку.

Таблиця 1.3 – Список основних ідентифікаторів програми.

Ідентифіка- тор	Найменування величини	Одиниці виміру
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ	
BO	Величина «недоохолодження» у ППО до T_1	град
BET	Коефіцієнт витрати для КЗ ГТД	
BD	Величина «недогріву» У КЗПП до T_3	град
HBX	КВПТ вхідного пристрою ГТА	
ННО	КВПТ газовідвідного пристрою ГТА	
НК	КВПТ перехідника компресора	
НКС	КВПТ головної КЗ	
НТ	КВПТ проточної частини опорного вінця турбіни ГТД	
HJ	Питома потужність ГТУ	
KO	Параметр розподілу роботи компресора	
KD	Параметр розподілу роботи турбін	
NO _x	Число рядів охолоджуваних лопаток	
QKN	Ступінь підвищення тиску в циклі	
QKH	Початкове значення π_k	
QKK	Кінцеве значення π_k	
SQK	Крок спуска по π_k	
TD	Припустима температуру металу лопаток ГТД	К
TN	Температура навколишнього повітря	К
T3N	Температура газу перед ТВТ ГТД	К
KS	Коефіцієнт повноти згоряння КЗ	
UM	Механічний ККД ГТД	
UPC	ККД елементарного ступеня компресора	
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	
C	Формальна ознака схеми ГТА	
Y	Формальна ознака схеми ГТА	
EPSGE	Питома витрата охолоджуючого повітря	
GBKS1	Витрата повітря через головну КЗ	кг/с
GTH1	Часова витрата повітря через головну КЗ	кг/год

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк. 24
-----	------	----------	--------	------	------------------------	------------

Продовж. табл. 1.3

Ідентифікатор	Найменування величини	Одиниці виміру
GW	Відносна секундна витрата палива на головну КЗ	
IK	Кількість компресорів у схемі ГТД	
JT	Кількість турбін у схемі ГТД	
KO	Параметр розподілу роботи компресора	
KD	Параметр розподілу роботи турбін	
NW	Ефективна потужність ГТА	кВт
PN	Атмосферний тиск повітря	МПа
P1KC	Тиск повітря на вході в КЗ	МПа
P2KC	Тиск газу за головною КЗ	МПа
T1KC	Температура повітря перед КЗ	К
T2KC	Температура газу за КЗ	К
T3KC	Температура газу перед ТВТ	К
UMPT	Механічний ККД ПТ	
UPK	ККД елементарної ступені компресора	
AK(I)	Коефіцієнт витрати компресора	
BET(J)	Коефіцієнт витрати турбіни (вихідний)	
CPB(I)	Теплоємність повітря для процесу в компресорі	кДж/(кг·К)
CPH(J)	Теплоємність повітря для процесу в турбіні	кДж/(кг·К)
GK(I)	Витрата повітря через компресор	кг/з
GT(J)	Витрата газу через турбіну	кг/з
DTK(I)	Дійсний підігрів повітря в компресорі	град
DTT(J)	Дійсний температурний перепад у турбіні	град
KN(J)	Показник адіабати процесу в турбіні	
OGOX(J)	Відносна витрата охолоджуючого повітря	
P1(I)	Тиск повітря на вході в компресор	МПа
P2(I)	Тиск повітря за компресором	МПа
P3(J)	Тиск газу на вході в турбіну	МПа
P4(J)	Тиск повітря за турбіною	МПа
QK(I)	Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі	
QT(J)	Ступінь розширення турбіни	
T1(I)	Температура повітря перед компресором	К
T2(I)	Температура повітря за компресором	К
T3(J)	Температура газу перед турбіною	К
T4(J)	Температура газу за турбіною	К
UK(I)	Внутрішній ККД компресора	
UM(J)	Механічний ККД турбіни	
UT(J)	Внутрішній ККД турбіни	
ZOX(J)	Кількість охолоджуваних вінців турбіни	

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

					КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.4 - Розрахунок теплової схеми установки на номінальному режимі

УЧЕБНО-ДОСЛІДНИЦЬКА ПІДПРОГРАМА GTA2SS
ВИХІДНІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ
гр.6231м Прудніков І. А.

C	Y	JT	IK	JD	IRT	DB	MI (1)	MI (2)	MI (3)	MI (4)
1	1	3	2	0	2	1	2	1	0	0
T3N	TN	TD	QKN	PN	NN	UPC	UKS			
1450.00	288.00	1110.00	20.0	1013.0000	16000.00	0.9000	0.9900			
EPSGE	URED	HBX	HK	HKC	HT	HNO	HBO			
0.0220	1.0000	0.9850	0.9950	0.9600	0.9950	0.9850	1.0000			
HDKS	HKY	HPB	HNP	KO	BO	KD	BD			
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000			
R	P	PZ	DTI	TPP	TPB	UTP	UMTP			
0.0000	0.0000	0.0000	0.00	0.00	0.00	1.0000	1.0000			
RGPN	RGPP	UNI	CK	BET (1)	BET (2)	BET (3)	BET (4)			
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.9850	0.9900	0.9950	1.0000			
UT (1)	UT (2)	UT (3)	UT (4)	UM (1)	UM (2)	UM (3)	UM (4)			
0.9000	0.9000	0.9250	1.0000	0.9950	0.9950	0.9950	1.0000			
AK (1)	AK (2)	AK (3)	XEE (1)	XEE (2)	XEE (3)					
1.0000	0.9800	1.0000	1.2000	1.0000	1.0000					

ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГТА
ПРОСТОГО ЦИКЛУ

КОМПРЕСОРНА ЧАСТИНА

НОМЕР	QK	GK	UK	T1	T2		
1	4.899	54.849	0.8760	288.00	475.42		
2	4.082	53.752	0.8798	475.42	727.18		
НОМЕР	DTK	P1	P2	CPB	KB		
1	187.42	0.0998	0.4888	1.0109	1.3964		
2	251.76	0.4864	1.9856	1.0556	1.3734		
ТУРБИНИ ГТД							
НОМЕР	QT	GT	UT	T3	T4	DTT	
1	2.406	47.63	0.9000	1450.0	1148.2	246.09	
2	2.022	54.17	0.9000	1136.9	973.2	162.94	
3	3.772	54.58	0.9250	972.0	711.6	260.45	
НОМЕР	P3	P4	CPH	KH	БЕТО	ZOX	OGOХ
1	1.9062	0.7922	1.2247	1.3123	0.8862	5	0.0928
2	0.7883	0.3898	1.1833	1.3268	0.9877	0	0.0023
3	0.3878	0.1028	1.1313	1.3471	0.9950	0	0.0000

КАМЕРА ЗГОРЯННЯ

T1KC= 727.2	T2KC= 1450.0	P1KC= 1.9856	P2KC= 1.9062
GW= 0.01840	AL1= 3.24	GBKS1= 46.77	GTH1= 3098.0

ВИХІДНІ ПАРАМЕТРИ ГТА

ПОТУЖНІСТЬ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА, кВт	16000.0
ПИТОМА ПОТУЖНІСТЬ ГТА, кВт/ (кг/с)	287.33
ЕФЕКТИВНИЙ ККД ГТА	0.3716
ПИТОМА ВИТРАТА ПАЛИВА ГТА, кг/ (кВт/год)	0.1936

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										26
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.

Початковими даними, необхідними для оцінки габаритів компресорів, є дані, які отримані на етапі детального теплового розрахунку ГТД на режимі повної потужності. Вони приведені в табл. 1.5.

Таблиця 1.5 – Вихідні дані до габаритного розрахунку компресорів

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення	
			КНТ	КВТ
1. Міра підвищення тиску	π_k	—	4,899	4.082
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	54,849	53.752
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0	475.18
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	475,42	727.18
5. Дійсний підігрів повітря	ΔT_k	град.	187,42	251.76
6. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0998	0.4864
7. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	0,4888	1.9856
8. Показник адіабати процесу	k_b	—	1,3964	1.3734
9. Середня теплоємність повітря	c_{pv}	кДж/(кг·К)	1,0109	1.0556
10. Газова стала повітря	R_b	кДж/(кг·К)	0,287	

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.					Арк.
										28

Таблиця 1.6 – Результати розрахунку габаритних розмірів компресорів

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Колова швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{н1}$, м/с	Приймається [4] 250...350 – для КНТ 240...340 – для КВТ	280	320
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{C}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,45	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор C_{a1} , м/с	$\bar{C}_{a1} \cdot u_{н1}$	126	144
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1 , c_{pn1}	$\frac{c_{pn}}{c_{pn} - R_n}$	1,0107	1,0556
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора $\lambda_{C_{a1}}$	$\frac{C_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,406	0,3634
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a1}})$	$\lambda_{C_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{C_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5974	0,5434
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a1}})}}$	0,3866	0,1101
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{вТ}$	Приймається [4] 0,4...0,65 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,472	0,809
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{вТ}^2)}}$	0,8305	0,7432
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{в1}$, м	$\bar{d}_{вТ} \cdot D_{31}$	0,392	0,6012
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{в1})$	0,6112	0,6686
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$\frac{(D_{31} - D_{в1})}{2}$	0,2193	0,071
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв.	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	7600	9550
14. Матеріал лопаток компресора (марка сталі)	Приймається[4]	ВТЗ-1	ЭИ696

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.01.ПЗ.

Арк.

29

Продовж. табл. 1.6

15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається[4]	4540	7900
16. Межа тривалої міцності матеріалу лопатки $\sigma_{\text{К}}$, МПа	Приймається[4]	950	900
17. Напруга розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{К1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{К}}^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	90,839	73,44
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\frac{\sigma_{\text{К}}}{\sigma_{\text{К1}}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	10,4581	12,2547
19. Осьова швидкість на виході з компресора C_{a2} , м/с	$(0,9 \div 0,94)C_{a1}$	124,74	129,6
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2 , $k_{\text{с2}}$	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,0109	1,0556
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,3128	0,2637
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{C_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,4737	0,405
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a2}})}}$	0,1279	0,0449
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,8305	
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,7529	
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,7782	
		$D_{B2} = D_{B1}$	0.6012
		$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0.647
		$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0.6241
25. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{К2}}$, м	$\frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0523	0,0229
26. Міра підвищення тиску в компресорі $\pi_{\text{К}}$	Приймається	4,899	4,082

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

Продовж. табл.1.6

27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{cm_k}	Приймається[4] 1.22...1.24 – для КНТ 1.15...1.17 – для КВТ	1,22	1,165
28. Число ступенів компресора z_K	$\frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{KCT}}$	8	10
РОЗРАХУНОК СЕРЕДНЬОГО РОЗРАХУНКОВОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРІВ			
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CK}, M^2	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,2572	0,0775
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3C} = D_{32}$	0,8305	
	$D_{BC} = \sqrt{D_{3C}^2 - \frac{4F_{CK}}{\pi}}$	0,7092	
	$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$	0,7699	
	$D_{BC} = D_{B2}$		0.6012
	$D_{3C} = \sqrt{D_{BC}^2 - \frac{4F_{CK}}{\pi}}$		0.7757
	$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$		0.7659
31. Висота останньої лопатки компресора l_{KC}, M	$\frac{D_{3C} - D_{BC}}{2}$	0,0606	0,0872
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня g_c	$\frac{D_{CC}}{l_{KC}}$	12,695	8,8273
33. Відносна ширина робочих решіток	$\left(\frac{b}{l}\right)_{pl} = 0,383884 + 0,006937g_c + 0,000538g_c^2 - 0,8 \cdot 10^{-5} g_c^3$	0,5686	0,4928
34. Відносна ширина напрямної решітки	$\left(\frac{b}{l}\right)_{nl} = 0,310897 + 0,011753g_c + 0,000183g_c^2 + 0,11 \cdot 10^{-4} g_c^3$	0,5121	0,4365
35. Відносний осьовий зазор між робочою і напрямною решітками	$\left(\frac{\delta}{l}\right)_{pl} = 0,12526 + 0,001579g_c + 0,000334g_c^2 + 0,13 \cdot 10^{-4} g_c^3$	0,2257	0,1742
36. Відносний осьовий зазор між напрямними лопатками і робочими решітками	$\left(\frac{\delta}{l}\right)_{nl} = 0,088858 + 0,004524g_c + 0,000218g_c^2 + 0,13 \cdot 10^{-4} g_c^3$	0,208	0,1547

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						31

Продовж. табл.1.6

37. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня L_{CTK} , м	$l_{\text{KC}} \left[\left(\frac{b}{l} \right)_p + \left(\frac{\delta}{l} \right)_p + \left(\frac{b}{l} \right)_h + \left(\frac{\delta}{l} \right)_h \right]$	0,1621	0,1097
38. Осьовий габарит проточної частини компресора L_K , м	$L_{\text{CTK}} \cdot z_K$	1,2968	0,7443
39. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{В.П.}}$, м	$(0,16 \dots 0,22) \cdot D_{31}$	0,3005	—
40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{П.К.К.}}$, м	$(0,42 \dots 0,48) \cdot D_{31}$	0,22	—
41. Довжина перехідника компресора $L_{\text{П.К.}}$, м	$(0,32 \dots 0,42) \cdot D_{31}$	0,3488	—

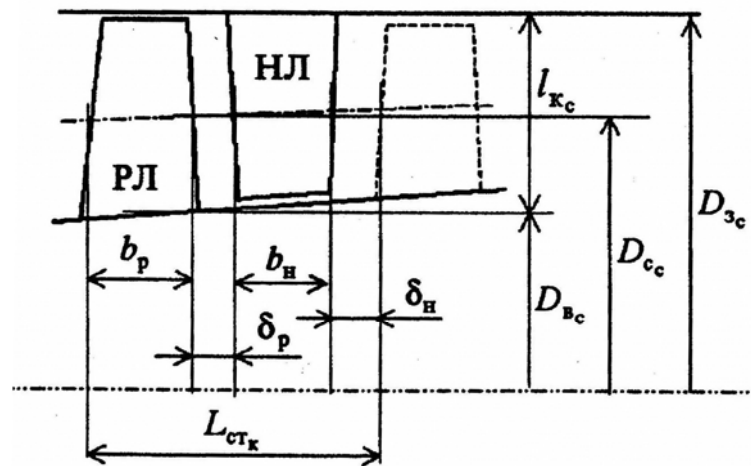


Рисунок 1.6 – Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьових компресорів

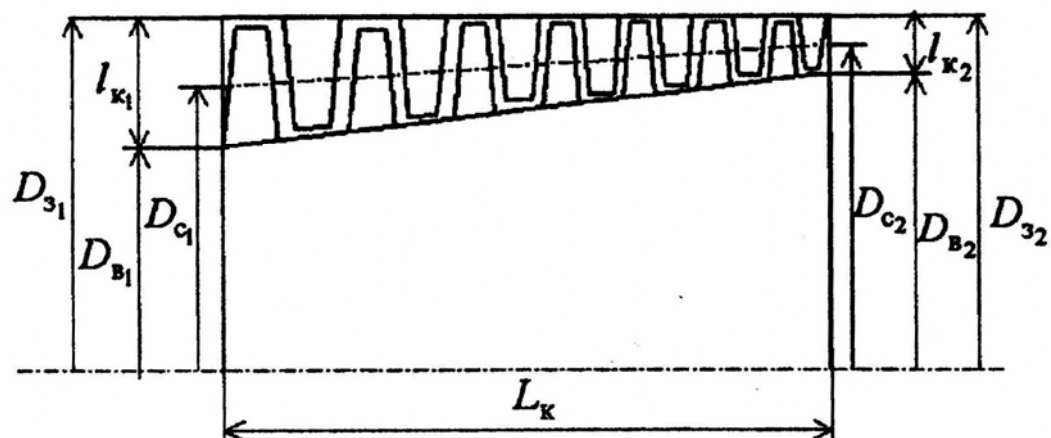


Рисунок 1.7 – Меридіанний переріз проточної частини компресорів ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						32

1.4.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД

З детального теплового розрахунку ГТА з ТУК на повній потужності відомі основні дані, необхідні для габаритного розрахунку КЗ. Розрахунок ведеться для протитокової КЗ трубчасто-кільцевого типу, яка розміщується над задньою частиною КВТ. Тут потік повітря перед входом у фронтний пристрій жарової труби робить поворот на $360^0: 180^0$ в осерадіальному дифузорі і кільцевому каналі між зовнішніми та внутрішніми кожухами і ще на 180^0 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 беруть середньо геометричним.

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

Як паливо для ГТА використовуються природній газ.

Таблиця 1.7 – Вихідні дані до габаритного розрахунку камери згоряння

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1.Тиск повітря на вході в КЗ	$P_{1\text{КЗ}}$	Па	1985600
2.Температура повітря на вході в КЗ	$T_{1\text{КЗ}}$	К	727,2
3.Годинна витрата палива	$G_{\text{пг}}$	кг/год	3098,0
4.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{\text{п.диф.}}$	кг/с	46,77
5.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{\text{КЗ}}$	—	0,96
6.Теплотворна здатність газоподібного палива	H_u	кДж/кг	42915
7.Стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива	L_0	кг/кг	14,78

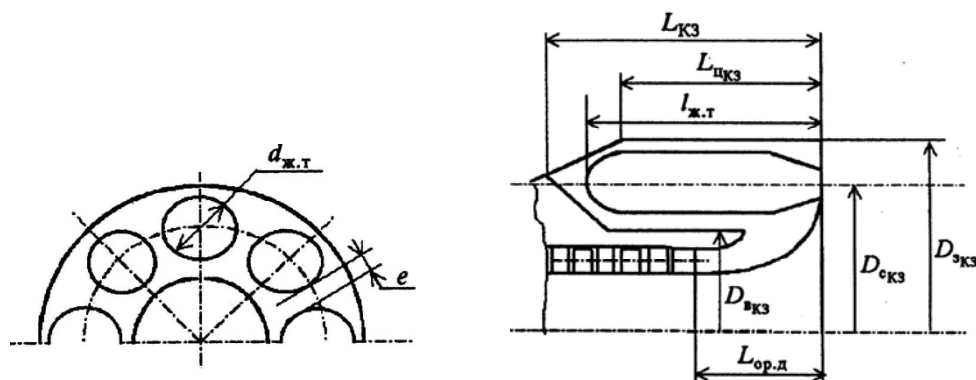


Рисунок 1.8 – Схема трубчасто-кільцевої протитокової КЗ

Таблиця 1.8 – Розрахунок габаритних розмірів камери згоряння

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Теплонапруженість робочого об'єму КЗ Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[4] 500...1100	950
2. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$\frac{G_{нал.зод} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}}{Q_v \cdot p_1^{кз}}$	0,0677
3. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[3]	18
4. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$\frac{V_{ж.т.}}{n_{ж.т.}}$	$3,8 \cdot 10^{-3}$
5. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[4]	0,7
6. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,0
7. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,1316
8. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,3399
9. Встановлювальний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0.1 \cdot d_{ж.т.}$	0,0329
10. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с.кз}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	1,0
11. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.25)	1,1
12. Витрата первинного повітря через фронтіві пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал.зод} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	13,9909
13. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал.диф} - G_{п1}$	39,7611
14. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз.ж.т.}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,2448
15. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2.22 \cdot F_{кз.ж.т.}$	0,5435
16. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з.кз}$, м	$D_{с.кз} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз}}$	1,255
17. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в.кз}$, м	$D_{с.кз} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз}}$	0,7814
18. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0.36 \cdot D_{с.2.квт}$	0,2247
19. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1.14 \cdot l_{ж.т.}$	0,3875

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.01.ПЗ.

Арк.

34

1.4.3 Визначення габаритних розмірів турбін ГТД

На даному етапі проектування необхідно визначити розміри осьових турбін двигуна. При цьому необхідно враховувати стикування загального компоновання кожної турбіни з попередньою частиною ГТД.

В прийнятій тепловій схемі ГТА передбачається висока температура газу перед турбінами: 1450.0 К перед ТВТ; 1136.9 К перед ТНТ і 972.0 К перед турбіною нагнітача. Що вимагає високоефективних схем охолодження соплових робочих лопаток, застосування корозійно-стійких покриттів лопаток. Для захисту лопаток від корозії застосовується покриття системи Me·Co·Cr·Al·Y. Покриття Me·Co·Cr·Al·Y характеризуються високим опором сульфідно-окисній корозії, а вміст хрому і алюмінію забезпечує оптимальну термостійкість. Для оцінки міцності робочих лопаток ТВТ, ТНТ прийнято: матеріал – сплав ЧС88; густина – $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$; межа тривалої міцності – $\sigma_{20000}^{827^\circ \text{C}} = 260 \text{ МПа}$, для ТН прийнято сплав ЕП539 з $\rho = 8300 \text{ кг/м}^3$ і $\sigma_{20000}^{536^\circ \text{C}} = 657 \text{ МПа}$.

Вихідні дані для розрахунку беруться з детального теплового розрахунку і представлені в табл. 1.9. Розрахунок габаритних розмірів турбін представлений в табл. 1.10.

Таблиця 1.9 – Вихідні дані к габаритному розрахунку турбін

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТН
1. Витрата газу через турбіну	G_T	кг/с	47,63	54.17	54.58
2. Відносна витрата охолоджуючого повітря	G_{ox}	кг/с	0,0928	0.0230	0.000
3. Температура газу на вході в турбіну	T_3	К	1450,0	1136.9	972.0
4. Температура газу на виході з турбіни	T_4	К	1148,2	973.2	711.6
5. Дійсний перепад температури	ΔT_T	град	246,09	162.94	260.45
6. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	1,9062	0.7883	0.3878
7. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	0,7922	0.3898	0.1028
8. Показник адіабати процесу	κ	–	1,3123	1.3268	1.3471
9. Середня ізобарна теплоємність газу	c_{pg}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,2247	1.1833	1.3471
10. Газова стала продуктів згоряння	R_g	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	0,288		

Таблиця 1.10 – Розрахунок габаритних розмірів осевих турбін ГТД

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Кількість ступенів турбіни z_T	$\text{Ціле} \frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg[1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	1	1	3
2. Коефіцієнт втрат з вихідною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,05
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{рп}} \cdot \Delta T_T}{\eta_T}$	$3,44 \cdot 10^5$	$2,2 \cdot 10^5$	$3,34 \cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня ν_T	Приймається[4]	16	12	5
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається[4]	0,15	0,1	0,05
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot \nu_T - 1}{\nu_T^2}$	0,2711	0,2597	0,41
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,98	0,97	0,98
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$ де $a = 1$ – для ТВТ, ТНТ $a = 0,9$ – для ТГ	694,92	554,45	355,452
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3 , k_{e3}	$\frac{c_{p_e}}{c_{p_e} - R_T}$	1,3123	1,3268	1,3471
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,987	0,9851	0,6132
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається[4]	14	20	18
12. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_e}{R_e} \left(\frac{2}{k_e + 1} \right)^{\frac{k_e+1}{k_e-1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,1019	0,1776	0,4423
13. Середній діаметр на вхіді в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,888	0,888	0,932
14. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,0535	0,088	0,171
15. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$(1 \dots 1,08) \cdot l_{c1}$	0,0616	0,101	0,1796

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						36

Продовж. табл.1.10

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
16. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня ν_T	$\frac{D_{c3}}{l_{p1}}$	10,41	8,79	5,1908
17. Оптимальна характеристика ступеня $\nu_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{1.1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,6656	0,3145	0,806
18. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв.	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	9550	7680	5300
19. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$\frac{(\pi \cdot D_{c3} \cdot n_T)}{60}$	444,03	397,53	258,636
20. Дійсна характеристика 1-го ступеня ν_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,65	0,59	0,75
21. Різниця в значеннях ν_d і $\nu_{\text{опт}}$	$\frac{\nu_{\text{опт}}}{\nu_d}$	1,024	1,1618	1,0746
22. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	0,951	0,941	1,098
23. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	0,823	0,818	0,756
24. Матеріал лопаток турбіни	Приймається[4]	ЧС88	ЧС88	ЭИ826
25. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними[4]	8100	8100	8200
26. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M3} , К	Приймається $T_{M3} = T_d$	1110	1110	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{\nu_d} - 1 \right) - 70$			856,584
27. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3r}^{T_{M3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[4]	260	260	419,231
28. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{\text{міц3}}$	$\frac{\sigma_{3r}^{T_{M3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	3,1	3,2	3,2959
29. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1.1 \dots 1.35) \cdot C_1 \cdot \sin(\alpha_{1.1})$	201,74	209,83	148,29
30. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4 , k_{24}	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_{\Gamma}}$	1,3169	1,3268	1,3471

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						37

Продовж. табл. 1.10

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
31. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{k_2 + 1} \cdot \sqrt{2k_2} R \cdot 10^3 T_4}$	0,3217	0,363	0,2990
32. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_2 + 1}{2} \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_2 - 1}}$	0,4893	0,5447	0,4620
33. Кільцева площа на виході з турбіни $F_4, \text{м}^2$	$\frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2 + 1}{k_2 - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,108	0,205	0,7874
34. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{M4}, \text{К}$	Приймається $T_{M4} = T_D$	1110	1110	
	$1,07 \cdot T_4$			754,296
35. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{M4}}, \text{МПа}$	Визначається за довідковими даними[4]	260	260	464,591
36. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в кореновому перерізі $k_{\text{міц}4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	2,6115	2,75	2,5320
37. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = \text{const}$		
	$D_{C4} = D_{C3}$	0,888	0,888	0,932
	$D_{B4} = D_{C4} - \frac{F_4}{\pi D_{C4}}$	0,818	0,804	0,663
	$D_{34} = D_{C4} + \frac{F_4}{\pi D_{C4}}$	0,941	1,007	1,201
38. Висота останньої лопатки турбіни $l_{T4}, \text{м}$	$\frac{D_{34} - D_{B4}}{2}$	0,061	0,101	0,269
39. Відносна висота лопатки останнього ступеня ν_{T4}	$\frac{D_{4c}}{l_{T4}}$	15,36	8,7921	3,47
40. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = \text{const}$		
	$D_{CC} = D_{C3}$	0,888	0,888	0,932
	$D_{BC} = D_{CC} - \frac{F_{CT}}{\pi \cdot D_{CC}}$	0,8504	0,8216	0,6929
	$D_{3C} = D_{CC} + \frac{F_{CT}}{\pi \cdot D_{CC}}$	0,9256	0,9556	0,9556

