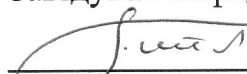


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



" 12 " 12 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження робочих процесів в ГТА з ТУК потужністю 18 МВт*
для блокової електростанції

Виконав:

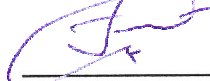
студент групи 6231м



Федоровський Д.М.
(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



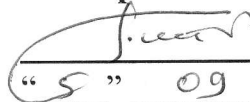
Козловський А.В.
(підпис)

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 _____ Федоровський Дмитро Миколайович _____

1. Тема роботи:

" Дослідження робочих процесів в ГТА з ТУК потужністю 18 МВт для блокової електростанції "

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 $N_e=18$ МВт, $T_3=1540$ 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 охорони праці.

4.6. Розробка заходів з охорони навколишнього середовища.

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 низького тиску.	19.10.2023	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2023	
9	Розробка заходів з охорони навколишнього середовища	10.11.2023	
10	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	20.11.2023	

Студент


 (підпис)

Федоровський Д.М.

Керівник роботи


 (підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані дослідження робочих процесів в газотурбінному агрегаті з теплоутилізаційним контуром потужністю 18 МВт для блокової електростанції. Послідовно освітлені наступні питання: вибір теплової схеми і її детальний тепловий розрахунок; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції турбіни низького тиску двигуна; розрахунок робочої лопатки та диска турбіни низького тиску на міцність; розробка системи змащення.

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

ABSTRACT

The work studies the working processes in a gas turbine unit with a heat recovery circuit with a capacity of 18 MW for a block power plant. The following issues are consistently covered: the choice 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 a low-pressure turbine design of the engine; calculation of the working blade and disk of a low-pressure turbine for strength; development of a lubrication system.

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

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

3MICT

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА.....	3
АНОТАЦІЯ	6
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1 ТЕРМОДИНАМІЧНІ І ГАЗОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ	9
1.1 Вибір теплової схеми і обґрунтування термодинамічних параметрів ПГУ.....	10
1.1.1 Вибір теплової схеми установки	10
1.1.2 Термодинамічний цикл ПГУ з ТУК.....	12
1.1.3 Оптимізація параметрів циклу ПГУ	14
1.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ	18
1.3 Визначення габаритних розмірів основних елементів установки	21
1.3.1 Визначення габаритних розмірів компресорів.....	21
1.3.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння	26
1.3.3 Визначення габаритних розмірів турбін.....	29
1.3.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	37
1.3.5 Розрахунок габаритних розмірів парової турбіни	44
1.3.6 Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора внутрішнього ти- пу.....	50
1.4 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі	54
1.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ	58
1.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ.....	61
1.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТГ	64
РОЗДІЛ 2 КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ І КОНСТРУЮВАННЯ.....	68
2.1 Опис пристрою ПГУ з ТУК.....	68
2.1.1 Опис турбіни високого тиску.....	70
2.1.2 Опис турбіни низького тиску.....	71
2.1.3 Опис турбіни генератора	73
2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ	75
2.2.1 Закручення лопаток за законом сталості циркуляції.....	75
2.2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ на міцність	80

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	1.3.5 Розрахунок габаритних розмірів парової турбіни 44
					1.3.6 Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора внутрішнього типу..... 50
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	1.4 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі 54
					1.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ..... 58
					1.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ..... 61
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	1.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТГ 64
					РОЗДІЛ 2 КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ І КОНСТРУЮВАННЯ..... 68
					2.1 Опис пристрою ПГУ з ТУК..... 68
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	2.1.1 Опис турбіни високого тиску..... 70
					2.1.2 Опис турбіни низького тиску..... 71
					2.1.3 Опис турбіни генератора 73
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ 75
					2.2.1 Закручення лопаток за законом сталості циркуляції..... 75
					2.2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ на міцність 80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.3.ПЗ
					Арк.
					4

ВСТУП

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

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

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

Існують наступні напрями вдосконалення ГТД:

- підвищення економічності за рахунок вдосконалення окремих його складових (компресора, турбіни, камери згоряння, УПГ, регенератора і т.д.);

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.ВС.ПЗ	Арк.
						7

[illegible]

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАЗОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

1.1 Вибір теплової схеми і обґрунтування термодинамічних параметрів ПГУ

1.1.1 Вибір теплової схеми установки

При виборі теплової схеми установки враховуються наступні основні критерії: компактність, велика питома потужність, економічність і надійність установки, необхідний ресурс, а також простота в експлуатації. У залежності від призначення проектованої установки і здійснюється вибір найбільш важливих критеріїв. У даному випадку метою проекту є розробка парогазової установки (ПГУ) для електростанції, отже, найважливішими критеріями є економічність і надійність установки [1].

Тому, що головним двигуном для електростанції обраний газотурбінний агрегат з паротурбінним теплоутилізаційним контуром, теплова схема його дозволяє значно підвищити рівень ефективності в порівнянні з ГТА простої схеми. Збільшення ККД пояснюється утилізацією теплоти відхідних газів в ПТ, тобто фактично при сполученні газотурбінного циклу Брайтона і паротурбінного циклу Ренкіна, що дає значні результати щодо підвищення економічності та питомої потужності.

Утилізаційний парогенератор КУПЗ100. Його ресурс (більше 100 000 годин). Температура на вході в КУПЗ100 складає приблизно 350 °С, температура на виході КУПЗ100 — 180...200 °С, витрата пари — 29...30 т/год.

Найкращі результати щодо підвищення економічності і питомої потужності ГТА дає поєднування газотурбінного циклу Брайтона з паротурбінним циклом Ренкіна, що реалізується в схемі ГТА з використанням теплоти відхідних газів у паротурбінному теплоутилізуючому контурі. Подібна схема, іменована звичайно *ГТА з паротурбінним ТУК*, зображена на рис.1.1 [1].

Інв. № подл.	Підпис і дата				сполученні газотурбінного циклу Брайтона і паротурбінного циклу Ренкіна, що дає значні результати щодо підвищення економічності та питомої потужності. Утилізаційний парогенератор КУПЗ100. Його ресурс (більше 100 000 годин). Температура на вході в КУПЗ100 складає приблизно 350 °С, температура на виході КУПЗ100 — 180...200 °С, витрата пари — 29...30 т/год. Найкращі результати щодо підвищення економічності і питомої потужності ГТА дає поєднування газотурбінного циклу Брайтона з паротурбінним циклом Ренкіна, що реалізується в схемі ГТА з використанням теплоти відхідних газів у паротурбінному теплоутилізуючому контурі. Подібна схема, іменована звичайно <i>ГТА з паротурбінним ТУК</i>, зображена на рис.1.1 [1].
	Підпис і дата				
	Взам. інв. №				
	Інв. № дубл.				