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						38

Продовж.табл.1.10

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CT} , м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,1049	0,1925	0,6149
42. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тс}$, м	$\frac{D_{3c} - D_{Bc}}{2}$	0,0376	0,069	0,1321
43. Відносна ширина соплових решіток	$\left(\frac{b}{l}\right)_c = 0,06934 + 0,02633g_{тс} + 0,00186g_{тс}^2 - 0,3 \cdot 10^{-4} g_{тс}^3$	0,8041	0,4233	0,1671
44. Відносна ширина робочих решіток	$\left(\frac{b}{l}\right)_p = 0,08722 + 0,02096g_{тс} + 0,00077g_{тс}^2 - 0,1 \cdot 10^{-4} g_{тс}^3$	0,5547	0,3237	0,1587
45. Відносний осьовий зазор між робочою і сопловою решітками	$\left(\frac{\delta}{l}\right)_c = 0,04700 + 0,00329g_{тс} + 0,00074g_{тс}^2 - 0,1 \cdot 10^{-4} g_{тс}^3$	0,2359	0,1261	0,0638
46. Відносний осьовий зазор між сопловою і робочою решітками	$\left(\frac{\delta}{l}\right)_p = 0,02708 + 0,05899g_{тс} - 0,00006g_{тс}^2 + 0,1 \cdot 10^{-4} g_{тс}^3$	0,1784	0,103	0,0527
47. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня L_{CT_T} , м	$l_{p_c} \left[\left(\frac{b}{l}\right)_c + \left(\frac{\delta}{l}\right)_c + \left(\frac{b}{l}\right)_p + \left(\frac{\delta}{l}\right)_p \right]$	0,1123	0,1265	0,1474
48. Осьовий габарит проточної частини L_T , м	$L_{CT_T} \cdot z_T$	0,1234	0,1265	0,4422

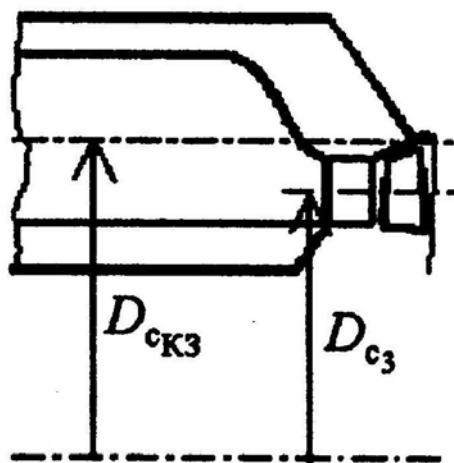


Рисунок 1.9 – Компонування ТВТ і КЗ ГТД ($D_{c3} > D_{CK3}$)

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						39

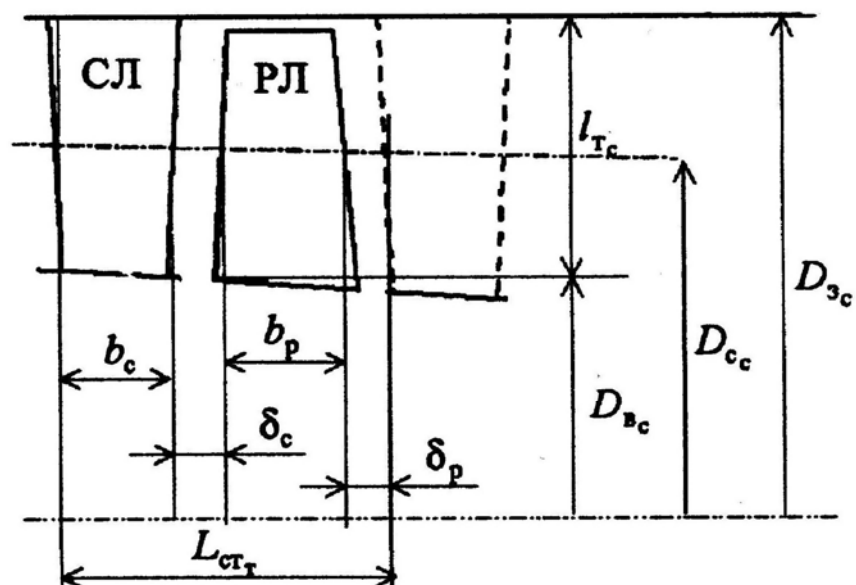


Рисунок 1.10 - «Середній» ступінь осьової турбіни

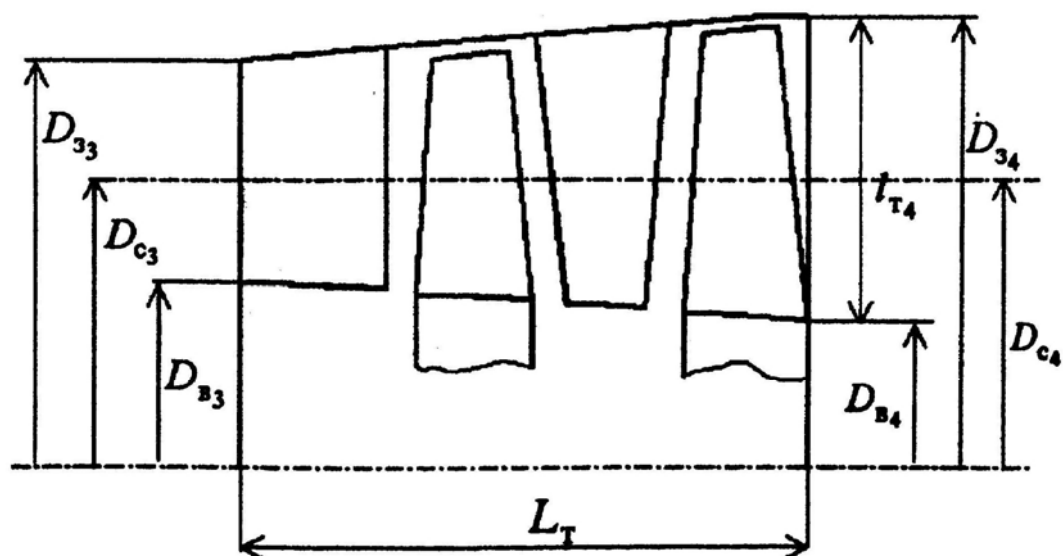


Рисунок 1.11 - Меридіанний переріз проточної частини турбіни

За результатами габаритно-компонувального розрахунку основних елементів газотурбінного двигуна будується ескіз його меридіанного перерізу рис. 1.12.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

КР.142.6231м.09.01.ПЗ.

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

M 1:20

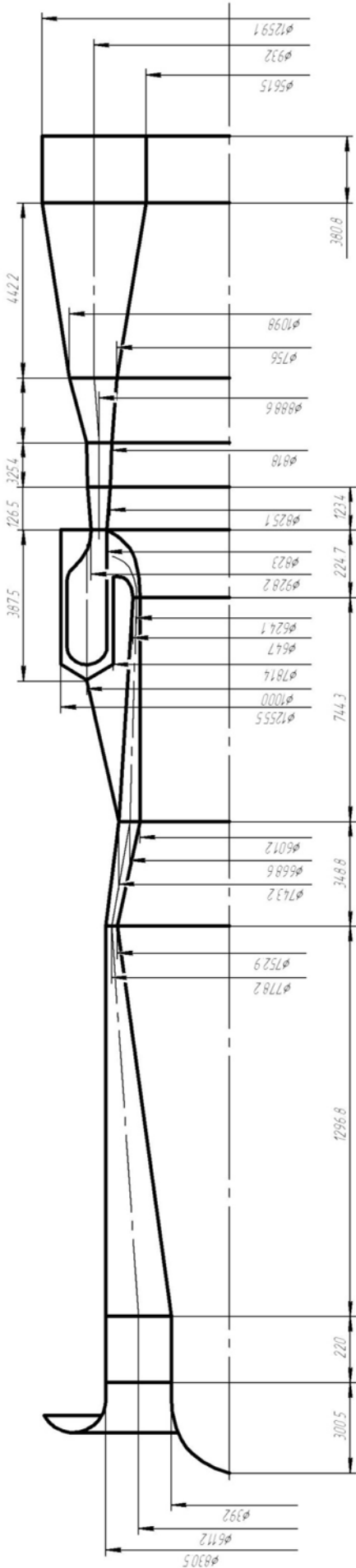


Рисунок 1.12 – Ескіз меридіанального перетину ГТД

1.5 Термодинамічний розрахунок турбінного блоку

Завдання проектування турбін доводиться вирішувати в умовах суперечливих вимог і компромісних рішень. Прагнення забезпечити високий ККД турбіни в цьому випадку вимагає від проектанта виконання великої кількості розрахунків проточних частин, основу яких складає термогазодинамічний розрахунок проточної частини. У цей час можна виділити два типи термогазодинамічних розрахунків турбомашин: проектувальний і перевірочний. При неправильному виборі параметрів проточної частини відбувається погіршення газодинаміки в цілому. Наслідком цього є відхилення параметрів двигуна від розрахункового й зменшення ККД. При проектуванні ГТД вирішуються завдання забезпечення заданого ресурсу, при цьому вступають у протиріччя вимоги економічності, а з іншого боку - вимоги до ресурсу лопаток турбін.

Для виконання дипломного проекту проводиться тільки проектувальний розрахунок проточної частини, що передбачає визначення геометричних параметрів проточної частини, виконуваних на основі даних, отриманих у детальному розрахунку на режимі повної потужності. На першому етапі проводиться габаритний розрахунок турбіни, на другому - з урахуванням результатів габаритного розрахунку здійснюється розрахунок оптимальних і геометричних параметрів турбіни. Виконується на базі одновірної моделі течії робочої речовини, розрахунок ведеться на середньому діаметрі.

Алгоритм газодинамічного розрахунку й вибору оптимального варіанта проточної частини турбіни містить у собі ряд операцій, частини з яких виконується в ручну, а частина на ПК. Зокрема, підготовка вихідних даних, попередній розрахунок турбіни, обробка, аналіз отриманих результатів й їх оформлення виконується в ручну. Однотипні операції, зв'язані в основному з варіантними розрахунками виконуються на ПК. На мал. 1.13 зображено структурно-логічну схему алгоритму термогазодинамічного розрахунку й вибору оптимального варіанта проточної частини.

Вихідні дані для термогазодинамічного розрахунку турбін формуються на підставі попереднього розрахунку турбін. Основні параметри наведені в таблиці 1.11.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.					

Таблиця 1.11 – Вихідні дані до термогазодинамічного розрахунку турбін

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТН
1. Витрата газу через турбіну	G_T	кг/с	47,63	54.17	54.58
2. Відносна витрата охолоджуючого повітря	$G_{ох}$	кг/с	0,0928	0.0023	0.000
3. Температура газу на вході в турбіну	T_3	К	1450,0	1136.9	972.0
4. Температура газу на виході з турбіни	T_4	К	1148,2	973.2	711.6
5. Дійсний перепад температури	ΔT_T	град	246,09	162.94	260.45
6. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	1,9062	0.7883	0.3878
7. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	0,7922	0.3898	0.1028
8. Газова стала продуктів згоряння	R_T	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	0,288		

Термогазодинамічний розрахунок ТВТ, ТНТ і ТГ представлений відповідно в табл. 1.13; 1.14; 1.15. За розрахунками будується ескіз проточної частини турбіни.

Таблиця 1.12 – Список ідентифікаторів програми термогазодинамічного розрахунку осьової газової турбіни

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
Цілі параметри		
ХС	Кількість охолоджуваних соплових вінців	
XR	Кількість охолоджуваних робочих вінців	
Z	Кількість ступенів турбіни	
AOI	Кут входу потоку на соплові лопатки 1-й ст.	град
All	Кут виходу потоку із сопел 1-й ступеня	град
CP	Середня питома теплоємність газу в турбіні	кДж/(кг/К)
D11	Середній діаметр на виході із соплового апарата 1-го ступеня	м
GAK	Кореневе значення кута розкриття проточної частини у кореня лопаток	град
D11	Середній діаметр на виході із соплового апарата 1-го ступеня	м
GAK	Кореневе значення кута розкриття проточної частини у кореня лопаток	град
GAP	Периферійне значення кута розкриття проточної частини в кореня лопаток	град
GH	Витрата газу на вході в турбіну	кг/с
NT	Значення частоти обертання вала	об/хв.
P03	Повний тиск газу на вході в турбіну	МПа
P23	Повний тиск газу на виході з турбіни	МПа

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						43

Продовж. табл.1.12

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
R	Газова постійна робочого газу	кДж/(кг/К)
T03	Температура загальмованого потоку на вході	К
T23	Температура загальмованого потоку на виході	К
TBV	Температура охолодного повітря на вході в охолоджувачі лопатки	К
UM	Механічний КПД турбіни	
<i>Масиви перемінних</i>		
A(Z)	Значення коефіцієнта А по ступенях	
DR(Z)	Відносний радіальний зазор між робочими лопатками і корпусом турбіни	град
GEC(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження соплових лопаток	
GER(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження робочих лопаток	
PCI (Z)	Швидкісний коефіцієнт соплової решітки	
PFI (Z)	Швидкісний коефіцієнт робочої решітки	
ROK (Z)	Ступінь реактивності ступеня в корні	
TC(Z)	Відносний крок лопаток у соплових решітках	
TDC(Z)	Припустима температура металу соплових лопаток	К
TDP(Z)	Припустима температура металу робочих лопаток	К
A1	Кут виходу потоку із соплових решіток	град.
A2	Кут виходу потоку зі ступеня у відносному русі	град.
AUI	Кут установки соплових лопаток у решітках	град.
B1	Кут виходу потоку на робочі лопатки в відносному русі	град.
B2	Кут виходу потоку газу з робочих решіток	град.
BCI	Осьова ширина соплових решіток	м
BPI	Осьова ширина робочих решіток	м
BUI	Кут установки робочих лопаток у решітках	град.
C1	Дійсна швидкість виходу потоку із сопла	м/с
C2	Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки	м/с
DCO	Середній діаметр на вході в ступінь	м
DC1	Середній діаметр на виході із сопла	м
DC2	Середній діаметр на виході з робочих решіток	м
E1	Внутрішній ККД ступеня	
EU	Окружний ККД ступеня	
GOXC	Витрата повітря на охолодження соплових решіток	кг/с

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						44

Продовж. табл. 1.12

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
GOXP	Витрата повітря на охолодження робочих решіток	кг/с
HAD	Теплоперепад у ступені	кДж/кг
HVD	Дійсна характеристика U1/C1 ступеня	
HVOP	Оптимальне значення характеристики U1/C1 для ступеня	
LAMC1	Газодинамічна функція	
LCI	Висота соплових решіток	м
LPI	Висота робочих решіток	м
N1	Внутрішня потужність ступеня	кВт
PO	Тиск загальмованого потоку перед ступенем	МПа
PI	Статичний тиск у потоці на виході з сопла	МПа
P2	Статичний тиск у потоці за ступенем	МПа
P23	Тиск загальмованого потоку за ступенем	МПа
SCI	Осьовий зазор за сопловими решітками	м
SPI	Осьовий зазор за робочими решітками	м
TO	Температура гальмування потоку перед ступенем	К
TI	Статична температура потоку на виході з сопла	К
T2	Статична температура потоку за ступенем	К
T23	Температура гальмування потоку за ступенем	К
TCI	Крок соплових ґрат	м
TPI	Крок робочих ґрат	м
U2	Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочими решітками	м/с
W1	Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки	м/с
W2	Швидкість потоку на виході з робочих решіток у відносному русі	м/с
ZC	Число лопаток соплової решітки	
ZP	Число лопаток робочої решітки	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						45

Розрахунок: ТВД ГТД $N_e=16000$ кВт для компресорної станції

ВИХІДНІ ДАННІ ПО СТУПЕНЯМ

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ТУРБІНИ

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКУ ПО СТУПЕНЯМ

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПІНЕЙ, ВИТРАТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО ПОВІТРЯ

ЕЛЕМЕНТИ ТРИКУТНИКІВ ШВИДКОСТЕЙ

КР.142.6231_М.09.01.ПЗ.

Продовж. табл.1.13

B2, ГРАД	19.05	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	479.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	87.94	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	156.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	447.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КІЛЬЦЕВИХ РЕШІТОК

DC0, М	0.8880	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.8880	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0262	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0535	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0112	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	37.86	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TCI, М	0.0321	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0244	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.0616	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	0.8880	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0090	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	64.97	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI, М	0.0201	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	40	0	0	0	0	0
ZP	86	0	0	0	0	0

ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПІНЕЙ

EU	0.8751	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8627	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, кВт	14815.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.		Арк.		
							47		

М 1:1 Масштаб швидкостей 1мм = 5 м/с

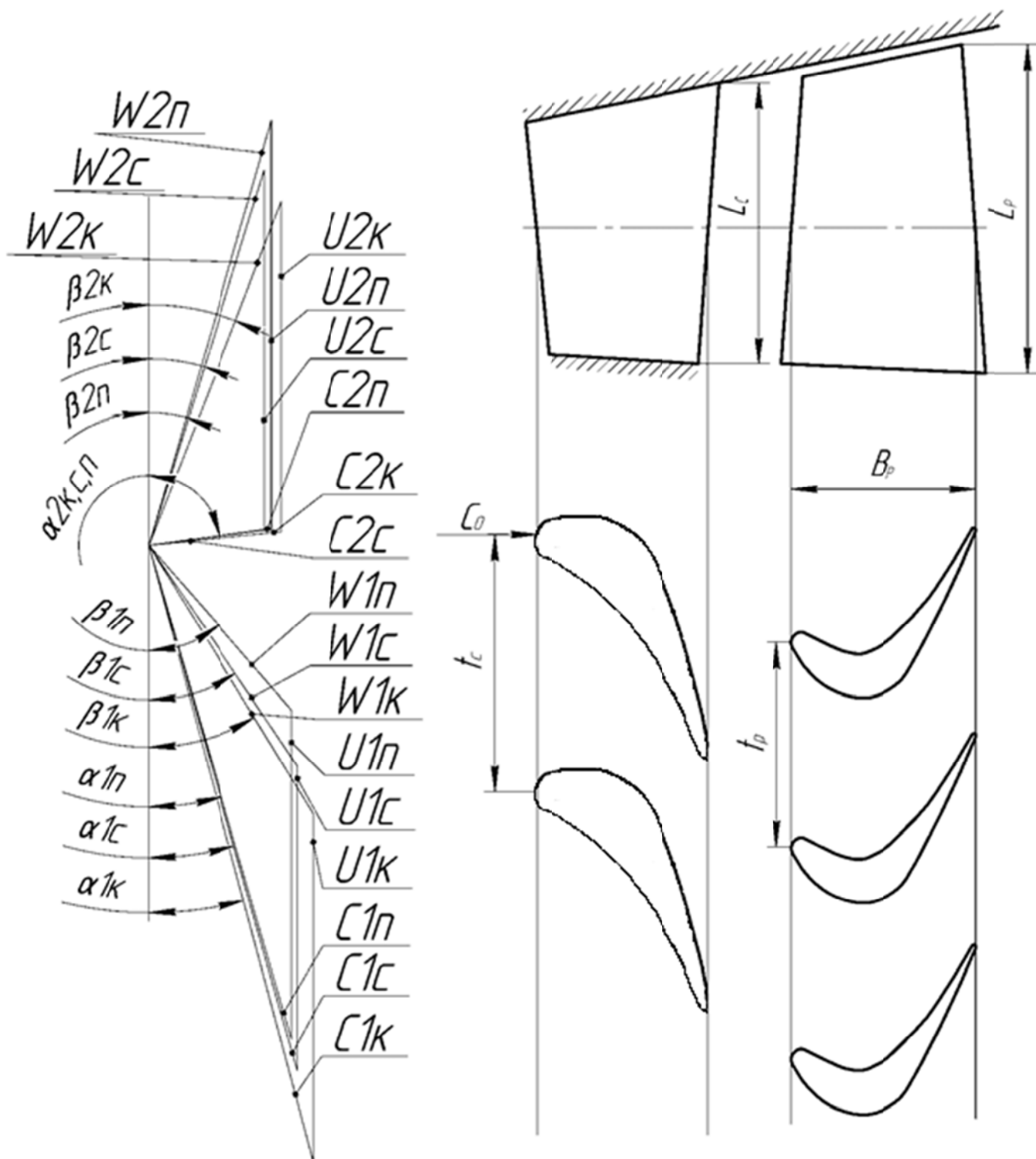


Рисунок 1.14 – Ескіз проточної частини ТВТ і трикутники швидкостей

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

Таблиця 1.14 – Елементи трикутників швидкостей та геометричні характеристики решіток

Назва величини	Значення
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	14
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел C_1 , м/с	683,1
3. Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі β_1 , град	37,53
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку W_1 , м/с	271,3
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами U_1 , м/с	447,6
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	87,94
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки C_2 , м/с	156,6
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	19,05
9. Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочими решітками U_2 , м/с	447,6
10. Шаг соплової решітки t_c , м	0,0321
11. Число лопаток соплової решітки Z_c	40
12. Шаг робочої решітки t_p , м	0,0201
13. Число лопаток робочої решітки Z_p	86
14. Висота соплової лопатки L_c , м	0,0535
15. Зазор між сопловою та робочою решітками δ_c , м	0,0112
16. Висота робочої лопатки L_p , м	0,0616

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.					Арк.
										49

Таблиця 1.15 – Термодинамічний розрахунок осьової газової турбіни ТНТ

Термодинамічний розрахунок осьової газової турбіни

студент: гр.6231м Прудніков І. А.

Розрахунок: ТНТ ГТД Ne=16000 кВт для компресорної станції

.....Z.....XC.....XR.....GN.....NT.....D11					
			кг/с	об/мин	м
1	0	0	54.170	7680.0	0.8880
.....P03.....T03.....P23.....T23.....TBV.....UM					
МПа	К	МПа	К	К	
0.7883	1136.0	0.3898	973.2	727.2	0.995
.....CP.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAR					
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град
1.1833	0.288	90.00	20.00	5.00	5.00

ВИХІДНІ ДАННІ ПО СТУПЕНЯМ

.....1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст.						
A (Z)	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
FI (Z)	0.980	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
PCI (Z)	0.970	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
TC (Z)	0.750	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
ROK (Z)	0.100	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
DR (Z)	0.004	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
TDC (Z)	1110.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TDP (Z)	1110.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
GEC (Z)	0.022	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
GER (Z)	0.022	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ТУРБІНИ

1.ІЗОЕНТРОПІЙНИЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОВНИМ ПАРАМЕТРАМ, кДж/кг	211.74
2.НАЯВНИЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, кДж/кг	232.70
3.ЕФЕКТИВНА ПОТУЖНІСТЬ ТУРБІНИ, кВт	15622.68
4.ВНУТРІШНІЙ ККД ЗА ПАРАМЕТРАМИ ГАЛЬМУВАННЯ	0.9000
5.РОЗРАХУНКОВА ЧАСТОТА ОБЕРТАННЯ, об/хв	7610.7

ПАРАМЕТРИ ПОТОКУ ПО СТУПЕНЯМ

.....1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст.						
T0, К	1136.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P0, МПа	0.7883	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T1, К	990.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.4374	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	951.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.3616	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	969.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.3898	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПІНЕЙ, ВИТРАТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО ПОВІТРЯ

HAD, кДж/кг	232.27	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.9621	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.6079	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.6079	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.2271	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ЕЛЕМЕНТИ ТРИКУТНИКІВ ШВИДКОСТЕЙ

A1, ГРАД	20.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C1, М/С	587.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	45.87	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	279.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1, М/С	357.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					Арк.
									50
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Продовж. табл.1.15

B2, ГРАД	29.47	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	415.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	88.58	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	204.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	357.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КІЛЬЦЕВИХ РЕШІТОК

DC0, М	0.8880	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.8880	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0441	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0880	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0189	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	39.94	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TCI, М	0.0517	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0351	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.1010	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	0.8880	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0151	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	65.85	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI, М	0.0266	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	45	0	0	0	0	0
ZP	100	0	0	0	0	0

ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПІНЕЙ

EU	0.8985	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8658	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, КВТ	10622.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
					КР.142.6231м.09.01.ПЗ.			Арк.
								51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

М 1:1 Масштаб швидкостей 1 мм=10 м/с

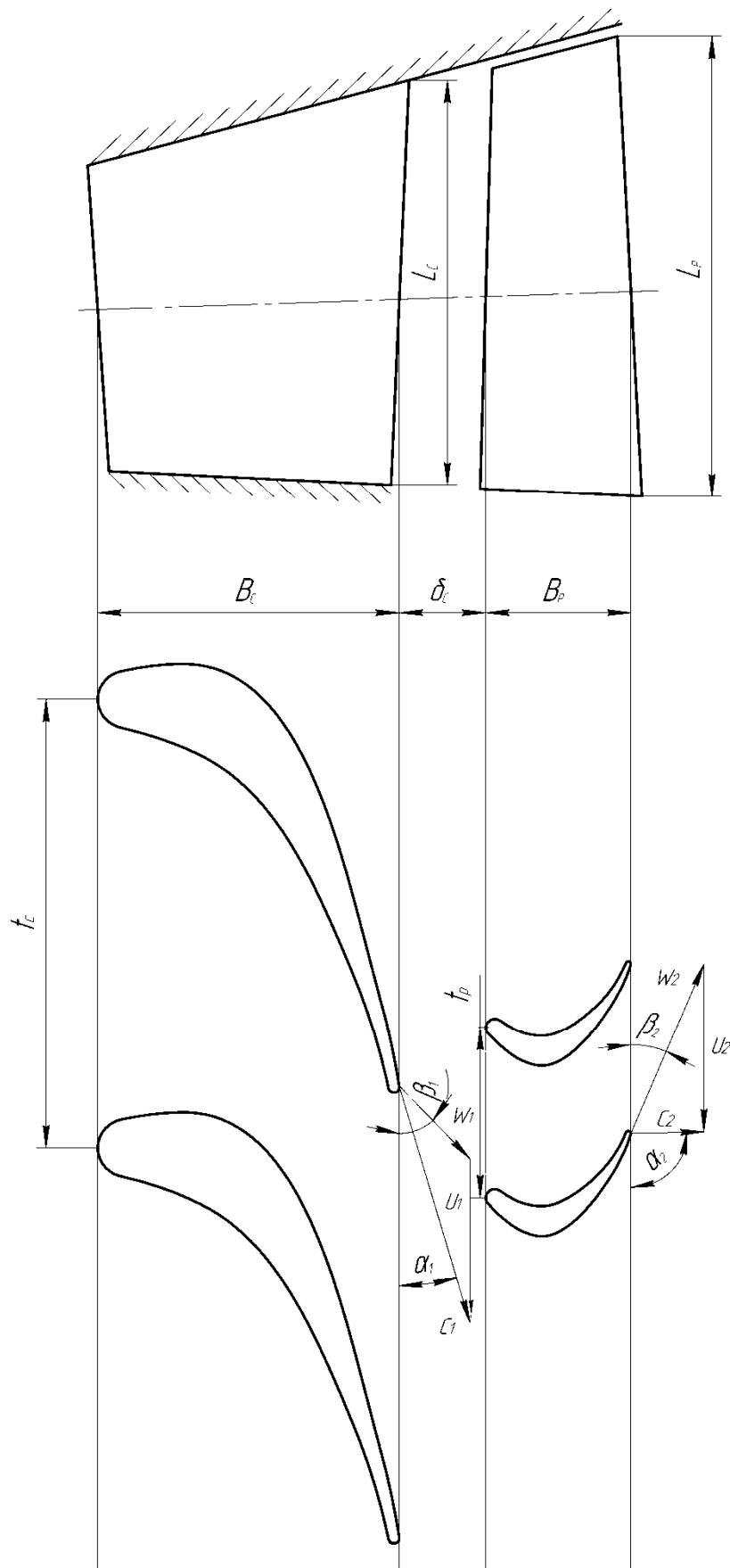


Рисунок 1.15 – Ескіз проточної частини ТНТ трикутників швидкостей

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

КР.142.6231м.09.01.ПЗ.

Арк.

52

Таблиця 1.16 - Елементи трикутників швидкостей та геометричні характеристики решіток

Назва величини	Значення
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	20
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел C_1 , м/с	587,2
3. Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі β_1 , град	45,87
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку W_1 , м/с	279,8
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами U_1 , м/с	357,0
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	88,58
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки C_2 , м/с	204,7
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	29,47
9. Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочими решітками U_2 , м/с	357,0
10. Шаг соплової решітки t_c , м	0,0517
11. Число лопаток соплової решітки Z_c	45
12. Шаг робочої решітки t_p , м	0,0266
13. Число лопаток робочої решітки Z_p	100
14. Висота соплової лопатки L_c , м	0,088
15. Зазор між сопловою та робочою решітками δ_c , м	0,0189
16. Висота робочої лопатки L_p , м	0,1010

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.					Арк.
										53
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Розрахунок: ТН ГТД Ne=16000 кВт для компресорної станції

.....Z.....XC.....XR.....GH.....NT.....D11					
			кг/с	об/мин	м
3	0	0	54.580	5300.0	0.9680
.....P03.....T03.....P23.....T23.....ТВВ.....UM					
МПа	К	МПа	К	К	
0.3878	972.0	0.1028	711.6	727.2	0.995
.....CP.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAR					
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град
1.3415	0.288	90.00	20.00	20.00	20.00

	1ct	2ct	3ct	4ct	5ct	6ct
A (Z)	0.80	1.05	1.15	0.00	0.00	0.00
FI (Z)	0.975	0.975	0.975	0.000	0.000	0.000
PCI (Z)	0.960	0.965	0.965	0.000	0.000	0.000
TC (Z)	0.750	0.750	0.750	0.000	0.000	0.000
ROK (Z)	0.044	0.047	0.048	0.000	0.000	0.000
DR (Z)	0.001	0.001	0.001	0.000	0.000	0.000
TDC (Z)	1110.0	1110.0	1110.0	0.0	0.0	0.0
TDP (Z)	1110.0	1110.0	1110.0	0.0	0.0	0.0
GEC (Z)	0.022	0.012	0.012	0.000	0.000	0.000
GEP ()	0.022	0.012	0.012	0.000	0.000	0.000

1.ІЗОЕНТРОПІЙНИЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОВНИМ ПАРАМЕТРАМ,кДж/кг	315.38
2.НАЯВНИЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД,кДж/кг	331.86
3.ЕФЕКТИВНА ПОТУЖНІСТЬ ТУРБІНИ,кВт	16.0046
4.ВНУТРІШНІЙ ККД ЗА ПАРАМЕТРАМИ ГАЛЬМУВАННЯ	0.8880
5.РОЗРАХУНКОВА ЧАСТОТА ОБЕРТАННЯ,об/хв	5300.0

	1ст.	2ст.	3ст.	4ст.	5ст.	6ст.
T0, К	972.0	876.0	782.0	0.0	0.0	0.0
P0, МПа	0.3827	0.2450	0.1514	0.0000	0.0000	0.0000
T1, К	919.95	826.74	745.44	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.2988	0.1890	0.1217	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	869.67	774.37	704.96	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.2425	0.1480	0.0991	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	876.00	782.00	712.00	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.2484	0.1532	0.1028	0.0000	0.0000	0.0000

HAD, кДж/кг	88.50	116.15	137.23	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.5384	0.6040	0.5454	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.8415	0.7780	0.9067	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.8415	0.9640	1.5381	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.4417	0.4825	0.5062	0.0000	0.0000	0.0000

A1, ГРАД	13.39	15.88	21.45	0.00	0.00	0.00
C1, М/С	366.3	356.0	309.4	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	41.45	52.05	82.48	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	128.1	123.6	114.1	0.0	0.0	0.0
U1, М/С	260.3	266.4	273.0	0.0	0.0	0.0

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	3.ЕФЕКТИВНА ПОТУЖНІСТЬ ТУРБІНИ, кВт	16.0046
					4.ВНУТРІШНІЙ ККД ЗА ПАРАМЕТРАМИ ГАЛЬМУВАННЯ	0.8880
					5.РОЗРАХУНКОВА ЧАСТОТА ОБЕРТАННЯ, об/хв	5300.0
ПАРАМЕТРИ ПОТОКУ ПО СТУПЕНЯМ						
.....1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст.						
T0, К 972.0 876.0 782.0 0.0 0.0 0.0						
P0, МПа 0.3827 0.2450 0.1514 0.0000 0.0000 0.0000						
T1, К 919.95 826.74 745.44 0.0 0.0 0.0						
P1, МПа 0.2988 0.1890 0.1217 0.0000 0.0000 0.0000						
T2, К 869.67 774.37 704.96 0.0 0.0 0.0						
P2, МПа 0.2425 0.1480 0.0991 0.0000 0.0000 0.0000						
T23, К 876.00 782.00 712.00 0.0 0.0 0.0						
P23, МПа 0.2484 0.1532 0.1028 0.0000 0.0000 0.0000						
ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПІНЕЙ, ВИТРАТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО ПОВІТРЯ						
HAD, кДж/кг 88.50 116.15 137.23 0.00 0.00 0.00						
LAMC1 0.5384 0.6040 0.5454 0.0000 0.0000 0.0000						
HVD 0.8415 0.7780 0.9067 0.0000 0.0000 0.0000						
HVOP 0.8415 0.9640 1.5381 0.0000 0.0000 0.0000						
GOXC, кг/с 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00						
GOXP, кг/с 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00						
ROM 0.4417 0.4825 0.5062 0.0000 0.0000 0.0000						
ЕЛЕМЕНТИ ТРИКУТНИКІВ ШВИДКОСТЕЙ						
A1, ГРАД 13.39 15.88 21.45 0.00 0.00 0.00						
C1, М/С 366.3 356.0 309.4 0.0 0.0 0.0						
B1, ГРАД 41.45 52.05 82.48 0.00 0.00 0.00						
W1, М/С 128.1 123.6 114.1 0.0 0.0 0.0						
U1, М/С 260.3 266.4 273.0 0.0 0.0 0.0						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	
					Арк. 54	

Продовж. табл.1.17

B2, ГРАД	15.41	18.50	23.73	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	337.2	344.2	302.6	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	54.13	61.22	88.11	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	110.6	124.6	121.8	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	261.9	268.0	275.8	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КІЛЬЦЕВИХ РЕШІТОК

DC0, М	0.9240	0.9500	0.9754	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.9680	0.9880	0.9970	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0586	0.0667	0.1002	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.1920	0.2320	0.2730	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0201	0.0152	0.0167	0.0000	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	57.80	44.78	55.84	0.00	0.00	0.00
TCI, М	0.0523	0.0714	0.0915	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0622	0.0631	0.0949	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.2100	0.2460	0.2810	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	0.9440	0.9660	0.9940	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0161	0.0122	0.0134	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	45.04	51.93	40.71	0.00	0.00	0.00
TRI, М	0.0681	0.0637	0.1273	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	54	54	54	0	0	0
ZP	66	66	66	0	0	0

ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПІНЕЙ

EU	0.9216	0.9268	0.9258	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8949	0.8764	0.8104	0.0000	0.0000	0.0000
NI, КВТ	5927.9	5804.4	4322.4	0.0	0.0	0.0

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ.		Арк.		
							55		

M 1:2 Масштаб швидкостей 1 мм=10 м/с

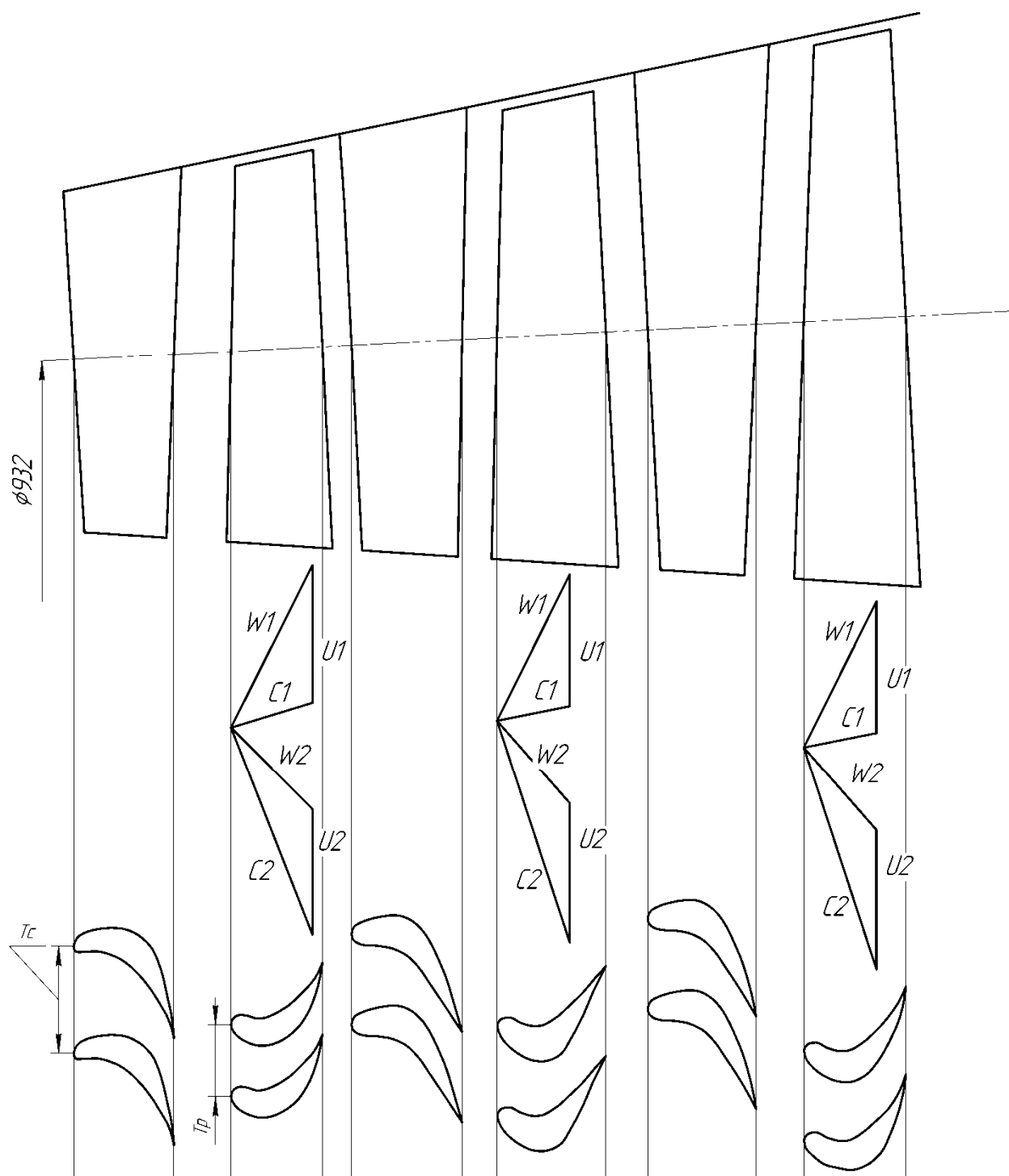


Рисунок 1.16 – Ескіз проточної частини ТН та трикутники швидкостей

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

КР.142.6231м.09.01.ПЗ.

Таблиця 1.18 - Елементи трикутників швидкостей та геометричні характеристики решіток

Назва величини	Значення		
	I ст.	II ст.	III ст.
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	13,39	15,88	21,45
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел C_1 , м/с	366,3	356,0	309,4
3. Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі β_1 , град	41,45	52,05	82,48
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку W_1 , м/с	128,1	123,6	114,1
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами U_1 , м/с	260,3	266,4	273,0
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	54,13	61,22	88,11
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки C_2 , м/с	110,6	124,6	121,8
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	15,41	18,50	23,73
9. Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочими решітками U_2 , м/с	261,9	268,0	275,8
10. Шаг соплової решітки t_c , м	0,0523	0,0714	0,0915
11. Число лопаток соплової решітки Z_c	54	54	54
12. Шаг робочої решітки t_p , м	0,0681	0,0637	0,1273
13. Число лопаток робочої решітки Z_p	66	66	66
14. Висота соплової лопатки L_c , м	0,192	0,232	0,273
15. Зазор між сопловою та робочою решітками δ_c , м	0,0201	0,0152	0,0167
16. Висота робочої лопатки L_p , м	0,210	0,246	0,292

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

					КР.142.6231м.09.01.ПЗ.	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

2 Конструювання і конструктивні розрахунки

2.1 Опис пристрою і роботи ГТА

До складу проектованого ГТА входять:

- газотурбінний двигун;
- нагнітач газу.

Газотурбінний двигун складається з газогенератора і трьохступінчатої турбіни нагнітача газу, трубчасто-кільцевої камери згоряння і газовідводу.

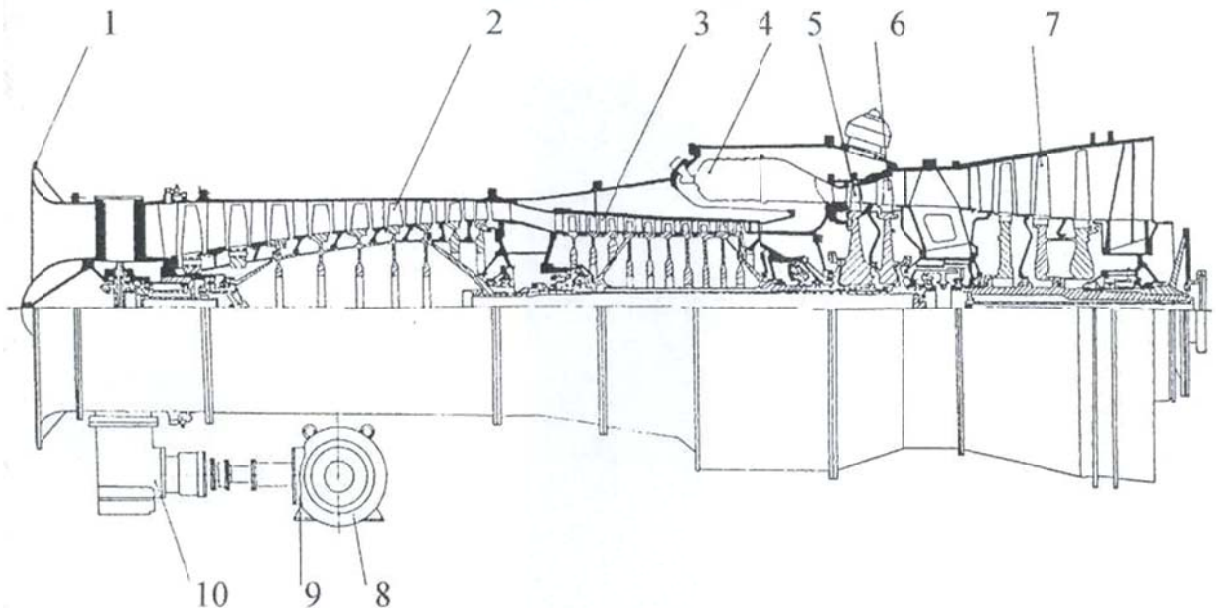


Рисунок 2.1 – Конструктивна схема двигуна:

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

Газогенератор складається з двох осьових компресорів, які приводяться в обертання двома незалежними турбінами. Компресора і їхні турбіни, що приводять, утворюють два кінематично не пов'язаних між собою каскади. КНТ і ТНТ утворюють каскад низького тиску. Турбіна нагнітача є силовою і кінематично не пов'язана з каскадами низького і високого тиску. Спалювання палива здійснюється в протитоковій камері згоряння трубчасто-кільцевого типу, що складається з 18 жарових труб розташованих по колу уздовж осі Двигуна й ув'язаних у загальний кожух. Двигун на рамі закріплений за допомогою гнучких опор і фіксаторів, що перешкоджають переміщенню Двигуна в поперечному напрямку. Гаряча частина

Підпис і дата																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
---------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

двигуна закрита теплоізолюваним кожухом, призначення якого - зменшити тепло-
відвід у приміщення від частин двигуна, що нагріваються під час роботи. Кожух
являє собою каркасно-панельну конструкцію. Каркас виготовлено з поперечних
арок і подовжніх зв'язків.

Панелі до каркасу кріпляться гвинтами і гумовими прокладками, що ущіль-
нюють. Панелі двостінні з ізоляцією у середині. На верхній частині кожуха розта-
шовано патрубок для підведення охолоджуючого повітря до двигуна. Кожух дви-
гуна і зовнішній кожух газовідводу з'єднані між собою в районі силової турбіни і
являють собою єдине покриття гарячої частини двигуна, під яким проходить охо-
лоджене повітря. Рама двигуна і кожух газовідводу з'єднані з фундаментом станції.
Нагнітач природного газу виконаний двоступінчастим (повнонапірним) в одному
циліндрі з одним вертикально розташованим розніманням. Уся ходова частина на-
гнітача, а також ротор, лабіринті торцеві ущільнення, підшипники скомпоновані у
єдиний пакет, встановлений у корпус нагнітача.

Елементи проточної частини нагнітача не мають горизонтального розніман-
ня. Що дозволяє забезпечити високу надійність і ремонтпридатність устаткуван-
ня.

Системи масляна, регулювальна, керування, захисту і сигналізації нагнітача є
загальними для усього газоперекачувального агрегату.

Марка нагнітача: ЦКМ 520-21-1

Об'ємна продуктивність при умовах усмоктування - 528 м³/хв.

Кінцевий тиск - 5,9 МПа

Початкові параметри: температура - 15°C;

тиск-3,866 МПа

Споживана потужність - 15,9 МВт

Номінальна частота обертання - 5300 об/хв.

Габарити блоку нагнітача: довжина - 4,09 м;

ширина - 3,20м;

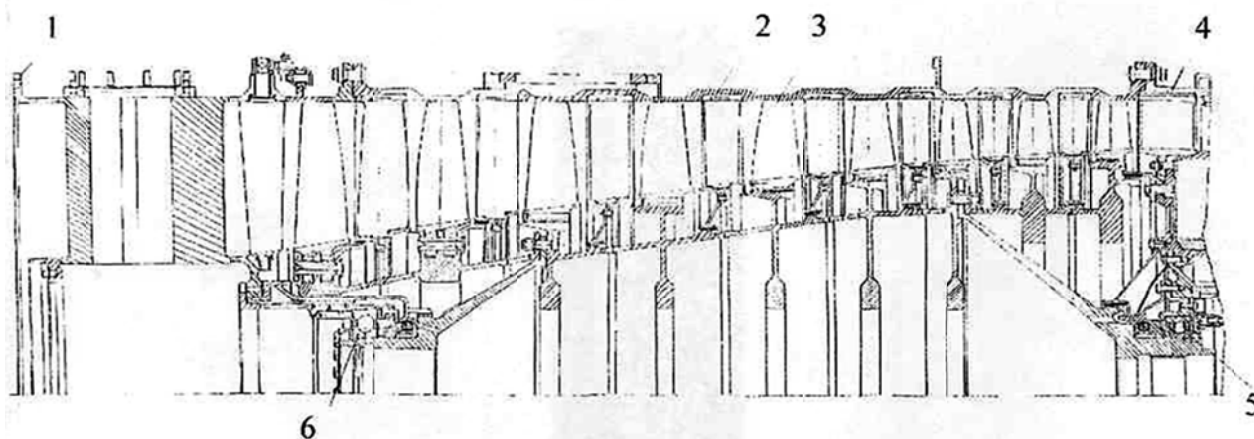
висота -3,4м

Маса блоку нагнітача - 37,5 т.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					Арк.
										60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

2.1.1.1 Компрессор низького тиску

Компресор низького тиску - осьовий, восьмиступінчатий, складається з обтічника зовнішнього, обтічника внутрішнього, проставки, конуса корпусу переднього, корпуси КНТ, ротора КНТ, встановленого на передній і задній опорах.



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

Корпус передній призначений для розміщення передньої опори ротора КНТ, центрального приводу, вхідного направляючого апарату (ВНА), нижньої і передньої коробок приводів.

До фланця внутрішньої стінки кріпиться пружний корпус опори, в який встановлюється кульковий підшипник передньої опори КНТ.

Через верхню і нижню стійки проходять ресори верхньої і нижньої коробок приводів, встановлених на фланцях кріплення, через верхню похилу стійку пода-

Підпис і дата		1 - передній корпус; 2 - корпус компресора низького тиску; 3 - ротор КНТ; 4 - перехідник; 5 - задня опора; 6 - передня опора					
Інв. № дубл.		Зовнішній і внутрішній обтічники з проставкою утворюють вхідний пристрій, що плавно підводить повітря в проточну частину компресора. Обтічники є профільованими стінками і кріпляться до конуса несучого за допомогою центрального болта.					
Взам. інв. №		Корпус передній призначений для розміщення передньої опори ротора КНТ, центрального приводу, вхідного направляючого апарату (ВНА), нижньої і передньої коробок приводів.					
Підпис і дата		Корпус передній складається із стінки зовнішній, стінки внутрішньої, жорстко сполучених між собою стійками.					
Інв. № подл.		До фланця внутрішньої стінки кріпиться пружний корпус опори, в який встановлюється кульковий підшипник передньої опори КНТ.					
		Через верхню і нижню стійки проходять ресори верхньої і нижньої коробок приводів, встановлених на фланцях кріплення, через верхню похилу стійку пода-					
						КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк.
							61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Апарат вхідний направляючий (ВНА) призначений для забезпечення подачі повітря під необхідним кутом на перший ступінь робочих лопаток ротора КНТ з метою поліпшення роботи компресора на пускових і номінальних режимах складається з 3-х рядів поворотних лопаток і механізму повороту.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	сунок. На кульковий підшипник опори КНТ масло подається через отвір. У форсунці виконаний отвір для подачі масла на підшипники горизонтальної шестерні. Для мастила і охолодження кулькового підшипника вертикальної шестерні і шліців горизонтальної шестерні масло з корпусу приводу подається в трубу підведення масла. З метою збільшення запасів стійкості КНТ на низьких режимах в нульовому ступені застосований антизривний пристрій, для цієї ж мети за шостим ступенем встановлено два клапани підбурювання з проточної частини в атмосферу. Вживання цих пристроїв забезпечує заданий запас стійкості ТКНТ. Апарат вхідний направляючий (ВНА) призначений для забезпечення подачі повітря під необхідним кутом на перший ступінь робочих лопаток ротора КНТ з метою поліпшення роботи компресора на пускових і номінальних режимах складається з 3-х рядів поворотних лопаток і механізму повороту.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ. Арк. 62

Механізм повороту здійснює одночасний поворот лопаток на необхідний кут в залежності тиску повітря за КВТ.

Механізм повороту ВНА складається з пневмоциліндру, кільця рухомого з сферами і важелями, на яких кільце переміщає по доріжці, виконаній на зовнішній стінці переднього корпусу. Сфери кільця рухомого охоплюються важелями, жорстко закріпленими на цапфах лопаток. Цапфи лопаток з надітими на них втулками розташовані в отворах зовнішньої і внутрішньої стінок переднього корпусу. При переміщенні кільця рухомого, встановленого на ньому, сфери повертають важіль і лопатки на заданий кут.

Плавний поворот лопаток здійснюється пневмоциліндром, який передає зусилля стислого повітря, що підводиться через останній ступінь КВТ на кільце рухоме ВНА. Пневмоциліндр працює в діапазоні тиску повітря за КВТ рівному 0,68 - 1,07 МПа (6,8 -10,7 кгс/см²), що відповідає повороту ВНА від мінус 15° до +10°. Положення лопаток контролюється за шкалою.

Пневмоциліндр складається з циліндра керівника і циліндра силового, з'єднаного в одному корпусі.

При тиску в проточній частині за КВТ вище 0,68 МПа (6,8 кгс/см²) поршень керівник циліндра переміщається і закриває отвір. Повітря з проточної частини через отвір поступає в порожнину силового поршня і переміщає його, стискаючи поворотну пружину, рівно настільки, наскільки пересувається управляючий поршень.

При тиску в проточній частині за КВТ 1,07 МПа (10,7 кгс/см²) силовий поршень стає на упор. Це положення відповідає положенню стрілки +10° і контролюється сигналізатором.

При зниженні тиску в проточній частині управляючий поршень переміщається у зворотному напрямі, а силовий поршень слідує за ним під дією поворотної пружини.

Сигналізатори пов'язані з кільцем рухомим через кронштейн пружинні штовхачі. Положення ВНА мінус 15° і +10° контролюється на пульті оператора САУ.

Перед надходженням в пневмоциліндр повітря проходить через блок очищення і охолодження системи пневмоуправління.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					

Блок очищення і охолодження призначений для очищення охолодження повітря, що поступає через КВТ в циліндр механізму повороту направляючих апаратів.

Блок очищення і охолодження складається з двох обребрених корпусів. Корпус охолоджує повітря, корпус з сітчастим фільтром охолоджує очищене повітря, що поступає через КВТ в циліндр механізму повороту.

При роботі двигуна і середньодобовій температурі зовнішнього повітря нижче $+5^{\circ}\text{C}$ з блоку очищення передбачається злив конденсату в проточну частину КНТ через дренажний штуцер. При цьому злив через отвір в штуцері забезпечується установкою гвинта завдовжки 9 мм в отвір із стрілкою. При середньодобовій температурі зовнішнього повітря вище $+5^{\circ}\text{C}$ зливний отвір перекривається гвинтом завдовжки 13 мм.