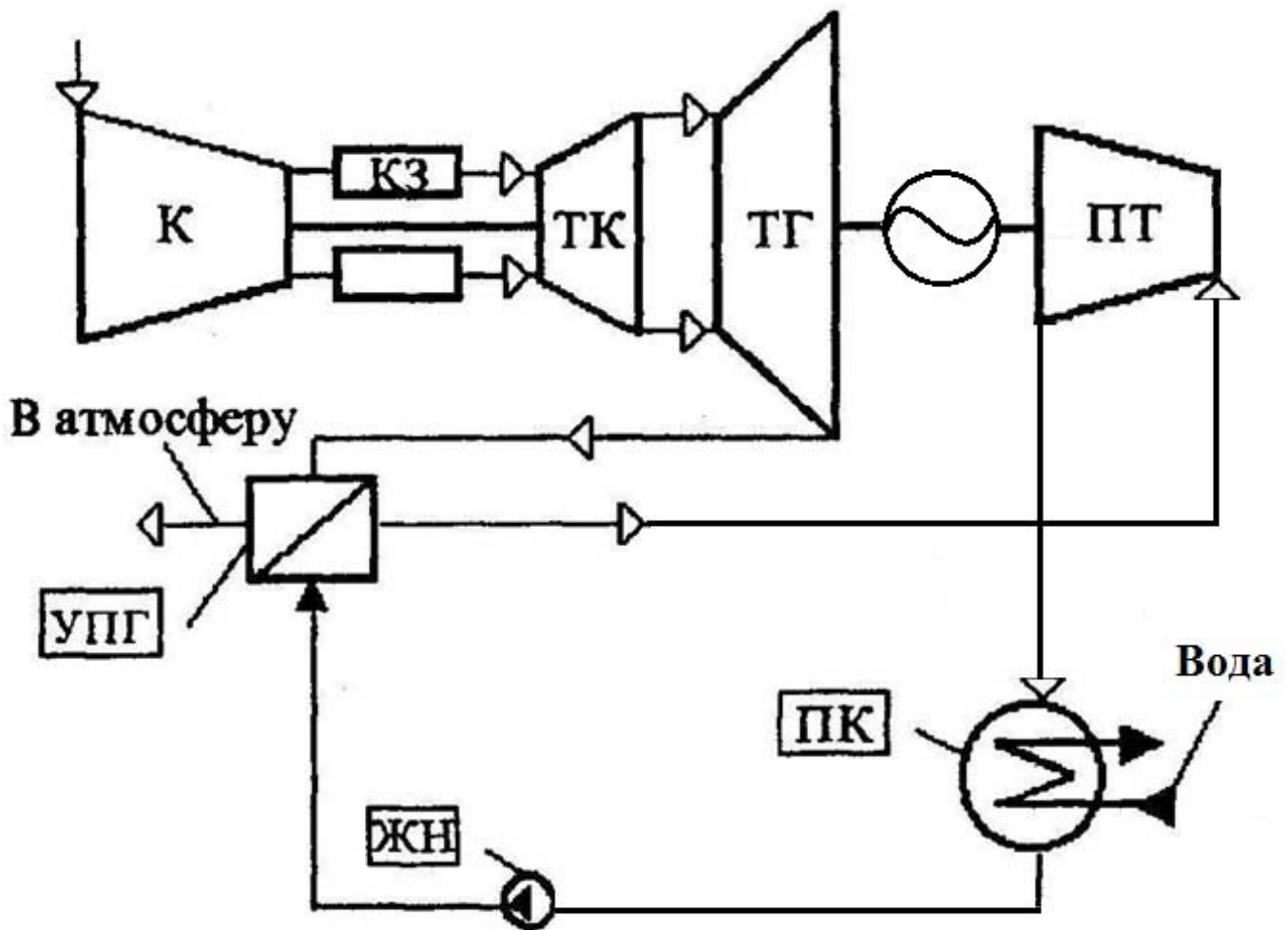


Рисунок 1.1 – Схема ГТА з паротурбінним ТУК

Розглянутий агрегат являє собою ГТД простого циклу, відхідні гази якого направляються в утилізаційний парогенератор (УПГ), що генерує перегріту водяну пару порівняно невисоких параметрів. Пара подається на парову турбіну ОПТ), яка працює на спільний з ГТД підсумувальний редуктор. Пара, відпрацьована в ПТ, скидається у вакуумний паровий конденсатор (ПК), охолоджуваний забортною водою, де відбувається її конденсація й у такий спосіб замикається паровий цикл.

Отриманий конденсат живильним насосом (ЖН) подається в УПГ.

Цикл ГТА з ТУК у координатах температура-ентропія, для наочності умовно сполучивши в одному координатному просторі два різномірні (за робочими тілами) термодинамічні цикли (рис. 1.2) [2].