Корпус КНТ призначений для розміщення випрямляючих апаратів, які розміщені в циліндрових проточках корпусу.

Випрямляючий апарат складається із зовнішнього і внутрішнього, кілець, сполучених між собою лопатками.

В Т-образних проточках корпусу над робочими лопатками знаходяться вставки, що запобігають торканню робочих лопаток ротора КНТ.

В районі робочих лопаток сьомого ступеня в корпусі КНТ виконані різьбові отвори, закритими заглушками. Отвори використовуються для заземлення ротора при проведенні зварювальних робіт.

Ротор КНТ призначений для перетворення кінетичної енергії, отриманої від обертання ТНТ, в енергію потоку повітря, що проходить через компресор.

Ротор КНТ - барабанно-дискової конструкції, складається з восьми дисків з робочими лопатками, цапфи-диска, цапфи задньої ротора КНТ.

Диски ротора першого - третього ступенів і цапфа-диск виконані разом. Диски четвертого - восьмого ступенів сполучені в барабан четвертого - восьмого ступенів.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					

Робочі лопатки в дисках першого - третього ступенів закріплені шарнірно, в дисках четвертого - восьмого ступенів - за допомогою замка типу "ластівчин хвіст".

Ротор КНТ встановлений на двох опорах. В опорі передньої ротора КНТ розташований кульковий радіально - упорний підшипник, в опорі задньої ротора КНТ - радіальний роликовий підшипник. Передня опора встановлена в передньому корпусі, задня - в корпусі перехідника.

Передача моменту, що крутить, від ТНТ до КНТ здійснюється за допомогою шліцевого з'єднання валу ТНТ і цапфи задньої ротора КНТ.

Осьова фіксація ротора ТНТ здійснюється гайкою з втулкою стопорної.

2.1.1.2 Компресор високого тиску

Компресор високого тиску - десятиступінчатий призначений для остаточного стиснення повітря і подачі його в камеру згоряння.

КВТ складається з перехідника, корпусу КВТ, ротора КВТ корпусу заднього.

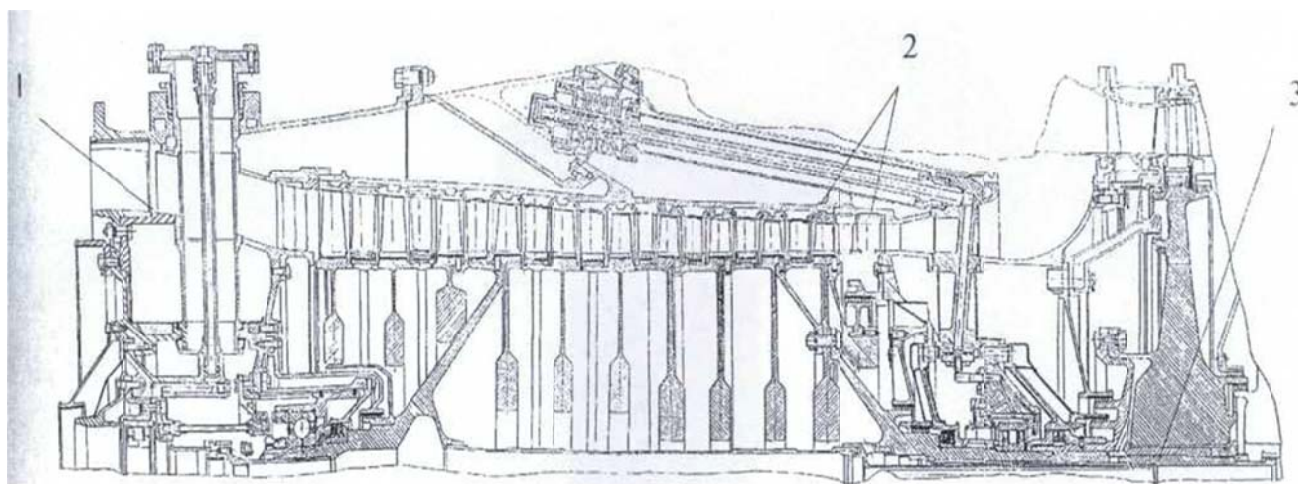
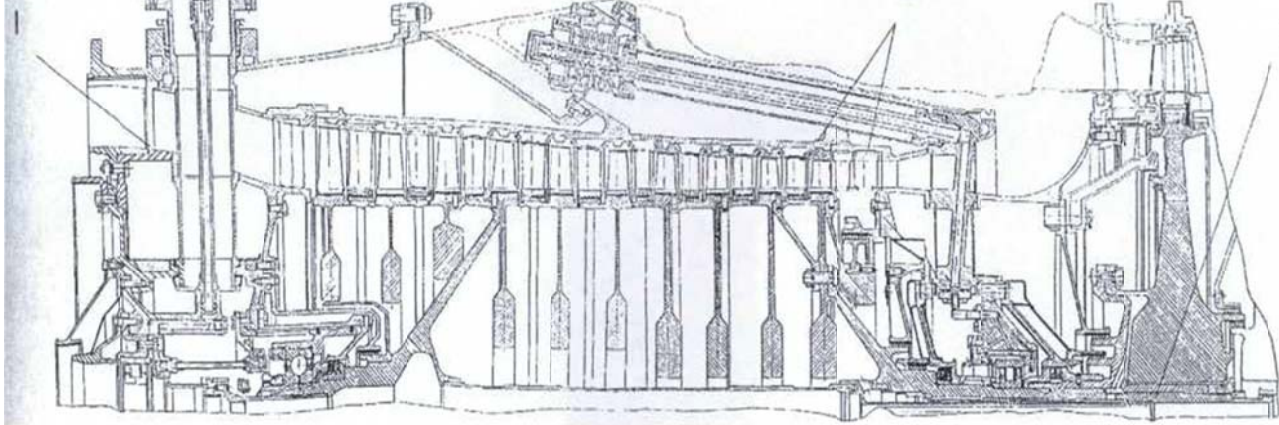


Рисунок 2.3 – Компресор високого тиску:

1 - перехідник; 2 — корпуса КВТ; 3 — ротор турбокомпресора високого тиску

Перехідник призначений для забезпечення плавного підведення повітря в КВТ, а також для установки в ньому задньої опори ротора КНТ з упорним підшипником ковзання і передньої опори ротора КВТ. Перехідник складається із стінки зовнішньої і стінки внутрішньої, сполучених рядом лопаток випрямляючого апарату на виході з КНТ і рядом лопаток направляючого апарату КВТ.

Підпис і дата	Інв. № дубл.					3
Взам. інв. №	Рисунок 2.3 – Компресор високого тиску: 1 - перехідник; 2 — корпуса КВТ; 3 — ротор турбокомпресора високого тиску					
Підпис і дата	Перехідник призначений для забезпечення плавного підведення повітря в КВТ, а також для установки в ньому задньої опори ротора КНТ з упорним підшипником ковзання і передньої опори ротора КВТ. Перехідник складається із стінки зовнішньої і стінки внутрішньої, сполучених рядом лопаток випрямляючого апарату на виході з КНТ і рядом лопаток направляючого апарату КВТ.					
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк. 65

На змащування і охолодження підшипників опор КНТ і КВТ, розташованих в перехіднику, масло потрапляє через штуцер підведення масла, фільтр масляний, трубу підведення масла.

Через канали масло підводиться до задньої опори ротора КНТ і до упорного підшипника ковзання КВТ.

По трубці і каналам масло підводиться до підшипника передньої опори ротора ТКВТ і в масляний демпфер.

Через штуцер оглядається проточної частини КВТ.

Між рядами лопаток розташовані:

- патрубок для суфлірування масляної порожнини і проходу труби підведення масла;

- патрубок для суфлірування масляної порожнини;

- патрубок для зливу масла з масляної порожнини перехідника;

- патрубок зливу масла;

- штуцери відбору повітря на підпір лабіринтів заднього корпусу;

- отвір відбору повітря на потреби об'єкту.

Корпус КВТ призначений для кріплення апаратів спрямляючих на виході з КНТ. До корпусу КВТ кріпиться корпус задній.

Ротор турбокомпресора високого тиску барабанно-дискової конструкції складається з цапфи передньої КВТ, дисків КВТ, лопаток робочих КВТ, цапфи задньої КВТ, до якої за допомогою шліцьового з'єднання і гайкою кріпиться цапфа - диск ТВТ.

Робочі лопатки ротора сполучені з дисками за допомогою замка типу "ластівчин хвіст".

Ротор ТКВТ має дві опори: опору передню ротора КВТ демпфовану, з радіально-упорним шарикопідшипником, встановлену в перехіднику і демпфовану опору задню КВТ, з роликовим підшипником, встановлену в корпусі задньому.

Корпус задній є кільцевим дифузором, в якому відбувається зниження швидкості потоку повітря і підвищення тиску перед входом в камеру згоряння. Задній корпус служить для розміщення опори задньої ТКВТ, апарату випрямляючого де-

Інв. № подл.	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк.
	Інв. № дубл.										66
	Взам. інв. №										
	Підпис і дата										

Камера згоряння - протитокова трубчато-кільцевого типу, складається з колектора, трубок підводу, труб жарових, запальників, клапанів і кожуха.

Кожух камери згоряння є частиною силової схеми двигуна і призначений для жорсткого з'єднання корпусу КВТ і ТВТ, створення герметичної порожнини для газоповітряної суміші. На кожусі камери згоряння кріпляться фіксатори для кріплення жарових труб, заглушки люків оглядових, запальники, труба глибокого підбурювання, труба суфлірування, труба підведення охолоджуючого повітря, труба зливу масла і труба підведення масла.

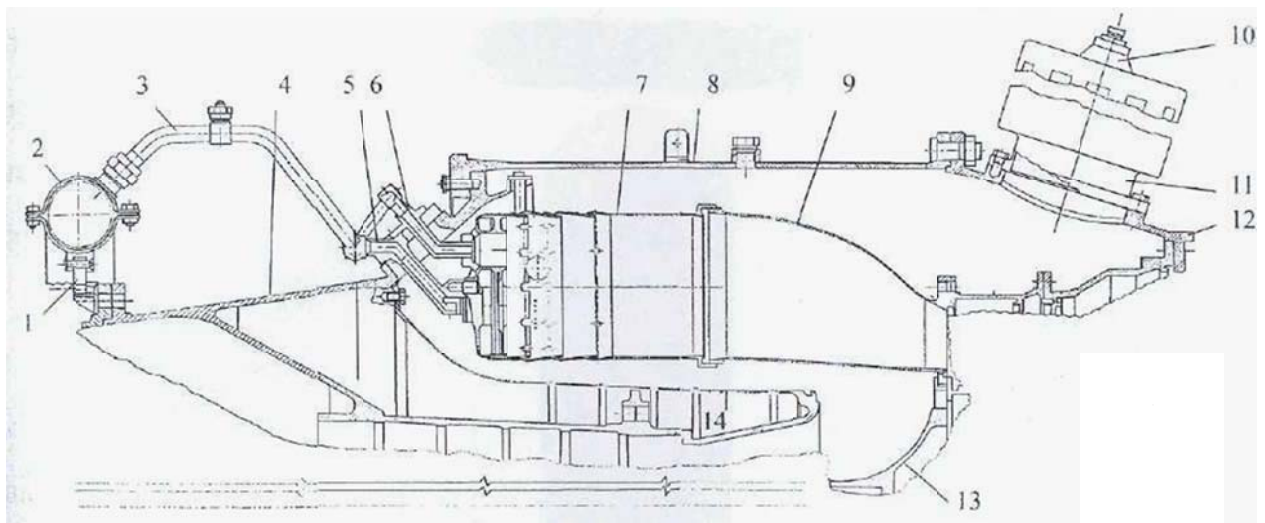


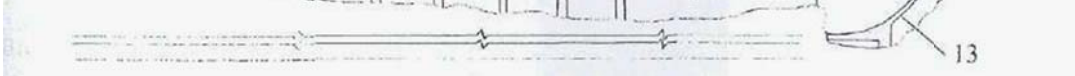
Рисунок 2.4 – Камера згоряння:

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

Кожух призначений для забезпечення газодинаміки проточної частини двигуна і складається з двох кільцевих фланців і тонкостінної оболонки. Переднім кільцевим фланцем кожух кріпиться до корпусу КВТ, заднім спирається на зовнішній фланець дифузора. Кожух виконує роль екрана й формує необхідне поле швидкостей повітряного потоку

Турбінна простака виконана у вигляді конуса з фланцем. Переднім фланцем кріпиться до турбінного фланця кожуха камери згоряння. На ній встановлюються клапани із стаканами. Клапани встановлюються на спеціальних стаканах.

В кільцевому просторі, утвореному кожухом КЗ і кожухом паралельно осі двигуна розташовано 16 жарових труб, сполучених між собою втулками. Перед-

Підпис і дата								
Інв. № дубл.		Рисунок 2.4 – 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						
Взам. інв. №		Кожух призначений для забезпечення газодинаміки проточної частини двигуна і складається з двох кільцевих фланців і тонкостінної оболонки. Переднім кільцевим фланцем кожух кріпиться до корпусу КВТ, заднім спирається на зовнішній фланець дифузора. Кожух виконує роль екрана й формує необхідне поле швидкостей повітряного потоку						
Підпис і дата		Турбінна простака виконана у вигляді конуса з фланцем. Переднім фланцем кріпиться до турбінного фланця кожуха камери згоряння. На ній встановлюються клапани із стаканами. Клапани встановлюються на спеціальних стаканах.						
Інв. № подл.		В кільцевому просторі, утвореному кожухом КЗ і кожухом паралельно осі двигуна розташовано 16 жарових труб, сполучених між собою втулками. Перед-						
							КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк.
								68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

ньою частиною, жарова труба спирається на палець форсунки. Двома фіксаторами жарова труба утримується в осьовому напрямі, забезпечуючи незмінне положення торця жарової труби, щодо ковпачків форсунок. Задньою частиною - обоймою, жарова труба телескопічно входить в кільцевий простір соплового апарату ТВТ, компенсуючи при роботі температурне розширення.

Труба жарова призначена для спалювання паливного газу і утворення газоповітряної суміші, необхідної температури. Жарова труба складається з конусів, змішувача, обойми, стінки, конуса вхідного, трьох завихрювачів, патрубків вогнеперекидного, патрубків вогнепідводного, втулки фіксатора, кільця.

На зовнішній поверхні жарової труби, на стінці, приварені втулки фіксаторів зі сферичними кільцями, у які вставляються бобишки фіксаторів для кріплення жарової труби до корпусу силового КВТ.

Зовні стінки жарової труби охолоджуються повітрям, що рухається в міжтрубному просторі КЗ. Внутрішнє охолодження жарової труби - плівкове. Повітря для створення плівки подається в кільцевий простір між двома конусами через ряд отворів на початку кожного конуса.

Горіння палива відбувається в головній частині жарової труби в потоці газоповітряної суміші, що надходить із першого й другого каналів горілочного пристрою. Продукти згоряння палива - горючі гази в змішувачі перемішуються з повітрям, що поступає через останній ряд великих отворів конуса до необхідної температури.

Дві пари жарових труб (з комплекту) з'єднані між собою патрубками полум'япідвідними, через які від пальників подається полум'я в жарові труби для розпаалу газоповітряної суміші, що надходить із першого каналу горілочного пристрою.

В інших жарових трубах запалення палива здійснюється через патрубків полум'яперебросуючі. Подальша робота камери згоряння від режиму холостого ходу до номінального навантаження виконується по заведеному в систему керування алгоритму з підключенням другого каналу горілочного пристрою.

Температурне розширення жарової труби компенсується телескопічним з'єднанням жарова труба - змішувач.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.								Арк. 69

Для збільшення ресурсу жарової труби, зовнішня й внутрішня поверхні жарової труби покриті високотемпературною жаростійкою емаллю.

Жарова труба в головній частині спирається на центруючий палець форсунки з пальцем. У втулки завихрювачів встановлено три ковпачки форсунок. Для забезпечення вільної установки форсунок, втулки завихрювачів виконані рухомими.

Запальник призначений для утворення первинного факела, запалюючого паливний газ в камері згоряння. Запальник складається з корпусу, форсунки, свічки плазмоструйні, втулок.

Форсунка розташована в центральній частині запальника і призначена для подачі паливного газу в порожнину запальника під час запуску. В корпусі запальника встановлена свічка плазмоструйна, що працює від імпульсного блоку живлення. На торці свічки, заглибленому в порожнину запальника, підтримуються періодичні електричні розряди, що викликають утворення плазмових струменів, що використовуються для запалювання пускового газу.

Повітря в порожнину запальника поступає через отвори в нижній частині корпусу. При цьому, частина повітря підводиться через вікна в зовнішньому електроді свічки на міжелектродний зазор для отримання плазмових струменів.

Паливний газ в запальник подається імпульсами. При кожному такті створюється оптимальна суміш для запалювання.

В запальнику газ, що розпиляв форсункою, змішується з повітрям і запалав свічкою плазмоструйної. Полум'я із запальника викидається в камеру згоряння, запалюючи природний газ, поданий через форсунки камери згоряння.

Змішувач має складну форму, що забезпечує плавний перехід від циліндрового перетину жарової труби до кільцевого перетину соплового апарату першого ступеня ТВТ. З жаровою трубою змішувач зв'язаний телескопічно.

Змішувач складається з кільця, тонкостінної оболонки змішувача, обойми. У змішувач повітря надходить через ряд отворів у його оболонці. Усередині змішувача повітря переміщується з гарячими газами, що виходять із жарової труби, і знижує їхню температуру до необхідного рівня.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					70

Охолодження змішувача здійснюється тільки зовні повітрям, що рухається в міжтрубному просторі.

Форсунки призначені для подачі паливного газу в жарову трубу. Форсунки - одноканальні, складаються з корпусу, ковпачка. В ковпачку по колу виконано два ряди отворів (і один отвір в центрі), призначені для рівномірної подачі паливного газу. Центральний отвір усуває коксування на торці ковпачка. На корпусі форсунки є фланець, яким форсунка кріпиться до заднього корпусу КВТ.

Форсунка з пальцем має штуцер перекидання газу на форсунку і палець для установки в жарову трубу.

Клапан перепуску повітря призначений для зтравлювання повітря з проточної частини в атмосферу при спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання турбіни нагнітачу.

Клапан перепуску повітря складається з корпусу, поршня, пружини тарілки клапана.

На непрацюючому двигуні і при його роботі клапани перепуску повітря закриті. Пружиною і тиском повітря в камері згоряння тарілка клапана притискається до корпусу, забезпечуючи герметичність камери згоряння.

При спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання турбіни нагнітачу через штуцер підведення повітря на кришці в порожнину повітряну на поршнем подається повітря через КВТ на всі чотири клапани. Під дію сили тиску повітря поршень переміщається в нижнє положення, відбувається відкриття КПВ і порожнина клапана сполучається з атмосферою.

Пристрій горілочний призначений для підготовки й подачі гомогенної паливоповітряної суміші в зону горіння жарової труби.

Пристрій горілочний складається з корпусу, завихрювача першого й другого каналів, витискувача, штуцера першого каналу, штуцера другого каналу, обойми, пережиму, стакана.

Паливний газ через штуцер першого каналу подається в порожнину, виходячи через отвори на кожній лопатці завихрювача й, змішуючись із повітрям у між-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					

лопаточному каналі, утворить паливоповітряну суміш, що подається в зону горіння труби жарової по радіально-осьовому кільцевому каналу.

Через штуцер другого каналу подається паливний газ у порожнину Б, звідки перетікає в порожнину, виходячи через отвори на кожній лопатці завихрбвача, і змішуючись із повітрям у міжлопаточному каналі, утворює паливоповітряну суміш, що подається в зону горіння труби жарової по радіально-осьовому кільцевому каналу.

Пальниковий пристрій монтується на корпусі КВТ за допомогою фланця, що закріплює на корпусі горілочного пристрою гайками.

Клапан перепуску повітря призначений для стравлювання повітря з КЗ в атмосферу при запуску двигуна й при спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання силової турбіни.

Клапан перепуску повітря складається з поршня, корпуса клапана, клапана, кришки, гайки корончатої, пружини.

До кришки клапана гвинтами кріпиться "захисна" сітка.

Клапан перепуску повітря встановлюється на компенсатор, що, у свою чергу, фланцем кріпиться до корпуса силового.

На двигуні встановлено два КПП, які встановлені на склянки.

При непрацюючому двигуні й при його роботі, клапани перепуску повітря закриті. Пружиною і тиском повітря в камері згоряння тарілка клапану притискається до корпусу, забезпечуючи герметичність.

При спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання силової турбіни через штуцер у кришці у повітряну порожнину над поршнем подається повітря з повітряного балона. Під дією сили тиску повітря поршень переміщається в крайнє нижнє положення, відбувається відкриття КПП, і порожнина КЗ з'єднується з атмосферою.

Колектори складаються із двох половин. З'єднання половин колектора виконується по фланцях за допомогою скоб, що мають клиноподібні затискачі.

Між фланцями половин колектора встановлюється прокладка , скоби обжимаються гвинтами .

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										72
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.

Газові колектори закріплені на корпусі силовому КВТ за допомогою шарнірних підвісок, що забезпечують компенсацію радіальних розширень колекторів і корпусу силового КВТ. На колекторах є по шістнадцять штуцерів для приєднання трубок паливopідвідних, що подають паливний газ до горілочних пристроїв камери згоряння й фланці для приєднання трубопроводу паливного газу.

2.1.3 Опис турбін

2.1.3.1 Опис турбіни високого тиску

Турбінний блок складається з турбіни високого тиску (ТВТ), турбіни низького тиску (ТНТ), турбіни нагнітача (ТН). Турбіна високого тиску приводить в обертання компресор високого тиску. ТВТ - осьова «консольного», одноступінчаста, ступінь утворюється рядом соплових лопаток, закріплених у корпусі соплового апарата й наступним за ним рядом робочих лопаток, закріплених на диску ротора.

ТВД складається із соплового апарата 1-ої ступені, ротора ТВД, опорного вінця ТВД, приставки.

Соплові апарати призначені для перетворення потенційної енергії газу в кінетичну за рахунок розгону потоку газу на лопатках соплових апаратів.

Апарат сопловий 1-ої ступені складається із силового, зовнішнього й переднього корпусів, апарата напрямного, пакетів лопаток, екрана розподільного, кільця соплового, стільникових вставок, накладок, спиць. Пакет лопаток складається із двох охолоджуваних лопаток, які закріплені в корпусі фіксаторами. Соплові лопатки одиночні двохопорні. По верхніх і нижніх буртах ущільнені сайферитовими ущільненнями для зменшення втрат охолоджуваного повітря, яке підводиться до лопаток. У внутрішню порожнину лопаток уставляється дефлектор, куди через втулку подається охолоджувальне повітря. Охолодження вхідної крайки соплових лопаток - плівкове, охолодження середньої частини лопаток і вихідної крайки має вихрову матрицю. Охолодне повітря до лопаток підводить знизу. Напрямний апарат підводить охолоджене повітря до робочих лопаток ТВТ. З дефлектора через його передні щілини повітря надходить у порожнину лопатки, обмиває певний контур лопатки й виходить через щілини в проточну частину. Корпус має горизонтальний роз'єм. Пакети лопаток до корпусу кріпляться болтами.

Підпис і дата		тичну за рахунок розгону потоку газу на лопатках соплових апаратів. Апарат сопловий 1-ої ступені складається із силового, зовнішнього й переднього корпусів, апарата напрямного, пакетів лопаток, екрана розподільного, кільця соплового, стільникових вставок, накладок, спиць. Пакет лопаток складається із двох охолоджуваних лопаток, які закріплені в корпусі фіксаторами. Соплові лопатки одиночні двохопорні. По верхніх і нижніх буртах ущільнені сайферитовими ущільненнями для зменшення втрат охолоджуваного повітря, яке підводиться до лопаток. У внутрішню порожнину лопаток уставляється дефлектор, куди через втулку подається охолоджувальне повітря. Охолодження входної крайки соплових лопаток - плівкове, охолодження середньої частини лопаток і вихідної крайки має вихрову матрицю. Охолодне повітря до лопаток підводить знизу. Напрямний апарат підводить охолоджене повітря до робочих лопаток ТВТ. З дефлектора через його передні щілини повітря надходить у порожнину лопатки, обмиває певний контур лопатки й виходить через щілини в проточну частину. Корпус має горизонтальний роз'їм. Пакети лопаток до корпусу кріпляться болтами.															
Інв. № дубл.																	
Взам. інв. №																	
Підпис і дата																	
Інв. № подл.		<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td></tr></table>										Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата													
КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					73												

Ротори турбін перетворюють кінетичну енергію газу в механічну енергію обертання. Ротор ТВТ складається з диску, з'єднаного з цапфою, лопаток турбіни й проставок. Цапфа з диском установлюється на цапфу КВТ й затягається гайкою. На зовнішніх ободах дисків 1-ої ступені протягнені ялинкові пази, у які вставляються лопатки турбіни 1-ої ступені, зафіксовані від осевого зсуву сегментами. На виступах диска, цапфи й робочих лопаток виконані гребінці, які разом з ущільненнями деталей, що сполучають, забезпечують мінімальні витоки газу.

Лопатки турбіни 1-ої ступені охолоджувані на торцях ніжок лопаток, попереду є отвір для підведення охолоджувального повітря у внутрішні канали. На полках лопаток 1-ої ступені є два кільцевих виступи, які в сполученні з пазами соплового апарата 1-ої ступені утворюють ущільнення перешкоджаючи протіканню газу в порожнину між дисками 1-ої ступені й екраном. Ротор ТВТ за допомогою конічних болтів і проставки кріпиться до задньої цапфи ротора.

Опорний вінець ТВТ утворить проточну частину між ТВТ і ТНТ. Опорний вінець призначений для розміщення задньої опори ротора турбокомпресора високого тиску й передньої опори ротора ТНТ. Опорний вінець ТВТ складається з корпусу опорного вінця, стійок, корпусу підшипників. Стійки з корпусом опорного вінця з'єднуються за допомогою пакетів пружних елементів, які компенсують температурні розширення стійок. З корпусом підшипників стійки з'єднуються пальцями. Попереду до корпусу підшипників призонними болтами кріпиться передня опора ротора ТКВТ. Для зменшення нагрівання корпусу підшипників встановлений теплоізолюваний кожух.

2.1.3.2 Опис турбіни низького тиску

ТНТ приводить в обертання КНТ. ТНТ - осьова, реактивна, одноступінчаста, складається з апарата соплового ТНТ, ротора ТНТ й опорного вінця ТВТ. Переднім кінцем вал ротора ТНТ внутрішніми шліцами з'єднаний із внутрішнім валом КНТ і передає обертальний момент від ротора турбіни на ротор компресора. Внутрішній вал КНТ затягується стяжкою з упором у кільця сферичні кріпиться шліцьовою втулкою, заглушкою й гайкою.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк. 74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					

Апарат соплової ТНТ складається з корпусу, пакетів лопаток, вставок, кільця ущільнювального. У корпусі є отвір для огляду лопаток. Пакети лопаток вставлені в пази корпусу зовнішнього й закріплені гвинтами. На сопловому апараті передбачені зазори для можливості теплового розширення. Корпус соплового апарата не має горизонтального рознімання. Блоки лопаток «консольні», по три лопатки в одному блоці. Блоки лопаток встановлені в корпусі і фіксуються в окружному напрямі сферичними втулками, а в осьовому напрямі сегментами.

Ротор ТНТ призначений для перетворення енергії газоповітряного потоку в енергію обертання ротора.

Ротор ТНТ складається з вала ТНТ, диска ТНТ, лопаток ТНТ, закріплених в диску за допомогою ялинкових замків, лабіринтів, лабіринтових втулок і секторів. Вал з'єднаний з дисками за допомогою радіальних штифтів, що забезпечують можливість теплового розширення стягуючих деталей у радіальному розширенні при збереженні взаємного центрування. На передньому й задньому кінцях вала напресовані лабіринти й втулки лабіринтові. Усередині вала є шліци для передачі обертального моменту на КНТ і два посадкових місця для центрування внутрішнього вала. На обіді диску ТНТ протягнені ялинкові пази для постановки лопаток турбін.

Передня й задня опори - роликові підшипники, обойми внутрішні яких установлені на лабіринтових втулках і затиснуті гайками. Зовнішня обойма підшипника передньої опори встановлюється в опорному вінці ТВТ, зовнішня обойма підшипника задньої опори в опорному вінці ТНТ. Конструкції опор аналогічні конструкції задньої опори ротора ТВТ. Вінець опорний ТНТ призначений для розміщення задньої опори ротора ТНТ і передньої опори ротора ТН.

Опорний вінець ТНТ призначений для розміщення опори ротора ТНТ і передньої опори ротора ТНТ і передньої опори ТН. Опорний вінець ТНТ утворює проточну частину між ТНТ і ТН. Опорний вінець складається з корпусу опорного вінця, корпусу підшипників і шести стійок, що проходять через обтічники. Стійки з корпусом підшипників з'єднані пальцями, а з корпусом опорного вінця - за допомогою фланців, які кріпляться гвинтами й штифтами (або компенсаторів). У корпусі

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк. 75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					

підшипників є гнізда для постановки втулок, у які встановлюються зовнішні обойми підшипників роликів.

Підшипники закріплені за допомогою притискних кілець і болтів. Ролик-підшипник, що є задньою опорою ротора ТНТ, встановлений в опорі типу «біляче колесо», призначеної для саме установки ротора в процесі його роботи і зменшення радіальних навантажень, діючих на ролик-підшипник.

Для гасіння коливань ротора ТНТ і ТН служать два масляні демпфери щілистого типу. Кожухи зовнішній і внутрішній утворюють проточну частину й ізолюють корпус підшипників і корпус опорного вінця від гарячих газів проточної частини. Між кожухами в проточній частині опорного вінця розташовані три обтічники (обтічник, обтічник труби зливу масла, обтічник труби підведення масла), через які проходять труби підведення й зливу масла. Проти кожного обтічника на корпусі опорного вінця є вікна для виводу труб. Масло на змащення й охолодження підшипників подаються через трубу підведення масла (В трубу вмонтований масляний фільтр для очищення масла, що подається. Через перекидання масло поступає на змащування ролик-підшипників і в масляні демпфера); злив масла з масляної порожнини і її формування здійснюється через трубу зливу масла. Для підтримки певної величини перепаду тиску на графітних кільцях ущільнювачів служить труба підбурювання, яка одним своїм кільцем входить в корпус підшипників, а іншим фіксується фланцем, розташованим на зовнішньому корпусі ОВ ТНТ.

2.1.3.3 Опис турбіни нагнітача

Турбіна нагнітача приводить в обертання нагнітач. Турбіна осьова, реактивна, трьохступінчаста, складається з опорного вінця, соплового апарата 3-6 ступенів, опорного вінця ТН і ротора ТН. Обертання від ротора ТН на нагнітач передається через еластичну муфту. Задня опора ТН розміщена в опорному вінці ТН і складається з роликів і шарикових підшипників, а також з оливовідбивного кільця. Між підшипниками встановлені розпірні кільця, пакет підшипників, який затиснутий гайкою. Передня опора ротора ТН розміщена в опорному вінці ТНТ і складається з роликів і шарикових підшипників, затиснутого гайкою.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					Арк. 76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Між корпусом зовнішнім і кожухами зовнішніми переднім і заднім встановлена теплоізоляція для зниження температури корпусу.

На нижній частині соплових апаратів розташовані діафрагми зі вставками ущільнювачів для радіального лабіринтового ущільнення порожнин, що забезпечує мінімальне перетікання газу з порожнини в порожнину.

Ротор турбіни нагнітача складається з валу з насадженими на нього дисками які сполучені з валом болтами.

На дисках встановлені робочі лопатки, які своїми ялинковими замками встановлені в ялинкові пази дисків. Робочі лопатки фіксуються в осьовому положенні сегментами.

Для усунення перетікання газу крім проточної частини, між дисками встановлені лабіринти.

Передньою опорою ротора є роликовий підшипник, внутрішня обойма якого встановлена на валу, а зовнішня - в опорний вінець ТНТ.

Задньою опорою ротора є роликовий підшипник і підшипник ковзання. Роликовий підшипник сприймає радіальне і частково осьове навантаження, а підшипник ковзання - осьове навантаження.

Ущільнення масляних порожнин здійснюється контактними кільцями і лабіринтовими гребінцями спільно з кришками.

Відбір потужності здійснюється через муфту. Муфта складається з корпусу і щок, сполучених болтами. Переміщення щок обмежено виступом корпусу і втулки, встановленої на вал і затягнутою гайкою.

Опорний вінець турбіни силової (ОВ ТН) призначений для розміщення задньої опори ротора ТН, сприйняття радіального і осьового навантажень від ротора, а також утворює проточну частину між турбіною нагнітача і газовідводом.

Опорний вінець ТН складається з корпусу зовнішнього, кожуха внутрішнього, дев'яти стійок-обтічників, через які проходять: труба підведення масла, труба суфлірування і злива масла; дві труби датчика обмеження частоти обертання і труба підведення повітря на підпір кришок ущільнювачів.

Стійки сполучені із зовнішнім корпусом вінця за допомогою фланців, які встановлюються на цапфи стійок із зазором. З корпусом підшипників стійки з'єднуються за допомогою призонних болтів.

Проточна частина в опорному вінці ТН утворюється із зовнішньої сторони корпусом зовнішнім, а з внутрішньою - стінкою передньої і кожухом внутрішнім, в прорізі якого заходять стійки і обтічники.

Масляна порожнина опорного вінця ТН утворюється корпусом підшипників, кришками ущільнювачів. По передній кришці порожнина ущільнюється за допомогою лабіринтів втулки і графітного кільця ущільнювача. По задній кришці ущільнення порожнини таке ж, як і по передній кришці.

В корпусі підшипників розташовується кульковий підшипник з пружинними кільцями, що сприймає радіальне навантаження, а також частину осьового навантаження. Основне осьове навантаження сприймає упорний підшипник колодки через упорний рухомий диск.

Для зменшення нагріву масляної порожнини корпус підшипників і передня кришка ущільнювача покриваються теплоізованим матеріалом. На задню кришку ущільнювача ставиться екран.

Масло на змащування і охолодження підшипників подається по трубі підведення масла. Для очищення масла на вході в трубу встановлюється фільтр. Від відгортання труба стопориться замком, який кріпиться гвинтами до зовнішнього корпусу. Труба укручується в корпус підшипників і ущільнюється в ньому прокладкою. Зовні труба фіксується і ущільнюється фланцем.

Всі складові частини комунікацій підведення масла ущільнюються між собою гумовими кільцями ущільнювачів.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					Арк.
										78

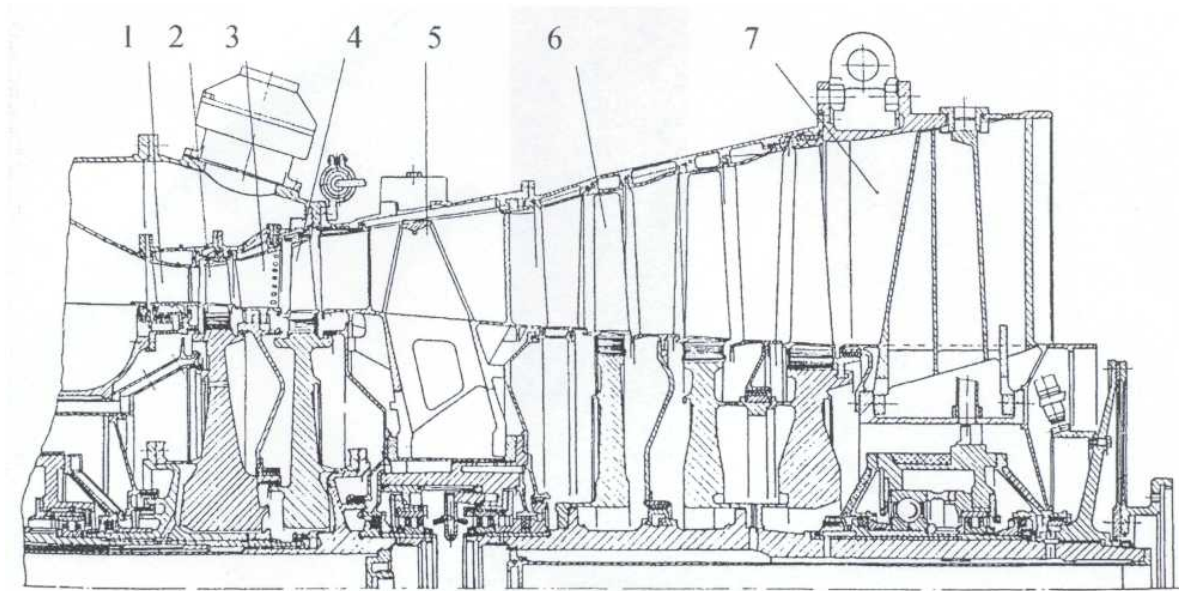


Рисунок 2.5 – Турбінна частина двигуна:

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 тур-
біни

2.2 Розрахунок закрутки робочої лопатки ТВТ

Застосування закручених лопаток дозволяє зменшити втрати, що виникають через неоптимальність кута атаки і кроку вздовж радіуса, узгодити на кожному радіусі профілі соплових і робочих лопаток з характером роботи ступеня, істотно зменшити радіальні перетікання в одних випадках або раціонально організувати в інших. В цій роботі використовується метод закручення лопатки за законом сталої циркуляції, котрий заснований на використанні рівнянь потенціального потоку нестиглої рідини. Розрахунок зведений у табл. 2.1.

Уперше закручення лопаток методом сталості циркуляції було застосовано академіком М.Є.Жуковським для профілювання повітряних гвинтів і лопаток вентиляторів. Згодом цей метод був розроблений професором В.В.Уваровим стосовно довгих лопаток парових і газових турбін. Незважаючи на те, що метод заснований на використанні рівнянь потенціального потоку нестисливої рідини, він широко застосовується в практиці конструювання проточних частин турбін.

У даному випадку як додаткову умову при інтегруванні рівняння радіальної рівноваги газу беруть $C_{1a} = const$, що відповідає рівномірному полю осьових швид-

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	через неоптимальність кута атаки і кроку вздовж радіуса, узгодити на кожному радіусі профілі соплових і робочих лопаток з характером роботи ступеня, істотно зменшити радіальні перетікання в одних випадках або раціонально організувати в інших. В цій роботі використовується метод закручення лопатки за законом сталої циркуляції, котрий заснований на використанні рівнянь потенціального потоку нестисливої рідини. Розрахунок зведений у табл. 2.1. Уперше закручення лопаток методом сталості циркуляції було застосовано академіком М.Є.Жуковським для профілювання повітряних гвинтів і лопаток вентиляторів. Згодом цей метод був розроблений професором В.В.Уваровим стосовно довгих лопаток парових і газових турбін. Незважаючи на те, що метод заснований на використанні рівнянь потенціального потоку нестисливої рідини, він широко застосовується в практиці конструювання проточних частин турбін. У даному випадку як додаткову умову при інтегруванні рівняння радіальної рівноваги газу беруть $C_{1a} = const$, що відповідає рівномірному полю осьових швид-	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк. 79

костей у зазорі між сопловими і робочими лопатками. Вихідні дані беремо з термодинамічного розрахунку турбіни:

- Середній діаметр робочих решіток $D_{cp} = 0.888 \text{ м};$
- Окружна швидкість на середньому діаметрі $U_{cp} = 447.0 \text{ м/с};$
- Кут входу потоку в робочі решітки $\alpha_1 = 14.0^\circ;$
- Кут виходу потоку у відносному русі $\beta_2 = 19.05^\circ;$
- Абсолютна швидкість входу потоку в робочі решітки $C_1 = 683.1 \text{ м/с};$
- Відношення $(U/C_1) = 0.654;$
- Швидкісні коефіцієнти $\varphi = 0.98; \psi = 0.97;$
- Кут входу з робочих решіток $a_{2cp} = 87.94^\circ;$
- Абсолютна швидкість на виході з робочих решіток $C_2 = 156.6 \text{ м/с};$

За результатами розрахунку будуюмо профілі лопаток та трикутники швидкостей (див. рис. 2.6).

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					Арк.
										80

Таблиця 2.1 – Розрахунок закрутки лопаток ступені ТВТ

Величина		Формула		Результат		
Перетин		-		Корене- вий	На се- редньо- му діа- метрі	На пе- рифє- рії
1.Радіус перетину r , м				0,413	0,44	0,475
2.Відносний радіус $\bar{r}$		$\frac{2r}{D_{cp}}$		0,331	1	1,069
3.Колова швидкість u , м/с		$u_{2cp}\bar{r}$		415,992	447	478,0
4.Дійсна швидкість виходу потоку з сопел c_1 , м/с		$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \cdot \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$		731,136	683,1	641,46
5.Кут виходу потоку з со- пел α_1 , град		$arctg(\bar{r}tg\alpha_{1cp})$		13,063	14	14,929
6.Характеристика ступеня $\frac{u}{c_1}$		$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$		0,569	0,654	0,745
7. Кут входу потоку на ро- бочі лопатки у відносному русі β_1 , град		$arctg \frac{\bar{r}tg\alpha_1}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$		29,137	37,411	49,314
8.Відносна швидкість вхо- ду потоку на робочі лопат- ки w_1 , м/с		$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$		339,407	272,016	217,93
9.Кут виходу потоку газу з робочої решітки β_2 , град		$arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r}u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$		20,346	19,073	17,944
10.Відносна швидкість ви- ходу потоку газу з робочої решітки w_2 , м/с		$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$		450,142	478,941	508,0
11.Кут виходу потоку зі ступеня в абсолютному русі α_2 , град		$arctg(\bar{r}tg\alpha_{2cp})$		87,787	87,94	88,074
12.Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с		$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$		156,622	156,607	156,59
13.Міра реактивності ρ		$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$		0,153	0,259	0,346

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк.
						81

M 2:1 Масштаб швидкостей 1мм=10 м/с

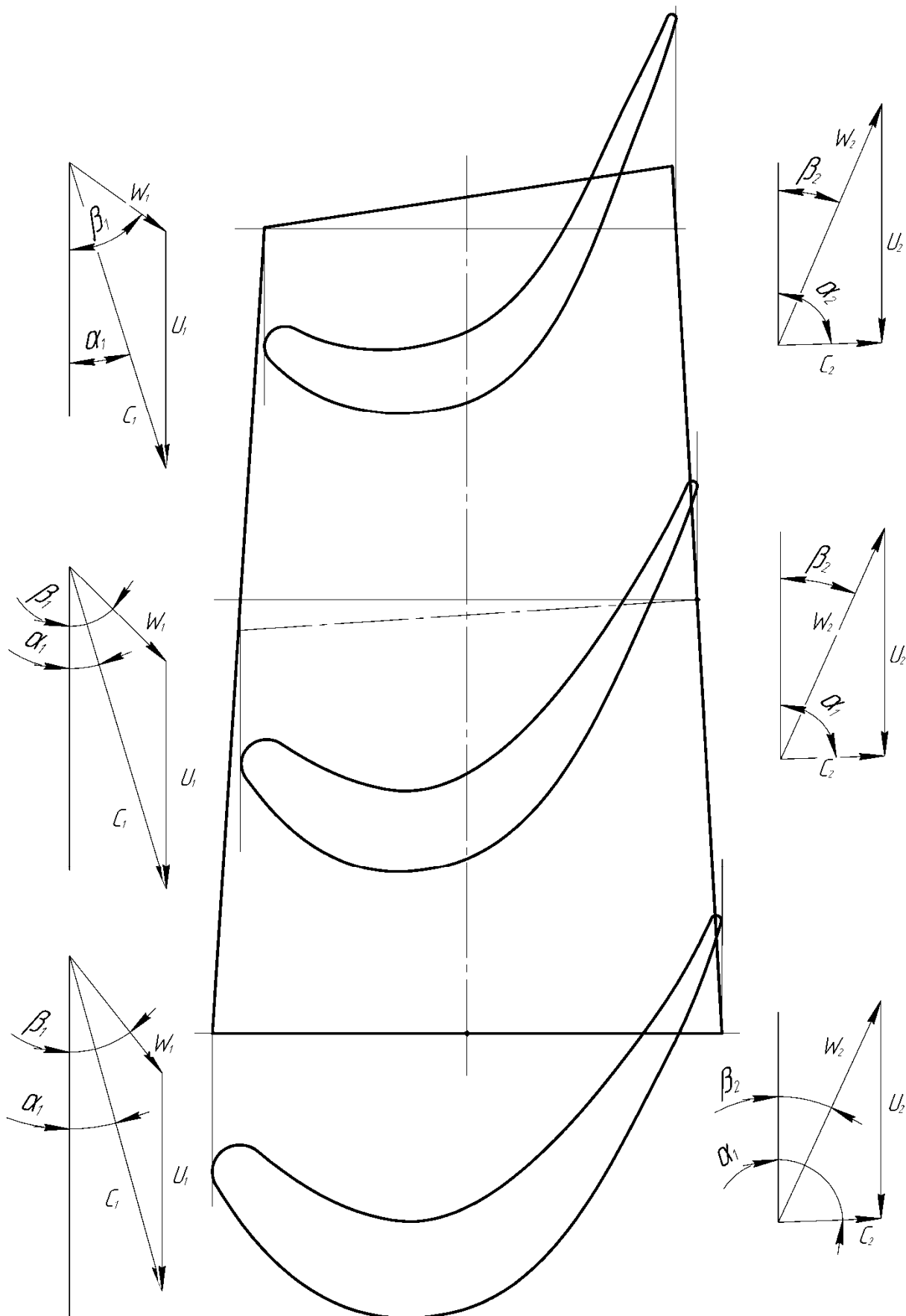


Рисунок 2.6 – Ескіз закрутки лопатки ТВТ

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.02.ПЗ.

Арк.
82

2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки ТВТ

Робочі лопатки турбомашин випробують дії відцентрових сил, газодинамічних навантажень (тиск потоку робочого тіла), а також вплив високих температур і вібрації. При проектуванні профільної частини (пера) лопатки визначаються навантаження розтягнення, спричинені відцентровими силами, навантаження вигину від газодинамічних навантажень й установлюється нахил вісі лопатки таким чином, щоб навантаження вигину, врівноважували б газодинамічний вигін. Методика цих розрахунків, які завершуються визначенням запасу міцності, приведена нижче.

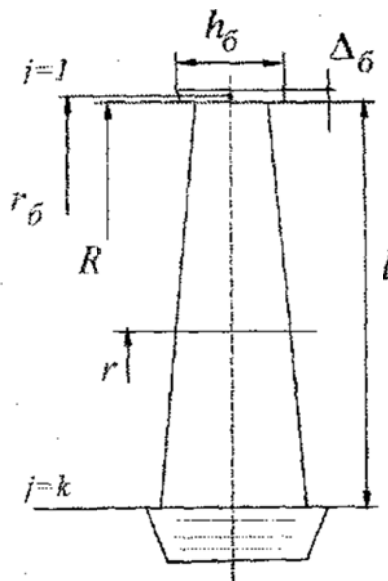


Рисунок 2.7 – Визначення геометричних характеристик робочої лопатки ТВТ

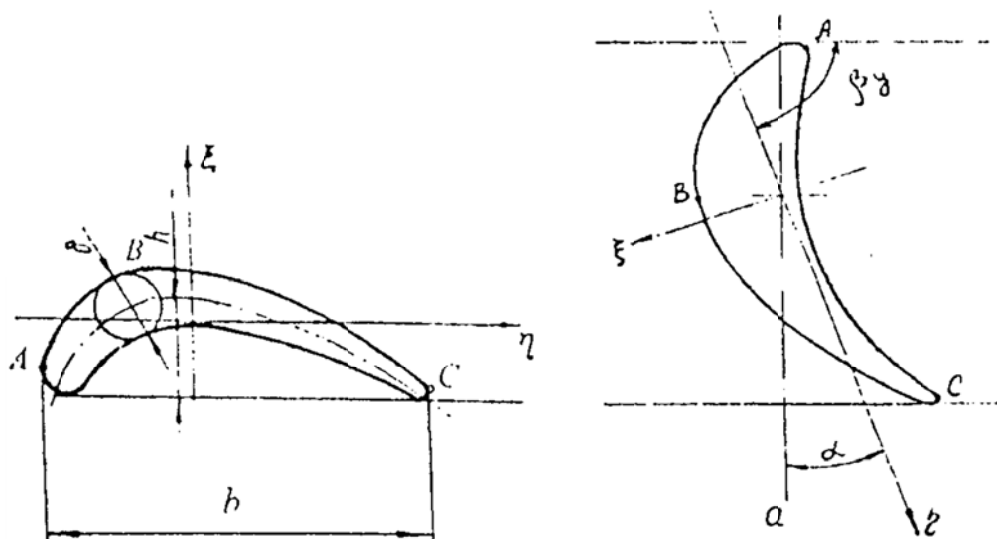


Рисунок 2.8 – Геометричні характеристики профілю

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.				
					Арк. 83				

Таблиця 2.2 – Вихідні дані до міцнісного розрахунку

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

					КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк.
						84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 – Міцністний розрахунок робочої лопатки ступені ТВТ.

Величина	Формула			Результат
1. Комплекс A	$\rho \omega^2 \frac{\Delta r}{2}$			$1,5 \cdot 10^7$
2. Відцентрова сила від маси бандажної полки C_6 , Н	$\frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6$			25319,6
3. Площа кореневого перетину F , м^2	З ескізу закрутки пера лопатки (рис,2,6)			0,00045
4. Напруга розтягу у кореновому перерізі σ_p , МПа	$\frac{\rho \omega^2}{F} \int_r^R r F dr$			149,8
5. Діючі газодинамічні навантаження, Н	P_a	$\frac{2\pi}{z} [(P_1 + P_2) + \rho_1 \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \cdot (c_1 \cdot \sin(\alpha_1) - c_2 \cdot \sin(\alpha_2))]$		249,8
	P_u	$\frac{2\pi}{z} \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \cdot (c_1 \cdot \cos(\alpha_1) - c_2 \cdot \cos(\alpha_2))$		370,2
6. Моменти опору кореневого перетину W_{ξ} , м^3	$W_{\xi A} = -0,088b^2\delta$;		A	B
	$W_{\xi B} = -\infty$; $W_{\xi C} = 0,066b^2\delta$,		-2,57·10 ⁻⁷	− ∞
7. Моменти опору кореневого перетину W_{η} , м^3	$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right]$		A	B
	$W_{\eta B} = 0,084b\delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}}$		-7,16·10 ⁻⁸	1,18·10 ⁻⁷
8. Напруга згину в кореновому перерізі від газодинамічних навантажень σ^r_u , МПа	$-\frac{(\frac{1}{2} \cdot P_{\eta})}{W_{\xi}} + \frac{-(\frac{1}{2} \cdot P_{\xi})}{W_{\eta}}$		10,96	-6,95
				12,14

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.02.ПЗ.

Арк.

85

Продовж. табл. 2.3

Величина	Формула	Резуль- зультат
11. Максимальна напруга згину σ_{uo}^r , МПа	$ \sigma_{uo}^r $	12.14
12. Сумарна напруга у кореновому перерізі σ_Σ , МПа	$\sigma_p + 0.2 \sigma_{uo}^r $	152.26
13. Запас міцності лопатки у кореновому перерізі n	$\frac{\sigma_{\partial n}}{\sigma_\Sigma}$	1.71

Таким чином, робоча лопатка турбіни високого тиску має запас міцності достатній для забезпечення заданого ресурсу роботи 20000 годин.

Таблиця 2.4 - Міцністний розрахунок робочої лопатки ступені ТВТ по її довжині.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
j	$\bar{x} = \frac{x}{l}$	$x = \bar{x}l$,м	r ,м	F ,м	rF ,м	$\frac{2}{\Delta r} \int_r^R rFdr$,м ³	$C = \rho \omega^2 \int_r^R rFdr$,Н	$\sigma_p = \frac{C}{F} \cdot 10^6$,МПа
	$\frac{k-j}{k-1}$	$(2) \cdot l$	$(4)_{j=1} = R$ $(4)_{j=1} = (4)_{j-1} -$	Зада- но	$(4) \cdot (5)$	$(7)_{j-1} + (6)_{j-1} +$	$A \cdot (7) + C_\delta$	$\frac{(8)}{(5)} \cdot 10^{-6}$
1	1,000	0,037	0,475	$2.2 \cdot 10^{-4}$	$1.045 \cdot 10^{-4}$	0	25319,6	115,1
2	0,889	0,033	0,471	$2.43 \cdot 10^{-4}$	$1.145 \cdot 10^{-4}$	$2.1902 \cdot 10^{-4}$	28619,8	117,8
3	0,778	0,029	0,468	$2.66 \cdot 10^{-4}$	$1.243 \cdot 10^{-4}$	$4.5791 \cdot 10^{-4}$	32219,5	121,1
4	0,667	0,025	0,464	$2.89 \cdot 10^{-4}$	$1.34 \cdot 10^{-4}$	$7.1633 \cdot 10^{-4}$	36113,4	125,0
5	0,556	0,021	0,460	$3.12 \cdot 10^{-4}$	$1.435 \cdot 10^{-4}$	$9.9334 \cdot 10^{-4}$	40296,5	129,2
6	0,444	0,017	0,429	$3.35 \cdot 10^{-4}$	$1.437 \cdot 10^{-4}$	$1.2813 \cdot 10^{-3}$	44625,8	133,2
7	0,333	0,012	0,425	$3.58 \cdot 10^{-4}$	$1.52 \cdot 10^{-4}$	$1.5773 \cdot 10^{-3}$	49086,7	137,1
8	0,222	0,008	0,422	$3.81 \cdot 10^{-4}$	$1.6 \cdot 10^{-4}$	$1.8903 \cdot 10^{-3}$	53802,3	141,2
9	0,111	0,004	0,418	$4.04 \cdot 10^{-4}$	$1.68 \cdot 10^{-4}$	$2.2198 \cdot 10^{-3}$	58767,6	145,5
10	0,000	0,000	0,414	$4.27 \cdot 10^{-4}$	$1.76 \cdot 10^{-4}$	$2.5655 \cdot 10^{-3}$	63977,2	149,8

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк.
						86

2.4 Розрахунок диску турбіни високого тиску на міцність

Розрахунок диску на міцність ведеться відповідно до методики визначення запасу міцності диска по оборотах, що його руйнують. Для нормально працюючих дисків запаси по обертам, що руйнують, складають $k_e^o = \frac{n_{разд}}{n} = 1,4...1,6$. Оскільки відцентрові сили пропорційні квадрату числа обертів, запас диску по граничному навантаженню дорівнює квадрату запасу по граничних обертах: $k_e = (k_e^o)^2 = 1,4^2 + 1,6^2 = 2...3$.

Розрахунок ведеться в табличній формі (табл.2.5). Радіус перетину і товщина диска в цьому перетині приведені на рис. 2.9.

Диск турбіни має найбільшу температуру на периферії і температури по радіусу диска можна представити у вигляді:

$$T = T_2 + (T_1 - T_2) \left(\frac{R - r_i}{R_1 - r_i} \right)^2, K$$

де T_2 – температура в центрі диска, дорівнює 480 °С

$T_1 = T_{л} - \Delta T_2 = 850 - 100 = 750$ °С – температура диска на периферії,

де $T_{л} = 850$ °С – температура лопатки;

$\Delta T_2 = (50...100)$ °С – температура опору замка;

R – поточний радіус диска

$r_i = 0.087$ м – внутрішній радіус диску

Для розрахунку таблиці також потрібно зробити розрахунок комплексів $\sigma_a h_a r_a$ також $\rho \omega^2$.

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_{\Sigma}}{2\pi}, \text{ де}$$

$C_{\Sigma} = z \cdot C_0 + C_{кр}$ - навантаження від лопаток та елементів кріплення

$$C_{кр} = 2 \cdot \pi \cdot \rho_{кр} \cdot \omega^2 \cdot h_{кр} (R_0^3 - R_1^3) / 3$$

Матеріал диску – ЭИ 437 Б (ХН77ТЮР); $\rho_{\partial} = 8200$ кг/м³

Матеріал лопатки – ЧС88 $\rho_{л} = 8100$ кг/м³

$$\rho_{кр} = \frac{\rho_{\partial} + \rho_{л}}{2} = 8150 \text{ кг/м}^3$$

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					Арк.
										87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$\text{Колова швидкість } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 1000.1 \text{ с}^{-1}$$

$h_a = 0.037 \text{ м}$ – ширина диску на периферії;

$R_0 = 0.408 \text{ м}$ – радіус від осі обертання ротора до полиці лопатки;

$R_1 = 0.398 \text{ м}$ – зовнішній радіус диску;

$$C_{кр} = 2\pi \cdot 8150 \cdot 991.7^2 \cdot 0.034(0.442^3 - 0.431^3) / 3 = 3.077 \cdot 10^6 \text{ Н};$$

$$C_0 = \sigma_{po} \cdot F_0 = 149.91 \cdot 10^6 \cdot 0.00045 = 67459.5 \text{ Н}, \text{ де}$$

σ_{po} - напруга розтягу від дії відцентрових сил;

F_0 – площа перетину в кореневому перетині лопатки;

$$C_{\Sigma} = 155 \cdot 67459.5 + 3.587 \cdot 10^6 = 8.879 \cdot 10^6 \text{ Н};$$

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{1.4 \cdot 10^7}{2\pi} = 1.413 \cdot 10^6;$$

$$\rho \omega^2 = 8200 \cdot 991.7^2 = 8.2 \cdot 10^9;$$

$$\sigma_e = 2039.2 - 1.832 \cdot t \text{ (МПа)}.$$

Таблиця 2.5 – Міцністний розрахунок диску ТВТ

Параметр	№ розрахункових ділянок										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
r, м	0.374	0.363	0.357	0.268	0.184	0.163	0.153	0.153	0.119	0.104	0.087
h, м	0.037	0.073	0.027	0.036	0.121	0.099	0.141	0.112	0.119	0.121	0.094
t, °C	701	688	676	602	561	498	490	487	487	479	478
σ_b МПа	753	778	820	955	1031	1127	1141	1148	1148	1161	1164
$\sigma_b \cdot h$	27.861	56.794	22.140	34.380	124.75 1	111.57 3	160.88 1	128.57 6	136.61 2	140.48 1	109.41 6

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

Продовж. табл. 2.5

Параметр	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$2(\sigma_B h)_{cp}=(\sigma_B h)_{f-1}+(\sigma_B h)_f$	-	84.655	78.934	56.520	146.89 1	236.32 4	272.45 4	289.45 7	265.18 8	277.09 3	246.02 8
$r/\Delta r = 1/2(r_{f-1}-r_f)$	-	0.006	0.003	0.045	0.087	0.011	0.005	0.000	0.017	0	0.016
$(\sigma_B h)_{cp}\Delta r$	-	0.466	0.237	2.515	12.706	2.481	1.362	0.000	4.508	2	3.936
$\int_r \sigma_B h d$	0	0.466	0.702	3.218	13.408	15.890	17.252	17.252	21.760	23.839	25.697
r^2	0.140	0.132	0.127	0.072	0.034	0.027	0.023	0.023	0	0	0.008
$r^2 h$	5.18×10^{-3}	9.62×10^{-3}	3.44×10^{-3}	2.59×10^{-3}	4.10×10^{-3}	2.63×10^{-3}	3.30×10^{-3}	2.62×10^{-3}	1.69×10^{-3}	1.31×10^{-3}	7.11×10^{-4}
$2(r^2 h)_{cp}$	-	1.48×10^{-2}	1.31×10^{-2}	6.03×10^{-3}	7.54×10^{-3}	6.73×10^{-3}	5.93×10^{-3}	5.92×10^{-3}	4.31×10^{-3}	2.99×10^{-3}	2.40×10^{-3}
$(r^2 h)_{cp} \Delta r$	-	8.14×10^{-5}	3.92×10^{-5}	2.68×10^{-4}	6.52×10^{-4}	7.06×10^{-5}	2.97×10^{-5}	0	7.32×10^{-5}	2.25×10^{-5}	3.83×10^{-5}
I^*	0	8.14×10^{-5}	1.21×10^{-4}	3.89×10^{-4}	7.73×10^{-4}	8.43×10^{-4}	8.73×10^{-4}	8.73×10^{-4}	9.46×10^{-4}	9.69×10^{-4}	9.84×10^{-4}
$\rho \omega^2 I^*$	0	$6.67 \times 10^{+5}$	$9.89 \times 10^{+5}$	$3.19 \times 10^{+6}$	$6.34 \times 10^{+6}$	$6.91 \times 10^{+6}$	$7.16 \times 10^{+6}$	$7.16 \times 10^{+6}$	$7.76 \times 10^{+6}$	$7.94 \times 10^{+6}$	$8.07 \times 10^{+6}$
$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^*$	$1.41 \times 10^{+6}$	$2.08 \times 10^{+6}$	$2.40 \times 10^{+6}$	$4.6 \times 10^{+6}$	$7.75 \times 10^{+6}$	$8.33 \times 10^{+6}$	$8.57 \times 10^{+6}$	$8.57 \times 10^{+6}$	$9.17 \times 10^{+6}$	$9.36 \times 10^{+6}$	$9.49 \times 10^{+6}$

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

					КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк.
						89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.5

Параметр	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\sigma^{*}h^{*}r^{*}$	10.420	20.616	7.904	9.214	22.954	18.186	24.615	19.672	16.257	14.610	9.519
$(\int \sigma_B h d r + \int \sigma^{*} h^{*} r^{*})$	10.420	21.082	8.606	12.431	36.363	34.076	41.867	36.924	38.017	38.449	35.216
$(k_B)^2$	7.37×10^{-6}	1.01×10^{-5}	3.58×10^{-6}	2.7×10^{-6}	4.69×10^{-6}	4.09×10^{-6}	4.88×10^{-6}	4.31×10^{-6}	4.15×10^{-6}	4.11×10^{-6}	3.71×10^{-6}
k_B	2.715	3.183	1.893	1.644	2.166	2.023	2.210	2.076	2.036	2.027	1.927
$k_B^{\min}$	1.644										
T, K	974	961	949	875	834	771	763	760	760	752	751

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

					КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк.
						90
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

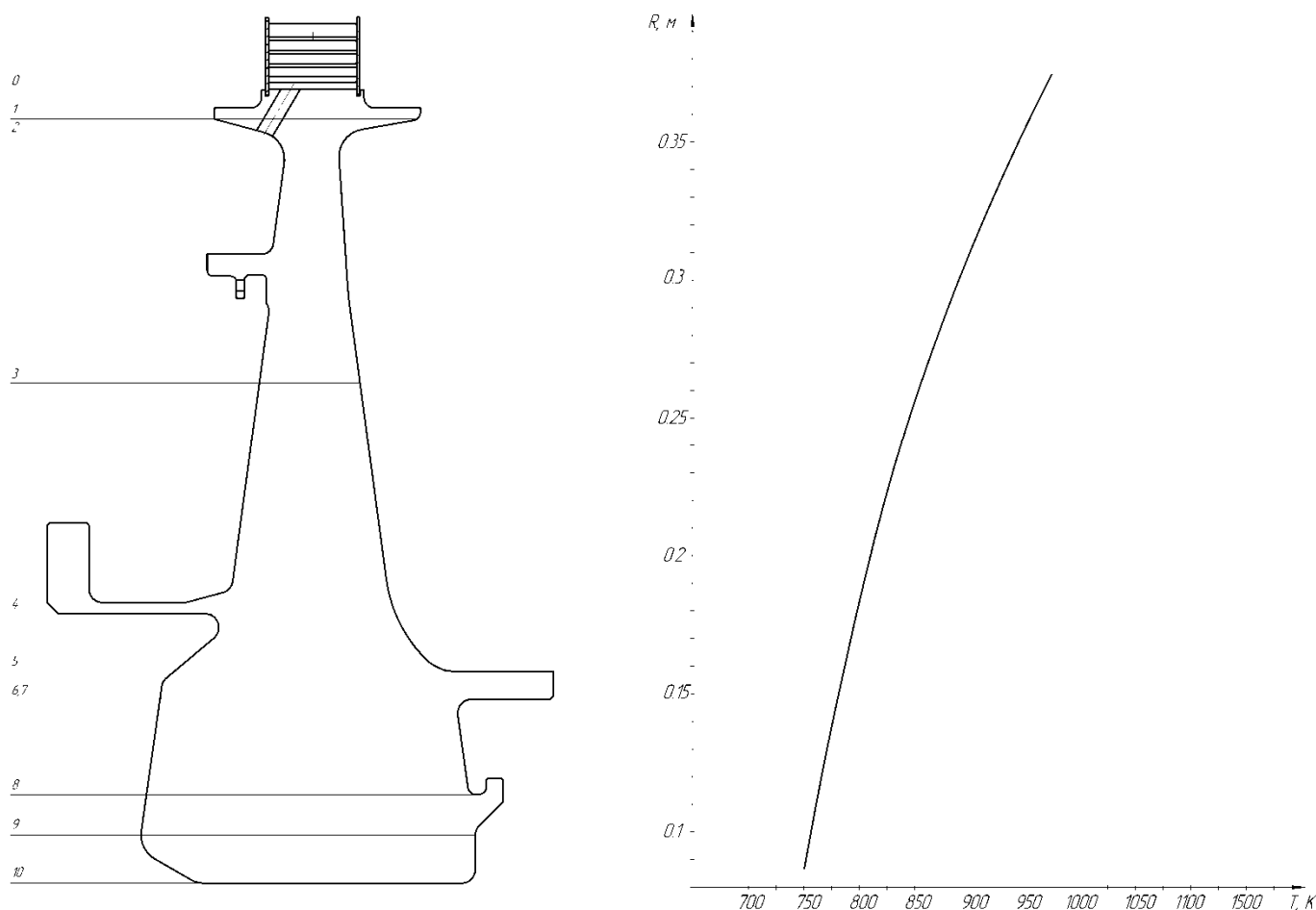


Рисунок 2.9 – Ескіз диска ТВТ з розрахунковими перетинами і графік залежності температури диска від його радіусу

2.5 Розрахунок підшипника ТВТ на довготривалість

При роботі турбіни високого тиску витрачається енергія на подолання сил, що перешкоджають обертанню (тертя о нерухомий корпус). Завдяки застосуванню підшипників кочення вдалося значно знизити цю групу сил.

Характеристика підшипника:

- однорядний радіальний роликовий;
- серія 5 – 1032930P1 ГОСТ 8328-57;
- зовнішній діаметр зовнішнього кільця $D=210$ мм ;
- діаметр отвору внутрішнього кільця $d=150$ мм;
- ширина кілець підшипника $B=38$ мм;
- діаметр тіла кочення $D_T=15$ мм;
- довжина ролика $l=15$ мм;

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					Арк.
										91
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

- кут контакту $\alpha=0^\circ$;
- кількість роликів $z=30$;
- кількість рядів тіл кочення $i=1$;

Розрахунок підшипника

1. Розрахунок динамічної вантажопідйомності:

$$C = f_c (i \cdot l \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot D_T^{29/27}, \text{ де}$$

f_c – коефіцієнт динамічної вантажопідйомності, залежить від геометрії деталей підшипника, точності виготовлення і матеріалу.

$$f_c = f \left(\frac{D_T \cdot \cos(\alpha)}{d_0} \right) = f \left(\frac{15 \cdot \cos(0)}{180} \right) = f(0.083) = 7.31, \text{ де}$$

$d_0 = (D + d) / 2 = 180 \text{ мм}$ – середній діаметр підшипника

$$C = 7.31 (1 \cdot 15 \cdot \cos 0^\circ)^{7/9} \cdot 30^{3/4} \cdot 15^{29/27} = 14115.7$$

2. Розрахунок еквівалентного динамічного навантаження:

$$P = (V \cdot X \cdot F + Y \cdot F_a) \cdot k_\delta \cdot k_m, \text{ де}$$

$V = 1$ – коефіцієнт обертання щодо вектора навантаження внутрішнього кільця;

$F_r = 500 \text{ кг/см}^2$ – радіальне навантаження;

$X = 1$ – коефіцієнт радіального динамічного навантаження (табл. 12 [25]);

$Y = 0$ – коефіцієнт осьового динамічного навантаження;

$F_a = 0$ – осьове навантаження;

$k_\delta = 1.2$ – коефіцієнт динамічності підшипника (коефіцієнт небезпечності), враховує вплив динамічних умов роботи (табл. 15 [25]);

$k_m = 1.1$ – коефіцієнт, що враховує вплив температурного режиму роботи на довговічність підшипника.

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 500 + 0 \cdot 0) 1.2 \cdot 1.1 = 660 \text{ кг} = 6468 \text{ Н}$$

3. Розрахунок номінальної довговічності підшипника:

$$L = (C / P)^{10/3} = (14115.7 / 6468)^{10/3} = 29052 \text{ млн. обертів};$$

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{29052 \cdot 10^6}{60 \cdot 9475} = 51103 \text{ год.}$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					Арк.
										92

2.6 Опис системи змащування

Призначення й склад системи

Система змащення двигуна призначена для змащення й охолодження підшипників, зубчатих зачеплень й інших тертьових елементів.

Система змащення (мал.) двигуна - циркуляційна, під тиском, з вільним зливом мастила, що відробило, у мастиловіддільні баки 12 й 15 і примусовою відкачкою мастила з них у циркуляційну цистерну.

Система змащення двигуна складається з агрегатів, приладів контролю й захисту, арматури, трубопроводів.

2.6.1 Склад системи змащування

У систему змащування двигуна (рис. 2.5) 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 масловіддільний БМ1, сигналізатори рівня РУ1, LL011, LL020, LL030, маслоохолоджувач АТ1, стоп-кран КД, клапани запірні К1... К5, клапани зворотні КО1, КО2, КО3, шайба дросельна ДР1, трубопроводи.

2.6.2 Принцип роботи системи змащування

Система працює в такий спосіб: мастило надходить із маслоапаратної у цистерну 20 через кран 31 до максимального рівня. При необхідності мастило підігрівається підігрівником 24 до зазначеної температури. Для рівномірного нагрівання всього мастила в цистерні 20 включається електронасос 28, закривається кран 29, відкривається кран 30 і проводиться прокачування мастила по "закольцівці". При досягненні температури мастила МС 8П 10°C або T_n 22з 35°C електропідігрівання й прокачування вимикається, система підготовлена до роботи.

Після команди "Пуск" мастило із циркуляційної цистерни 20 забирається електронасосом 34 і нагнітаючою секцією маслоагрегату 36 і через зворотні клапа-

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк.	
											93	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								

ни насосів і фільтри 3, 4 подається до підшипників й інших місць змащення двигуна.

Фільтр 4 працює тільки в період пуско-налагоджувальних робіт, при нормальній експлуатації фільтр 4 виключається з роботи, відповідно до вимоги інструкції для експлуатації. На вході мастила в місця змащення встановлені захисні фільтри 7, 8, які охороняють від випадкового засмічення отвору мастилопідвідних спреєрів.

Відпрацьоване мастило з перехідника й опорного вінця ТН зливається у мастиловіддільний бак низького тиску 15, з опорного вінця ТНТ і заднього корпусу КВТ мастило зливається в мастиловіддільний бак високого тиску 12. У мастиловіддільних баках 12 й 15 відбувається первісне відділення мастила від маслоповітряної суміші. Для забезпечення перепаду тиску на контактних ущільненнях у маслобак 12 через зворотний клапан 40 підводить повітря від КНТ і стравлюється через жиклер 11 на вхід у статичний масловіддільник 14. Маслоповітряна суміш із масловіддільного баку 15 безпосередньо надходить до статичного масловіддільника 14, де відбувається остаточне відділення мастила від маслоповітряної суміші. Відділене від повітря мастило зливається в маслоцистерну 20. Відпрацьоване мастило з переднього корпусу через нижню коробку приводів зливається в піддон навішаного маслоагрегату 36.

З піддона маслоагрегату, маслобаків 12, 15 мастило забирається секціями висмоктувального маслоагрегату з електроприводом 16 або висмоктувальними секціями навішаного маслоагрегату 36 і подається на маслоохолоджувач 26 і потім у цистерну циркуляційну 20. Далі цикл повторюється.

На фланці маслоагрегату 36, вихідних штуцерах електронасосів 16 й 34 установлені зворотні клапани, що перешкоджають зворотному струмові мастила через секції непрацюючого агрегату, при роботі іншого.

Для поліпшення усмоктувальної здатності висмоктувального з електроприводом 16 у його порожнину усмоктування впорскується невелика кількість мастила (для заповнення мастилом зазорів між шестірнями й корпусом) з порожнини нагнітання нагнітаючого маслоагрегату з електроприводом 34.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.					Арк.
										94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

2.6.3 Агрегати системи змащування

У системі змащення двигуна передбачені наступні прилади: термоперетворювачі опору 10, 21, 32 для виміру температури мастила на виході 32 і на вході у двигун 21, і на зливах з перехідника, заднього корпусу КВТ, опорного вінця ТНТ, опорного вінця ТН; датчики тиску 1, 33 для виміру тиску мастила, що надходить на змащення двигуна й висмоктувального із двигуна; сигналізатори тиску 5, 6, 17 й 35, що видають сигнал у САУ у випадку падіння тиску мастила; манометри 2, 38 для виміру перепаду тиску мастила на фільтрі. По сигналах від сигналізаторів тиску 5, 17, 35 САУ забезпечує аварійний захист двигуна. По сигналу від сигналізатора тиску 6 САУ забезпечує обмежувальний захист двигуна.

Сигналізатор рівня 18 призначений для сигналізації о досягненні в цистерні циркуляційній мінімального, максимального й аварійного рівнів мастила.

Датчик різниці тисків 13 призначений для контролю перепаду тиску повітря за КНТ над тиском у масловіддільному баку високого тиску 12. При зниженні перепаду, нижче зазначеного, у САУ видається сигнал, при одержанні якого САУ робить аварійну зупинку двигуна.

Контроль за роботою висмоктувальних насосів забезпечується сигналізаторами тиску 35 й 17, що видають сигнал у САУ у випадку падіння тиску мастила за насосами. По сигналу від сигналізатора 17 (за висмоктувальним електронасосом 16) САУ забезпечує аварійний захист двигуна. Звід захисту після включення нагнітаючого електронасоса 34. Скидання захисту з відключенням нагнітаючого електронасоса 34. По сигналу від сигналізатора 35 (на виході з всмоктувальних насосів маслоагрегату 36) САУ забезпечує аварійний захист двигуна. Звід захисту по обертах КНТ вище 3600 об./хв.

Давач-реле різниці тисків 39 призначений для сигналізації про досягнення гранично-допустимого перепаду тиску на фільтрах 3, 4.

З метою ранньої діагностики стану вузлів двигуна на зливах з переднього корпусу КНТ (у нижній коробці приводів), перехідника, заднього корпусу КВТ, опорних вінців ТНТ і ТН встановлені магнітні сигналізатори стружки 9.

САУ керує роботою електронасосів у наступній послідовності:

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										95
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.

- с натисканням кнопки "Пуск" включаються маслоагрегати з електроприводом 34 й 16. З початком обертання ротора КНТ вступає в роботу маслоагрегат 36.
- при досягненні частоти обертання КНТ вище 3600 об./хв. маслоагрегати з електроприводом відключаються й змащення двигуна здійснюється тільки навішаним маслоагрегатом 36.
- при зниженні частоти обертання КНТ нижче 3600 об./хв. маслоагрегати з електроприводом включаються.
- при зниженні тиску в системі змащення нижче тиску спрацьовування сигналізаторів тиску 5 й 6.

Після повної зупинки двигуна маслоагрегати з електроприводом 16 й 34 продовжують працювати для охолодження підшипників двигуна. САУ блокує роботу нагнітаючого електронасоса 34 при непрацюючому всмоктувальному маслоагрегаті з електроприводом 16.

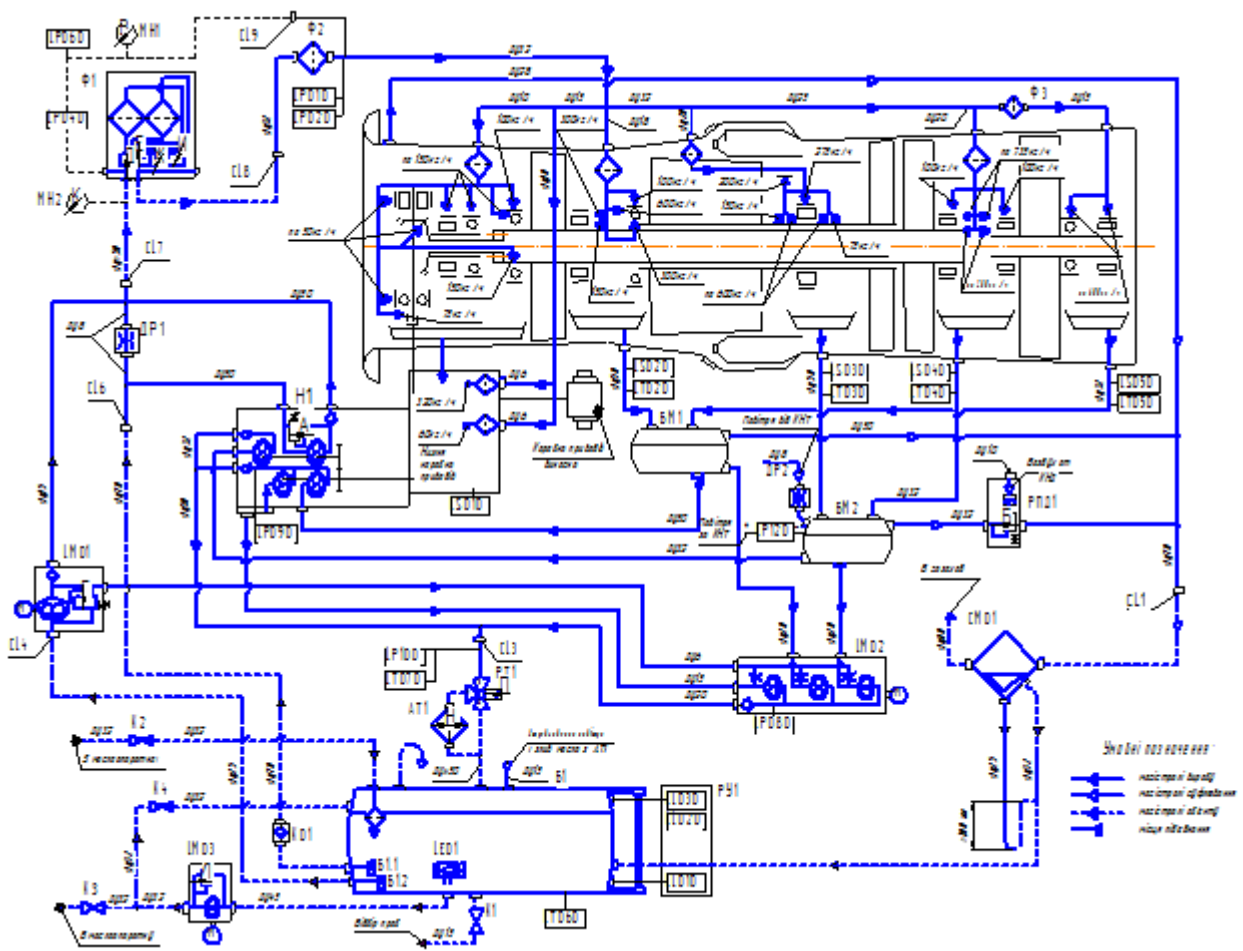


Рисунок 2.10 – Схема системи змащення двигуна

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ.	Арк. 96
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 Охорона праці

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

Дисципліна «Охорона праці» - комплексна соціально-технічна дисципліна. Вона включає санітарію, техніку безпеки, пожежну і вибухову безпеку, законодавство по охороні праці.

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів. А отже, задачею охорони праці є зведення до мінімуму вірогідності поразки або захворювання працівника з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Небезпечним виробничим чинником називається такий виробничий чинник, дія якого на працюючого в певних умовах приводить до травм або до іншого раптового, різкого погіршення здоров'я.

Шкідливим виробничим чинником називається такий виробничий чинник, дія якого на працюючого в певних умовах приводить до захворювання або зниження працездатності.

Прикладами небезпечних чинників можуть служити відкриті струмопровідні частини устаткування, деталі машин і механізмів, що рухаються, розжарені тіла, можливість падіння з висоти самого працюючого або деталей і предметів, наявність місткостей із стислими або шкідливими речовинами і т.п.

Прикладами шкідливих чинників є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє освітлення, вібрації, шум, ультра і інфразвук, іонізуючі і лазерні випромінювання, електромагнітні поля. Підвищенні напруженість і важкість праці, наявність шкідливих мікроорганізмів або комах і т.д.

Між небезпечними і шкідливими чинниками часто не можна провести чіткої межі. Один і той же чинник може привести до нещасного випадку.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ.	Арк.
						98

Нещасний випадок на виробництві – випадок дії на працюючого небезпечного виробничого чинника при виконанні ним трудових обов’язків або завдань керівника робіт. Дія на людину шкідливого виробничого чинника може привести до професійного захворювання.

Забезпечення здорових та безпечних умов праці покладається на адміністрацію підприємств (установ). Адміністрація зобов’язана впроваджувати сучасні засоби техніки безпеки, які попереджують виробничий травматизм, а також забезпечувати санітарно-гігієнічні умови, що запобігають виникненню професійних захворювань робітників та службовців. Крім того, адміністрація підприємств (установ) повинна здійснювати організаційну роботу щодо забезпечення безпечних і здорових умов праці, а саме: планування та фінансування різних заходів з охорони праці, проведення інструктажу робітників та службовців з техніки безпеки і виробничої санітарії та ін.[13].

Инв. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.09.03.ПЗ. 99					

3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі компресорної станції

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випаровування масла і технічних рідин.

В приміщенні компресорної станції мають місце наступні небезпечні і шкідливі виробничі чинники (ГОСТ 12.0003-74):

- підвищена температура поверхонь устаткування;
- підвищена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- небезпека ураження електричним струмом;
- підвищена вибухонебезпечність;
- підвищена пожежонебезпечність;
- наявність у повітрі робочої зони шкідливого газу.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих чинників є ГТД і нагнітач. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали допустимим нормам. Це зв'язано з тим, що шкідливі чинники, діючи дратівливо на організм людини, послабляють реакцію людини і погіршують її самопочуття.

Природні гази складаються переважно з граничних вуглеводів – метану CH_4 , вуглеводів – етану C_2H_6 , вуглеводів – пропану C_3H_8 , вуглеводів – бутану C_4H_{10} і вуглеводів – пентану C_5H_{12} . Суміші природного паливного газу і повітря в певному співвідношенні є вибухонебезпечними; окремі компоненти газу токсичні.

Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники вентиляції, освітленості, вібрації та шуму в робочій зоні відповідали встановленим нормам.

Повітря робочої зони. Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки ви-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ.	Арк.
						100

являють токсичну дію на організм людини. Ці речовини добре розчинюються в біологічних середовищах і здатні вступати з ними до взаємодії, що викликає порушення нормальної життєдіяльності. В результаті у людини виникає хворобливий стан, небезпека якого залежить від тривалості дії, концентрації та виду речовини [13].

Такими шкідливими речовинами в робочій зоні компресорної станції є компоненти вихлопних газів (оксиди вуглецю, азоту, сажа та ін.).

У відповідності з ГОСТ 12.1.005-88 «Загальні вимоги до повітря робочої зони» встановлено норми на температуру в машинному залі і на чистоту. В теплу пору року температура на робочих місцях не повинна перевищувати температури зовнішнього повітря і повинна бути не вище +25⁰С.

ГТД насичений трубопроводами. При витоку і випаровуванні технічних рідин, масла і інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система проточувально – витяжної вентиляції, яка забезпечує необхідну кількість повітря. Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл.3.1) [4].

У виробничих умовах працівники знаходяться поблизу нагрітого металу, гарячих поверхонь і т.п. Таким чином вони підлягають дії *теплоти*, що випромінюється цими джерелами. В результаті поглинання теплової енергії підвищується температура шкіри та тканин, що розташовані глибше.

Таблиця 3.1 - Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень.

Речовина	Пил	Сажа (С)	Оксид вугле- цю CO	Альде- гід CH ₂ O	Бензпі- рен C ₂₀ H ₁₂	Ок- сид Азоту NO ₂	З'єднання сірки	
							SO ₂	H ₂ SO ₄
Гранично до- пустима кон- центрація, мг/м ³	—	4	20	0.7	0.00015	9	—	1

Але цим дія променевого потоку теплоти не обмежується: на випромінювання реагує весь організм. Під впливом випромінювання в організмі відбуваються біохімічні відхилення, порушення діяльності серцево-судинної і нервової систем. Променевий потік теплоти, окрім безпосередньої дії на працівників, нагріває підлогу, сті-

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.09.03.ПЗ.	
Арк.	
101	

ни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується.

На підставі цього за ГОСТ 12.1.005-88 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.3.2) [4].

Таблиця 3.2 - Допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року.

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря поза постійних робочих місць, °С
холодний і перехідний	15-21	75	0.4	13-24
теплий	Не більше ніж на 5 вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год., але не більше 28	При 25°С не більше 70 При 24°С і нижче не більше 75	0.5-1.0	Не більше ніж на 5 вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год.

Освітлення робочої зони. Правильно спроектоване та виконане освітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Збереження зору людини, стан його центральної нервової системи в значній мірі залежать від умов освітлення. В машинному залі рекомендовано систему загального освітлення, як для приміщення, де однотипні роботи виконуються по всій площі. Окрім робочого освітлення слід передбачати аварійне та евакуаційне. Аварійне освітлення створюють для тих випадків, коли раптове відключення робочого освітлення може викликати порушення нормального обслуговування обладнання, що в свою чергу може призвести до вибуху, пожежі, отруєння людей, порушення роботи таких об'єктів, як диспетчерські пункти, насосні установки водопостачання та інші виробничі приміщення, в яких неприпустимо припинення роботи. Евакуаційне освітлення передбачається для евакуації людей з приміщень при ава-

Ив. № подл. Підпис і дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Підпис і дата						Арк. 102
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

рійному відключенні робочого освітлення в місцях, небезпечних для проходу людей.

Згідно з нормами ДБН В.2.5-28-2006 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл.3.3) [4].

Таблиця 3.3 - Мінімальна освітленість виробничих приміщень та поверхонь

Приміщення і поверхні	Мінімальна освітленість $E_{\min}$, лк	
	При люмінесцентних лампах	При лампах розжарювання
Машинні приміщення: - Розподільні пристрої і пульти керування - Місця керування головними механізмами	100 100	75 75
Котельні приміщення: - Площадки обслуговування котлів - Приміщення димососів, вентиляторів - Конденсаторна, хімводоочищення, деаераторна, бойлерна	100 100 100	— — —
Диспетчерські, пульти операторів, контрольно-вимірювальні прилади	200	100
Сходи службових і допоміжних приміщень	50	20

Виробнича вібрація. Систематичний вплив загальних вібрацій може бути причиною вібраційної хвороби – стійких порушень фізіологічних функцій організму, що обумовлені переважно дією вібрацій на центральну нервову систему. Ці порушення виявляються у вигляді головних болів, запаморочень, поганого сну, зниженої працездатності, поганого самопочуття, порушень серцевої діяльності. Вібрація може не викликати больових відчуттів, але утруднить проведення виробничих процесів.

Причиною низькочастотної вібрації насосів, компресорів, двигунів є невідношення елементів, що обертаються. Дія невідношених динамічних сил посилюється поганим кріпленням деталей, їх зносом в процесі експлуатації.

У відповідності з ГОСТ 12.1012-78 нормованими параметрами при оцінці вібрацій є середні квадратичні значення вібростійкості V , м/с та їх логарифмічні рівні L_V , дБ в октавних смугах середньгеометричних частот.

Ив. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	Виробнича вібрація. Систематичний вплив загальних вібрацій може бути причиною вібраційної хвороби – стійких порушень фізіологічних функцій організму, що обумовлені переважно дією вібрацій на центральну нервову систему. Ці порушення виявляються у вигляді головних болів, запаморочень, поганого сну, зниженої працездатності, поганого самопочуття, порушень серцевої діяльності. Вібрація може не викликати больових відчуттів, але утруднить проведення виробничих процесів. Причиною низькочастотної вібрації насосів, компресорів, двигунів є невідношення елементів, що обертаються. Дія невідношених динамічних сил посилюється поганим кріпленням деталей, їх зносом в процесі експлуатації. У відповідності з ГОСТ 12.1012-78 нормованими параметрами при оцінці вібрацій є середні квадратичні значення вібростійкості V, м/с та їх логарифмічні рівні L_V, дБ в октавних смугах середньгеометричних частот.					Арк.				
										103				
										КР.142.6231м.09.03.ПЗ.				
										Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Шум. За своєю природою шум в ГТУ ділиться на шуми аеродинамічного (газо-динамічного) та механічного походження, причому найбільше значення має аеродинамічний шум, що випромінюється повітрязабірним трактом ГТУ. Основним джерелом цього шуму є компресор, при роботі якого рівень сумарного шуму досягає 135-145 дБ. В свою чергу джерелами шуму компресорних установок є повітрязабірні та вихлопні (для скидання повітря) повітроводи, що виходять в атмосферу, а також корпуси компресорів. Шум турбокомпресорів та турбін є високочастотним, що пов'язано з природою виникаючого шуму (вихровий шум, шум від неоднорідності потоку). Неоднорідність потоку на вході в колесо або на його виході, яка виникає через погано обтічні деталі, конструкції або напрямний апарат, призводить до нестационарного обтікання лопаток колеса і нерухомих елементів, що поруч з колесом і, як результат, виникає шум.

Низькочастотна частина шуму обумовлена механічними причинами, до яких відносяться коливання, викликані невірноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння.

Крім того, насосні установки є джерелами гідродинамічного шуму, причиною якого є кавітація рідини, що виникає у поверхні лопатей при високих колових швидкостях і недостатньому тиску на всмоктуванні.

Під впливом шуму, що перевищує 85-90 дБ, в першу чергу знижується слухова чутливість на високих частотах. Тривала дія сильного шуму викликає загальну втоми, може привести до погіршення слуху, іноді до глухоти, порушується процес травлення, відбуваються зміни об'єму внутрішніх органів.

Звукові коливання можуть сприйматися не тільки вухом, а й безпосередньо через кістки черепа. Діючи на кору головного мозку, шум прискорює процес стомлення, послаблює увагу і уповільнює психічні реакції.

Патологічні зміни, виникаючі під впливом шуму, розглядають як шумову хворобу.

При дії шуму дуже високих рівнях (більше 145дБ) можливий розрив барабанної перетинки.

Ивв. № подл.	Підпис і дата	Взам. ивв. №	Ивв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ.	Арк.
						104
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно з ГОСТ 12.1.003-76 загальні вимоги безпеки встановлено допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях (для широкосмугового шуму) (табл.3.4) [4].

Таблиця 3.4 - Допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях

Робочі місця	Рівень звукового тиску, дБ, в октавних полосах зі середньгеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабіни спостережень і дис-танційного управління: - Без мовного зв'язку по те-лефону - З мовним зв'язком по те-лефону	94	87	82	78	75	73	71	70
	83	74	68	63	60	57	55	54
Постійні робочі місця і ро-бочі зони в виробничих приміщеннях і на території підприємств	99	92	86	83	80	78	76	74

Пожежна небезпека. Горіння – це хімічна реакція окислення, супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібна наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача і джерела загоряння. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів слід враховувати їх агрегатний стан. Оскільки горіння, як правило, проходить в газовому середовищі, то в якості показників пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утворюється достатня кількість га-зоподібних горючих продуктів. Основними показниками пожежної небезпеки, що визначають умови виникнення і розвитку процесу горіння, є температура самозай-мання і концентраційні межі запалювання.

Компресорна станція, як і більшість підприємств машинобудівної промисловос-ті, характеризується підвищеною вибухопожежною небезпекою через значну кіль-кість легкозаймистих та горючих рідин і газів, розгалужену мережу трубопроводів із запірно-пусковою та регулюючою арматурою.

Відповідно до типових правил пожежної безпеки для промислових підприємств існують наступні норми пожежогасіння на кожні 400-500м² площ приміщень:

- вуглекислотні вогнегасники (типу ОУ-2,5,8);
- пінні вогнегасники – 4;

Инов. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ.					Арк.
										105
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

- ящик з піском місткістю 3м³ і лопата – 1;
- волок або азбест 2×2м – 1.

Аналіз зареєстрованих крупних пожеж на машинобудівних підприємствах показав, що при пожежах на цих підприємствах виникає складна обстановка для пожежогасіння, тому потрібна розробка комплексу заходів щодо протипожежного захисту. Цей комплекс включає заходи профілактичного характеру та влаштування систем пожежогасіння і вибухозахисту [13].

3.2 Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу компресорної станції

Утворення в виробничих приміщеннях якісного та ефективного освітлення неможливе без застосування раціональних світильників. Найбільш важливою функцією освітлювальної апаратури є перерозподіл світлового потоку лампи, що підвищує ефективність освітлювальної установки. Іншим не менш важливим призначенням освітлювальної апаратури є збереження очей працівників від впливу надзвичайно великої яскравості джерел світла.

За характеристиками робіт, які проводяться у приміщенні, також відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 норма освітленості у машинному залі компресорної станції повинна складати 100 лк.

В установках внутрішнього штучного освітлення люмінесцентні лампи при всіх інших рівних умовах забезпечують кращу якість освітлення, ніж інші лампи. Для освітлення приміщення вибрано люмінесцентну лампу типу ЛД-80 (потужністю 80 Вт, напруга на лампі 108 В, струм – 0.08 А, світловий струм 4070 лм) довжина лампи – 1515 мм, діаметр – 38 мм.

Ив. № подл.	Підпис і дата					КР.142.6231м.09.03.ПЗ. Арк. 106
	Ив. № дубл.					
	Взам. ив. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

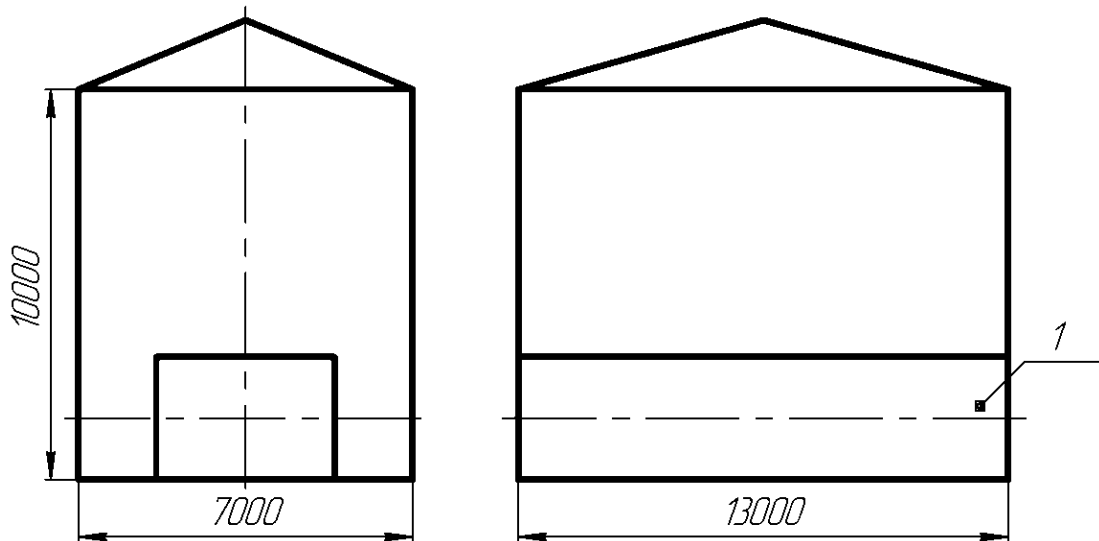


Рисунок 3.1 - Схема машинного залу на компресорній станції і розташування ГТД на рамі (1 – ГТД на рамі)

У якості світильника прийнято світильник загального освітлення з екрануючою решіткою типу ОДР.

Світлорозподіл – прямий. Потужність застосовуваних ламп 2×80 Вт. Світильники у більшості випадків розташовують суцільними рядами, або з деякими розірваннями, орієнтуючи ряди паралельно стінкам.

Розрахунок ведеться за методом коефіцієнта використання світлового потоку, який призначений для розрахунку загального рівномірного освітлення з урахуванням світла, відбитого стінами і стелею. За даним методом визначається кількість світильників, необхідних для створення заданої освітленості [22].

Відстані між рядами: $B = x \cdot H$, де

H – висота підвісу світильників над робочою поверхнею, м;

x – коефіцієнт, який характеризує оптимальне розташування світильників.

Для світильників ОДР: $x=1.4$, $H=3\text{м} \rightarrow B = 1.4 \cdot 3 = 4.2\text{м}$, приймаємо $B=4\text{м}$.

Так як ширина приміщення машинного залу 7м, то використовуємо розташування світильників у два ряди.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.09.03.ПЗ.					Арк.
										107
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

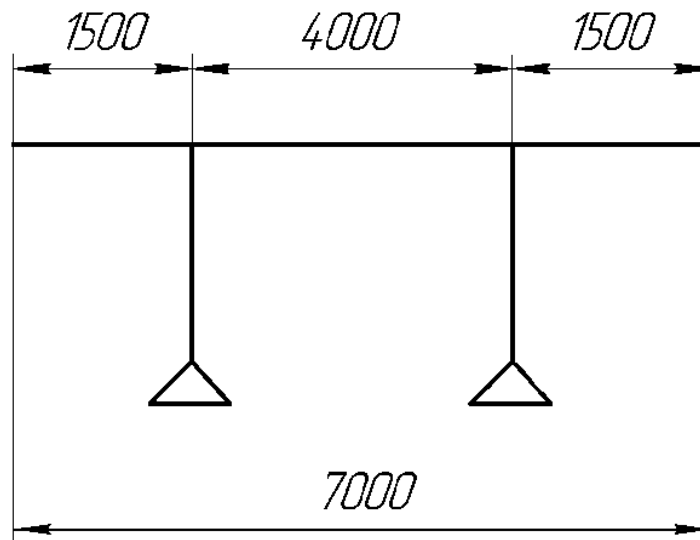


Рисунок 3.2 - Схема розташування світильників у рядах.

Кількість світильників:

$$N = E_{min} S K_3 Z / n \Phi_{\lambda} \eta = 100 \cdot 91 \cdot 1.5 \cdot 1.1 / 2 \cdot 4070 \cdot 0.36 = 5,12 \approx 5,$$

де E_{min} – рівень мінімальної освітленості робочих поверхонь у виробничих приміщеннях, лк [22, табл.1,21];

$S = 7 \cdot 13 = 91 \text{ м}^2$ – площа освітлюваного приміщення;

K_3 - коефіцієнт запасу [22, табл.5] - враховує експлуатаційне зниження освітленості внаслідок забруднення переборок, світильників, а також зменшення світлового потоку ламп у процесі їхньої експлуатації;

Z – коефіцієнт мінімальної освітленості (для люмінесцентних ламп) – враховує нерівномірність освітленості і залежить від відношення відстаней між світильниками і від їх типів;

$n \Phi_{\lambda}$ – сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику (n – кількість ламп; Φ_{λ} - світловий потік однієї лампи, лм) [22, табл.17];

η – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, встановлених у світильнику (залежить від типу світильника, коефіцієнтів відбиття стелі ρ_n , стін ρ_c , розрахункової поверхні або підлоги ρ_p та індексу приміщення i).

За табл.22,26 [22]: $\rho_n = 50$;

$\rho_c = 30$;

$\rho_p = 10$.

$$i = AB/h(A+B) = 7 \cdot 13/3(7+13) = 1.5,$$

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.09.03.ПЗ.					Арк.
										108
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

де А - довжина приміщення;

В - ширина приміщення;

h - висота приміщення;

тоді, $\eta=0.36$.

Отже, прийнято 5 світильників. Необхідно максимально уникнути виникнення тіней від стаціонарного обладнання, а також забезпечити стабілізацію світлового потоку газорозрядних ламп, що досягається використанням двох- та трьохфазного вмикання в мережу або баластного, ємнісного чи індукційного опору.

3.3 Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів

Для зменшення вірогідності найбільш небезпечного фактору на компресорній станції – пожежі і вибуху необхідне проведення ряду організаційних, технічних, режимних та експлуатаційних заходів з пожежної профілактики. Паливопроводи, масляні місткості і інші трубопроводи повинні бути герметичними, розташовуватися в приміщеннях, ізольованих від ГТД, на безпечній відстані від високотемпературної зони.

Для запобігання попадання людини на елементи ГТА, що рухаються, необхідно застосовувати засоби колективного захисту: запобіжні, блокуючі, сигналізуючі і спеціальні у відповідності з ГОСТ 12.04.001-75.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію обладнання, протипожежний інструктаж працівників та службовців.

До технічних заходів належать дотримання протипожежних правил, норм при влаштуванні обладнання, опалення, вентиляції, освітлення. Заходи режимного характеру – це заборона паління в невстановлених місцях та ін.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти та випробування технологічного обладнання.

Вибух може статися при унесенні полум'я, появі іскри у повітряному середовищі, яке уміщує газ. Тому при проектуванні станції необхідно передбачити:

1. Виконання проточної і природної вентиляції.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ.	Арк.
						109

2. В зоні з великою загазованістю повітря, незалежно от прийнятої системи вентиляції необхідно передбачити витяг з верхньої зони повітря в об'ємі не менше однократного об'єму повітря за годину.

3. Аварійну вентиляцію з автоматичним включенням і сигналізацією.

Для того щоб вчасно виявити витікання, всі горючі гази, які направляються в міські газопроводи, підлягають одоризації, тобто їм надають різкий специфічний запах, за яким їх легко виявити навіть при незначних концентраціях в повітрі приміщень. Повітря, яке видаляється системами вентиляції і утримує пил, шкідливі речовини, перед викидом в атмосферу повинно очищуватися для того, щоб в атмосферному повітрі не було шкідливих речовин.

Важливим в умовах приміщення ГПА захист від випромінювання теплоти. Засобами такого захисту можуть бути: теплоізоляція нагрітих поверхонь, екранування теплових випромінювань. Теплоізоляція є ефективним заходом не тільки для зменшення інтенсивності теплового випромінювання від нагрітих поверхонь, але також для запобігання опіків при доторканні до цих поверхонь. Для теплоізоляції застосовують різноманітні матеріали і конструкції (спеціальний бетон і цеглу, металеві каркаси, мінеральну і скляну вату, азбест, волок та ін.).

Для запобігання вібрації вже при конструюванні машин (компресорів, турбін, котлів, насосів і т.д.) необхідно знаходити рішення для плавного обтікання деталей машин потоками робочих середовищ. Для зменшення вібрації працюючих машин та механізмів треба усунути невідновженість мас, що обертаються, шляхом балансування. Має місце вібродемпфування та віброізоляція. Так за допомогою вібродемпфування енергія механічних коливань перетворюється у теплову (зниження вібрацій, які викликані коливаннями металічних поверхонь за рахунок вібродемпфуючого личкування), а встановлення віброізоляторів дозволяє послабити передачу вібрацій від джерела коливань до основи або суміжним елементам. Також дуже часто віброгасіння здійснюють шляхом встановлення агрегатів на фундаменти не зв'язаних з фундаментами будівлі. Крім того, виключити контакт з вібруючими об'єктами можна використанням огорожі, сигналізації.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ.	Арк.
						110

Своєчасний ремонт дозволяє знизити шум, який є наслідком несправностей та зносу механізмів. Заміна, коли це можливо, підшипників кочення на підшипники ковзання знижує шум на 10-15дБ. Для захисту від шуму найгаласливіші машини і механізми повинні бути закриті звукоізовльованими кожухами, локалізуючи і джерело шуму. Кожухи звичайно виготовляються з дерева, металу або пластмаси. Із засобів індивідуального захисту від шуму застосовують вкладиші, навушники або шоломи.

Для зменшення шуму всмоктування застосовано двоступінчасте глушіння шуму. Один з пластинчастих глушників встановлений до повороту потоку, а другий – з поворотом, в конфузіві всмоктую чого тракту ГТУ. Повороти повітря також вважаються середовищем, що знижує рівень зовнішнього шуму.

Аеродинамічний шум в ГТУ може бути знижений збільшенням зазору між лопатковими вінцями, поліпшенням аеродинамічних характеристик проточної частини компресорів і турбін. Кавітаційний шум може бути знижений поліпшенням гідродинамічних характеристик насосів і вибором оптимальних режимів їх роботи.

Для боротьби з шумом від повітряного струменя встановлюють на зрізі сопла насадки, дія яких основана на трансформації спектру шуму (переведення спектру у високочастотну зону і навіть в ультразвук) знижує шум на 8-12 дБ.

Головним засобом зниження шуму камери згоряння крім звукоізоляції є запобігання вібраційного горіння.

Для зниження шуму нагнітача природного газу використовують покриття звукопоглинним матеріалом патрубків, корпусу і кришки.

Для виключення передачі шуму на раму-маслобак при установці двигуна використовують амортизаційні прокладки, які дозволяють значно його знизити.

Вибір металу для виготовлення деталей може вплинути на показники вібрації, бо внутрішнє тертя в різних металах неоднакове. Так, наприклад, хромування турбінних лопаток зменшує їх звучність, при збільшенні температури металу на 100-150°С вони стають менш звучними.

Инв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.09.03.ПЗ. Арк. 111
	Взам. інв. №				
	Инв. № дубл.				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Широко застосовують змащення поверхонь, що труться, виконують балансування елементів, що обертаються, використовують прокладочні матеріали та пружні вставки в сполученнях, що також сприяє зменшенню рівня шуму.

Всі заходи щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів є дуже важливими для безпечної роботи виробничого персоналу. Вони повинні виконуватися в комплексі, дотримуватися, де це необхідно, самими працівниками, та бути під контролем адміністрації підприємства.

Инов. № подл.	Підпис і дата				Инов. № дубл.	Підпис і дата		
	Взам. інов. №							
	Инов. № дубл.							
	Підпис і дата							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ. <table border="1"> <tr> <td>Арк.</td> <td>112</td> </tr> </table>		Арк.	112
Арк.	112							

[illegible]

4 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – самостійна галузь, яка вивчає дію різних промислових підприємств на оточуюче середовище.

Людство постійно зв'язано з навколишнім середовищем. З його "кладової" люди черпали для свого існування біологічні і мінеральні ресурси. Це відбувалося на протязі багатьох століть і не завжди люди замислювались над цим, людство поставило себе перед межею, перспектив за котрою нема. Навколишнє середовище забруднене до такої ступені, що в найближчий час може постати питання про наше виживання, бо на цей час Україна займає перше місце в Європі за кількістю "технічного бруду" на одиницю населення, в нашій країні найнижчий показник тривалості життя (в середньому 65 років). Зоною екологічного лиха вважається біля 15% території нашої держави.

Проблеми захисту навколишнього середовища від забруднень і відходів, що викидаються промисловими підприємствами і транспортом, з кожним роком придибають все більше значення. Рішення цих проблем носить важливий характер, оскільки це позначається на стані екології і на стані здоров'я людей.

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

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

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

Гострота проблеми захисту навколишнього середовища під час бурхливого розвитку науки і техніки обумовлюється тим, що у сучасних умовах негативні нас-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ.	Арк.
						114

лідки дії антропогенного характеру на природу досягли великих масштабів. Щоб виключити можливе явище «екологічної кризи», необхідні зусилля наукових, суспільних і інших організацій.

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

4.1 Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінного агрегату компресорної станції

Техніко-економічний аналіз і накопичений світовий досвід показують, що вживання газотурбінних установок є одним з перспективних шляхів вдосконалення енергетичних систем, підвищення їх економічності і надійності. Також значні переваги газотурбінних двигунів як транспортні. Тому останні десятиріччя характеризуються інтенсивним розвитком газотурбобудування.

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

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

Зі сторони газотурбінної установки найбільш значними факторами, що впливають на навколишнє середовище є викиди тепла і шкідливих речовин в атмосферу, в яких присутні: продукти повного згоряння оксидів азоту (IV) NO_2 і оксидів сірки (IV) SO_2 ; продукти неповного згоряння C , CO , C_xH_y ; оксиди азоту NO_x , діоксин азоту NO_2 ; золіві частки. Наслідки забруднення біосфери тепловими викидами призводять до виникнення на Землі "парникового ефекту". З кожним роком кількість теплових і шкідливих викидів зростає, тому діючими санітарно-гігієнічними нормами встановлено середньодобові граничнодопустимі концентрації компонентів в атмосферному повітрі населених пунктів: $\text{CO}=1\text{мг/м}^3$; вуглеводні $\text{C}_{20}\text{H}_{12}=0.000001$

Инв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.09.04.ПЗ. Арк. 115
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

мг/м³; NO_x=0.085 мг/м³. Граничнодопустимі концентрації в повітрі згідно державних санітарних правил охорони атмосферного повітря населених місць (від забруднення хімічними та біологічними речовинами) (ДСП-201-97).

Кількість шкідливих викидів частіше за все вимірюють: в грамах забруднюючої речовини, яка випадає на 1 кг згорілого палива (г/кг); в міліграмах забруднювача на 1 м³ продуктів згоряння (мг/м³); в об'ємних відсотках (%); в частинах на мільйон об'ємних частинок продуктів згоряння (ppm). Димність визначається в умовних одиницях по затемненню матеріалу фільтру або у відсотках.

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

Існує декілька напрямків використання вторинних енергоресурсів газотурбінної установки, що приводє нагнітач газоперекачувальної станції:

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

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

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

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

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

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата	
КР.142.6231м.09.04.ПЗ. Арк. 116	

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

- SO_2 - впливає на верхні дихальні шляхи, як дратівливий і задушливий газ, викликаючи удавлення і руйнуючі дії, а також призводить до утворення сірчаної кислоти. ГДК складає 0.05 мг/м^3 ;
- окис вуглецю (II) CO – газ без кольору і запаху, з'єднуючись з гемоглобіном крові, зменшує її здатність переносити кисень, а також негативно впливає на центральну нервову систему людини та тварин. ГДК в повітрі складає 1 мг/м^3 ;
- оксиди азоту (II) і (IV) NO , NO_2 дуже токсичні. Потрапляючи в організм людини і з'єднуючись з водою, сприяють утворенню азотної і азотистої кислот, котрі роз'їдають слизисті оболонки, руйнують м'язову тканину, викликають незворотні перетворення серцево-судинної системи. ГДК складає 0.085 мг/м^3 ;
- продукти неповного згорання - вуглеводні C_xH_y впливають на систему кровообігу і на умовно-рефлекторну діяльність людини, електричну активність мозку та світову чутливість очей, призводять до онкозахворювань. ГДК складає 2.5 мг/м^3 (в перерахунку на бензин). Найтоксичніший з вуглеводнів бензопирин $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$, ПДК якого 0.000001 мг/м^3 ;

- альдегіди та формальдегіди мають алергенний вплив;
- сажа.

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТД:

- з'єднання сірки, які викликають утворення в атмосфері твердих частинок, що не пронизують сонячне проміння;
- продукти повного згорання палива, котрі сприяють виникненню кислотних дощів і «парникового ефекту»;
- оксиди азоту – через небезпеку руйнування озонового шару і збільшення в результаті цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Азотні з'єднання в паливі знаходяться в незначній кількості. В атмосферному повітрі об'ємна частка азоту перевищує 78%. В загальному випадку оксиди азоту можуть бути продуктом окислення азоту повітря («повітряні оксиди» азоту), так і продуктом окислення азоту, що міститься в паливі («паливні оксиди» азоту). Аб-

Ивв. № подл.	Підпис і дата				Ивв. № дубл.	Підпис і дата				
	Взам. ивв. №					Ивв. № дубл.				
	Підпис і дата					Ивв. № дубл.				
	Ивв. № подл.					Ивв. № дубл.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ.					Арк. 117

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

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

Проте розведення газів повітрям, знижує концентрацію шкідливих викидів у вихідному струмені, не означає зменшення загального, а тим більше регіонального забруднення атмосфери, оскільки воно визначається абсолютним значенням шкідливих викидів.

У ГТД, працюючих на газоподібному паливі, викиди сірки і золи відсутні, а основними шкідливими компонентами вихлопних газів є оксид азоту (повітряного походження) і продукти неповного згоряння палива: 3 , C , C_xH_y . У ГТД масові викиди C і C_xH_y істотно нижче, ніж в поршневому ДВЗ, але по викиду NO_x може навіть перевершувати поршневий мотор (особливо за наявності регенерації тепла). Не поступаються ГТУ в цьому відношенні і іншим видам паливо-запалювального устаткування.

КР.142.6231_м.09.04.ПЗ.

Арк.

118

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

На відміну від котлоагрегатів паротурбінних ТЕС, де склад токсичних компонентів димових газів визначається в основному видом палива і мало залежить від навантаження, в ГТУ склад токсичних компонентів дуже сильно змінюється із зміною навантаження. Якщо при часткових навантаженнях токсичність вихлопних газів у сумарному ступені визначається токсичністю C і NO_x , то на максимальних режимах домінуючими стають високотоксичні викиди азоту, причому тенденції подальшого розвитку ГТУ і ГТД, що намітилися, сприяють зростанню їх емісії.

Для стаціонарної і транспортної енергетики граничні рівні викиду шкідливих речовин з продуктами згоряння органічних палив обмежуються такими речовинами:

- для CO (ГОСТ 21204-97) 300 мг/м^3 ;
- для NO_x 150 мг/м^3 при об'ємній концентрації кисню 15% у сухій пробі продуктів згоряння, приведеної до стандартних атмосферних умов (ГОСТ 28775-90).

4.2 Методи зменшення викидів токсичних компонентів вихлопних газів газотурбінних установок компресорних станцій

Заходи для зменшення емісії CO і C_xH_y збігаються з використовуваними заходами для підвищення повноти згоряння палива і зводяться до наступного:

1. Підтримка в реакційному об'ємі досить високого температурного рівня. З погляду зменшення емісії продуктів недопалу на часткових режимах кращими є камери з дифузійним методом сумішоутворення, який сприяє підтримці стабільно високої температури в зоні реакції.

2. Поліпшення якості розпилювання рідкого палива, що дозволяє прискорити процеси його випаровування і сприяє створенню гомогенної горючої суміші. Для цього застосовують багатоступінчасті і багатосоплові форсунки, а також форсунки з перепуском палива, які дозволяють підняти тиск вприскування.

3. Зменшення часу існування крапель рідкого палива за рахунок його попереднього підігріву (особливо при використанні залишкових палив).

Инв. № подл.	Підпис і дата				Инв. № дубл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Инв. № дубл.				Підпис і дата	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ.	Арк.
																										119

4. Перерозподіл витрати повітря в первинній зоні камери згоряння, що дозволяє підтримувати значення коефіцієнтів надлишку повітря $\alpha_T=1,30\ldots 1,45$, при яких викиди газоподібних продуктів неповного згоряння мінімальні.

5. Використання конструкційних матеріалів – каталізаторів горіння, що дозволяє знизити середню ефективну температуру горіння, зменшити розміри зони хімічного реагування, скоротити час перебування газів у зоні високих температур. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.

6. Введення спеціальних присадок у паливо, що перешкоджають утворенню NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так, добавки 0,3% кобальту або міді в паливо знижують викиди оксидів азоту на 20...25%.

7. Вприскування водяної пари (води) у зону первинного сумішоутворення або використання водопаливної суміші. При цьому відбувається охолодження зони горіння і значне (на 30...40%) зменшення емісії оксидів азоту.

8. Циркуляція продуктів згоряння. У цьому випадку продукти згоряння виступають інертним розріджувачем суміші.

При спалюванні рідких палив димність збільшується із збільшенням вмісту в паливі ароматичних складових, густини і температури кипіння. Схильність до димоутворення росте із зменшенням вмісту в паливі водню. Димність істотно зростає при збільшенні тиску в камері згоряння. Процес утворення сажі, яка є причиною *димності* вихлопних газів, має дві стадії: утворення зародків і зростання часток. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням вмісту в паливі водню, який гальмує збільшення часток.

Методами зменшення димності є:

1. зменшення часу існування крапель палива;
2. зниження часу затримки займання і горіння.

Ці засоби реалізуються шляхом:

- зменшення об'єму перезбагачених паливом високотемпературних зон, якщо це не супроводжується зниженням стійкості горіння;
- застосування багатофорсункових фронткових пристроїв камер згоряння;

Ивв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Инв. № дубл. Підпис і дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ.					Арк. 120	
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

такими різними, як при випробуваннях в умовах низьких параметрів повітря, але все таки матиме місце (як це відбувається в камерах при збільшенні надлишку повітря на часткових навантаженнях). Крім того, в камерах класичного використання при збільшенні α_1 погіршуються пускові властивості характеристик стійкого горіння.

Зі всього висловленого можна зробити висновок, що збіднення (збільшення α_1) суміші в зоні горіння, дійсно, може бути ефективним засобом зниження емісії NO_x і з цієї точки зору доцільно виготовляти камери згоряння взагалі без розподілення повітря на первинне і вторинне. Проте для реалізації такого режиму необхідна розробка спеціальних конструкцій фронтних пристроїв, здатних ефективно і стійко працювати при високих надлишках повітря.

2. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям. Наприклад, використання низьконапірних паливо повітряних форсунок зменшує викиди оксидів азоту на 25...35%ю В цьому розумінні оптимальним є отримання гомогенної паливо повітряної суміші до подачі її в зону горіння камери. В результаті з сумарного часу горіння рідкого палива виключається час прогрівання, випаровування і сумішоутворення, що зменшує довжину зони хімічного реагування і викиди NO_x . Проте зайва гомогенізація суміші істотно звужує область стійкої роботи камери згоряння.

3. Подача в зону горіння води або пари. Теплоємність водяної пари майже в 2 рази перевищує теплоємність повітря, тому подача його в зону горіння дає більш значне зниження температури, ніж рециркуляція продуктів згоряння.

В результаті такого зниження температури в експериментальних дослідженнях вдавалося понизити зміст оксидів азоту в 1.6 рази, ніж при роботі на сухому повітрі.

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

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

Ивв. № подл.	Підпис і дата					
	Взам. ивв. №					
	Ивв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ.	Арк.
						122

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

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

5. Введення спеціальних присадок у паливо, як запобігають викидам NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так добавки 0.3% кобальту або міді в паливо зменшують викиди оксидів азоту на 20...25%.

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

Таким чином, великі зусилля газотурбінних фірм всього світу в останні роки направлені на створення низькотоксичних камер згоряння. При цьому вони повинні забезпечити стійке горіння з високим коефіцієнтом повноти згоряння (98...99,9%) як на номінальному, так і на перехідних режимах. Причому, перевагу слід віддавати розробці так званих «сухих» камер згоряння, особливо при роботі на газоподібному паливі.

Инв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.09.04.ПЗ. Арк. 123
	Инв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		
					КР.142.6231м.09.05.ПЗ.				
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
	Студент.	Прудніков І. А.				Цивільний захист	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Козловський А.В.						124	132
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

Аналіз видів і наслідків відмов при функціонуванні ГТД компресорної станції

5.1 Обґрунтування необхідності проведення аналізу з використанням дерева відмов при функціонуванні ГТД на компресорній станції

Рекомендується проводити аналіз для таких об'єктів:

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

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

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ.	Арк.
						125

5.2 Аналіз видів і наслідків відмов при функціонуванні компресорної станції

5.2.1 Методика оцінки наслідків відмов елементів ГТД компресорної станції

Аналіз оцінки наслідків відмов проводимо за методом експертної оцінки.

Загальна схема (алгоритм) методу експертної оцінки включає наступні основні операції:

1. У відповідності з планом аналізу встановлюють мінімальний рівень розукрупнення, з якого починають аналіз;
2. На основі функціональної блок - схеми об'єкту ідентифікують всі елементи обраного рівня розукрупнення;
3. Для кожного ідентифікованого елементу даного рівня на основі класифікаторів відмов що є, інженерного аналізу, апіорних даних, досвіду й знань дослідника складають перелік можливих видів відмов даного елементу;
4. Для кожного виду відмов обраного елемента визначають його можливі наслідки на розглядаємому й наступних рівнях структури об'єкту;
5. Для елементів, відмови яких зазначеного виду безпосередньо при водять до відмов об'єкту або зниженню якості його функціонування, оцінюють категорію важкості наслідків відмов;

Повторюють описані вище операції послідовного для елементів всіх вищестоящих рівнів розукрупнення. Наслідки відмов елементів нижчестоящого рівня, які не можуть бути виражені у вигляді впливу на функціонування елементів розглядаємого рівня, розглядають як самостійні види відмов на цьому рівні;

7. Виділяють відмови, категорія важкості наслідків або оцінки показників критичності яких перевищують межі, що встановлені планом аналізу, а елементи, відповідні цим відмовам, включають у перелік критичних елементів.

Для проведення аналізу встановлюємо наступний рівень розукрупнення системи за наступними частинами: кожух двигуна, газопровід, трубопровід, турбіна нагнітач.

Для змащення й охолодження підшипників опор турбін як робоча рідина застосовують турбінне масло. Система маслопроводів проходить у системі сильно на-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ.	Арк.
						126

Таблиця 5.1 - Наслідки, що призводять до відмов визначених елементів ГТД

Наслідки відмови								
Найменування елемента	Опис відмови	Причини відмови	На рівні, який розглядається	На вищому рівні	На рівні виробу	Методи виявлення і локалізації відмови	Рекомендації зниження важкості наслідків відмови	Категорія важкості наслідків відмови
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Компресор ГТД	Розрив	Дефектний матеріал; Ушкодження при експлуатації. Надмірний тиск	Руйнування двигуна			Автомат безпеки		III
Газопровід	Порив	Нещільність з'єднань	Витік газу; Пожежа.	Отруєння людей; Вибух		Вибухові попереджувальні клапани	Дотримувати вимог протипожежної безпеки й вибухобезпеки	IV
Нагнітач	Розрив	Дефектний матеріал; Ушкодження при експлуатації.	Витік газу; Пожежа.	Отруєння людей; Вибух		Захисне відключення; Диференціальний захист нагнітача й двигуна	Удосконалення диференційного захисту; дотримувати правил безпеки	II
Трубопровід	Розрив	Перевищення тиску	Опіки; Великі руйнування			Системи аварійної сигналізації	Контроль за тиском	III
Турбіна	1) Сильна вібрація; 2) Дим з підшипників і генератора	1) Зниження температури робочого тіла; 2) Ушкодження проточної частини; прогин ротора, виліт лопаток; 3) Підвищення температури.	Руйнування турбіни			Автомат безпеки; Система автоматичного пожежогашіння	Контроль за температурою, відключення турбіни	II

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ.	Арк.
						128

Нижче представлене дерево відмов при експлуатації ГТД на компресорній станції (рис.5.1).

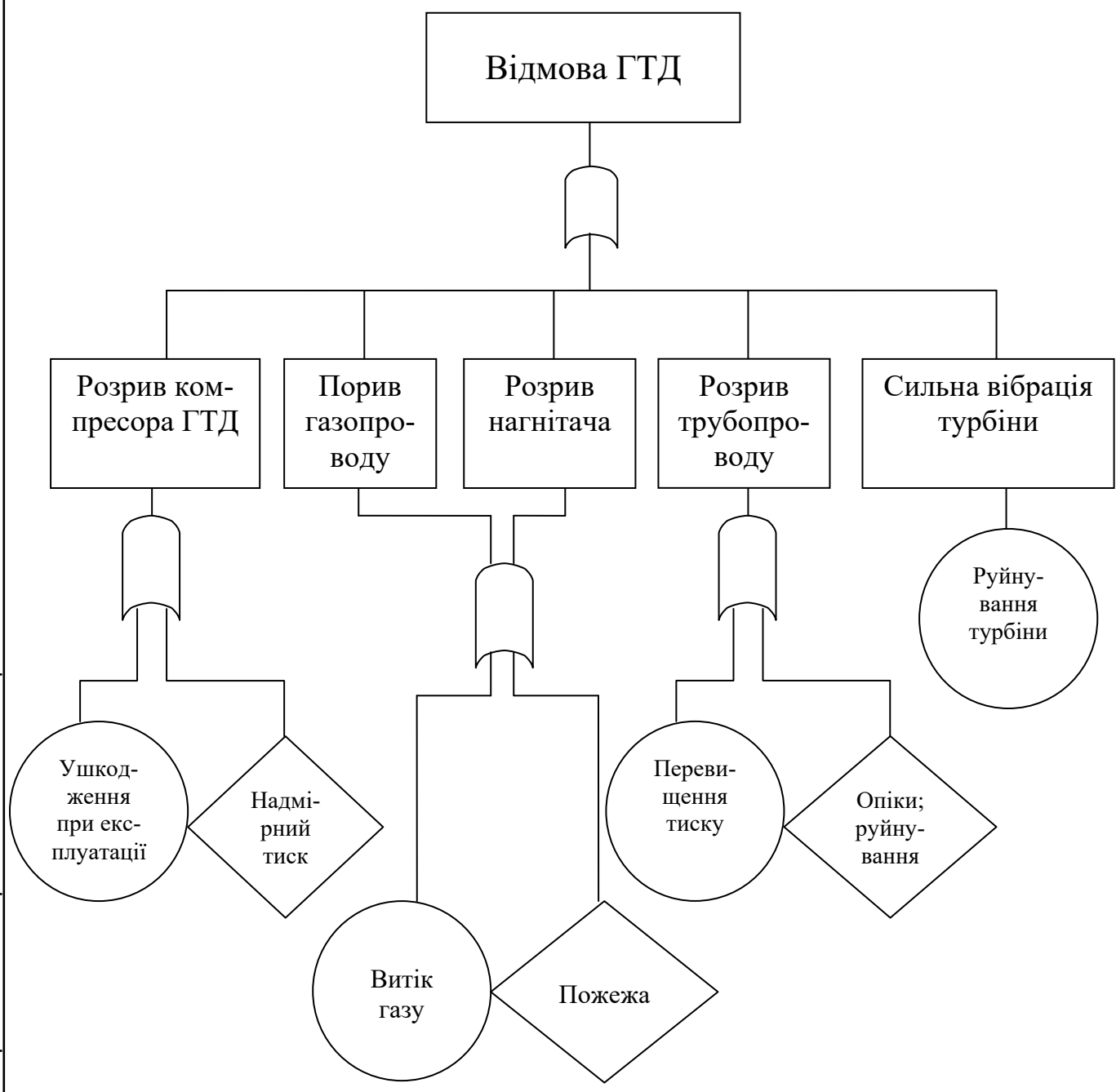


Рисунок 5.1 – Дерево відмов при експлуатації ГТД на компресорній станції

Ив. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата						Арк. 129
	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					
	КР.142.6231м.09.05.ПЗ.					

5.3 Висновки за проведеним аналізом

Досліджуючи ГТД визначаємо, що найбільш небезпечними відмовами є порив газопроводу, так як крім матеріальних збитків можливі людські жертви.

При експлуатації ГТД особливу увагу необхідно звернути на:

- виникнення сильної вібрації, що свідчить про ушкодження проточної частини, прогину ротора, вильоту лопаток;

- гідравлічний удар, ознакою якого є різке зниження температури пари, поява з вістових труб вологої пари, шум і удари в циліндрі турбіни;

- поява диму з підшипника турбіни й генератора (підвищення температури підшипників до 75°C небезпечно);

- зниження рівня масла в баці нижче граничного;

- осьове зрушення турбіни вище граничного;

- зниження вакууму до аварійного значення й надмірне нагрівання вихлопної частини турбіни;

- відхилення параметрів свіжої пари від установлених норм.

Для запобігання відмов необхідно вжити такі заходи:

- корпус турбіни, трубопроводи, арматури й інші гарячі поверхні ретельно ізолюють, а поблизу маслопроводів. Ізоляцію покривають металевим кожухом для того, щоб на неї не потрапило масло;

- небезпечні ділянки маслопроводів високого тиску містять у спеціальні щільні металеві коробки із сальниками. Витоку масла дренують у канал;

- поза коробом маслопровід відокремлюється екраном від гарячої поверхні.

Фланцеві з'єднання закривають кожухами;

- маслопровід укладають на віброізолятори й міцно закріплюють. Якщо в цьому випадку він почне вібрувати, турбіну необхідно зупинити автоматом безпеки й усунути причини вібрації.

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

Ивв. № подл.	Підпис і дата					
	Ивв. № дубл.					
	Взам. ивв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ.	Арк.
						130

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

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

Вибух і хлопок відбуваються у момент первісного розпалювання коли в заповнений газоповітряною сумішшю топки вводять палаючий запальник або електрична іскра від запального пристрою; спалювання газу зі значним хімічним недопа-лом. Продукти неповного горіння газового палива в суміші з повітрям накопичу-ються в застійних зонах і при відповідній температурі та концентрації газів у суміші можуть вибухнути.

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

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

В укритті в окремому ізольованому приміщенні розташована станція вуг-лекислотного пожежогасіння з вентиляцією та електроопаленням.

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

Наприклад: при виникненні пожежі в контейнері ГТД включається відпо-відна сигналізація про пожежу на ПУ й виконується аварійна автоматична зупинка ГТД із будь-якого режиму роботи. Одночасно включається сигналізація й через 30 сек. у контейнер подається вогнегасний засіб. Передбачено, як ручна, так і дистан-

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										131
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ.					

ційна подача вогнегасного засобу. Крім того, у випадку виникнення пожежі, відбувається відключення вентиляторів охолодження контейнерів.

Забезпечення зовнішнього пожежогасіння передбачається від існуючих пожежних гідрантів протипожежного водопроводу котельні.

Таким чином, виникнення аварійних ситуацій на розглянутому об'єкті практично виключається.

Инов. № подл.	Підпис і дата				Инов. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. інов. №						
	Инов. № дубл.						
	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ.		Арк.
							132

Висновки

Розроблено газотурбінний агрегат потужністю $N_e=16$ МВт для приводу нагнітача компресорної станції магістрального газопроводу.

В роботі виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки: максимальної температури в циклі (T_3), розрахункового ступеня підвищення тиску в циклі ($\pi_{\kappa\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковому ступені стиснення $\pi_{\kappa\Sigma}=20.0$ отримано наступні параметри: ефективний ККД установки $\eta_e=0.3716$, питома потужність $Ne_{num}=287$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{Ne}=0.1936$ кг/(кВт год).

В ході габаритних розрахунків отримано габаритні характеристики основних елементів ГТД. При габаритно-компоновочному розрахунку ГТД розраховувалися його елементи (турбокомпресорний блок, камера згоряння та силова турбіна). КВТ має 8 ступенів, КНТ – 10. Камера згоряння протитокова трубчасто-кільцева, складається з 18 жарових труб. Для змішування газу з повітрям та подачі в камеру служить горілочний пристрій. ТВТ і ТНД одноступінчасті, турбіна генератора має три ступеня.

Конструктивні розрахунки в проекті містять розрахунки на: міцність робочої лопатки ТВТ, міцність диску ТВТ, довговічність підшипника. Також виконана закрутка робочої лопатки ТВТ.

В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі КС, розроблено заходи щодо їх зниження. Розраховано систему освітлення в приміщенні машинного залу КС.

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

В розділі цивільного захисту проведений аналіз видів й наслідків відмов підшипників при функціонуванні ГТД на КС.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.В.ПЗ	Арк.
						133

Список використаних джерел

1. **Романовський, Г.Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: Навчальний посібник [Текст] / Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. – Миколаїв: НУК, 2005. – 344с., 12 с. іл..
2. **Ващилєнко, М.В.** Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування: Навчальний посібник [Текст] / М.В. Ващилєнко. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.
3. **Романовський, Г.Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, Ващилєнко М.В., Сербін С.І.– Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
4. **Романовський, Г.Ф.** Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.
5. **Романовський, Г.Ф.** Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін.– Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 84 с.
6. **Тубальцев, А.М.** Виробниче освітлення та його розрахунок: Навчальний посібник. [Текст] / А.М. Тубальцев - Миколаїв: УДМТУ, 2001.-84с.

6. Тубальцев, А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: Навчальний посібник. [Текст] / А.М. Тубальцев - Миколаїв: УДМТУ, 2001.-84с.					Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.Л.ПЗ				Арк.
									134