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.17.01.ПЗ Арк. 11				

1.1.3 Оптимізація параметрів циклу ПГУ

Оптимізація газотурбінного циклу має на увазі відшукування такого поєднання його термодинамічних параметрів, яке дозволяє отримати найкращий варіант ПГУ відносно прийнятого критерію ефективності. Основними критеріями, що визначають якість газотурбінного агрегату, і ГТД зокрема, є ККД двигуна η_e (чи питома витрата палива C_{N_e}) і питома потужність $N_{e_{уд}}$. Величина η_e визначається як відношення корисне використаної (у виді потужності) теплоти до всієї підведеної у двигун теплоти. Питома витрата палива — відношення годинної витрати палива до корисної потужності, що розвивається двигуном. Питома потужність — відношення корисної потужності до секундної витрати повітря в ГТД.

ККД і питома витрата палива визначають економічність установки, а питома потужність — його габарити.

Задачею оптимізаційних розрахунків є укрупнений розрахунок схеми ПГУ з метою одержання значень сумарного ступеня підвищення тиску $\pi_{к\Sigma}$, питомої потужності $N_{e_{уд}}$ і початкової температури газів T_3 таких, котрі забезпечують максимальну економічність установки.

Параметри ефективності і питомої потужності залежать від міри підвищення тиску в циклі $\pi_{к\Sigma}$ ККД компресорів η_k і турбін η_t , від коефіцієнта повноти згоряння палива $\eta_{кc}$, а також від втрат повітря і газу по тракту двигуна. Крім того, величини ККД, питомої витрати палива і питомої потужності залежать, при заданих ККД агрегатів і коефіцієнтах відновлення повного тиску, від початкової температури циклу T_H , температури перед турбіною T_3 і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k [1].

Температура T_3 визначається з урахуванням проектованої величини терміну служби проектованого двигуна, межі тривалої міцності матеріалу лопаток і ефективності системи охолодження лопаток. Тому початкова температура газу перед ТВТ прийнята рівною $T_3 = 1540$ К

Значення ККД турбін, компресорів, втрат тиску по тракту ПГУ прийнято з урахуванням сучасного розвитку газотурбобудування.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ					Арк.
										14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Метод, що використовується в задачі оптимізації газотурбінного циклу, залежить від числа параметрів і зручності ухвалення остаточного рішення, що оптимізуються, при виборі проектних параметрів ГТД за наслідками оптимізації. Так, для даної схеми тим, що оптимізується є тільки один параметр — це міра підвищення тиску в компресорі π_k , яка знаходиться методом сканування, що має на увазі послідовний перебір, із заданим кроком і порядком перебору, крапок в області пошуку.

Оптимізація параметрів циклу ГТА з ТУК виконується на IBM PC за допомогою програми “GTA1CC” [3] з бібліотеки навчальних програм кафедри «Турбін». Описання ідентифікаторів результатів розрахунку приведена в табл. 1.1. Результати розрахунку циклу ГТА приведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.1 – Список основних ідентифікаторів програми «GTA1CC»

Ідентифікатор	Назва параметра	Розмірність
QK	Міра підвищення тиску	—
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	—
NU	Питома потужність ГТА	КВт/(кг/с)
KO	Параметр розподілу роботи компресора	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	—
T2	Температура повітря за компресором ГТД	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	К
ONPT	Відносна потужність ПТ	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	—
GOX	Відносна витрата охолоджуючого повітря	—
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ					Арк.
										15

Таблиця 1.2 — Оптимізація циклу ГТА з ТУК

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ЦИКЛА ГТУ С ТУК

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

student 6231м Федоровський Д.М.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	3
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1540.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1100.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	1.0000
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	0.9700
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.8000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.50245	533.1	0.000	0.000	590.8	974.8	0.355	4.1	0.0752	2.50
11.0	0.50457	525.5	0.000	0.000	607.9	954.5	0.339	4.1	0.0770	2.54
12.0	0.50631	517.9	0.000	0.000	623.9	936.3	0.326	4.1	0.0789	2.58
13.0	0.50770	510.4	0.000	0.000	638.8	919.7	0.314	4.1	0.0808	2.62
14.0	0.50880	503.1	0.000	0.000	653.0	904.6	0.304	4.1	0.0828	2.66
15.0	0.50962	495.8	0.000	0.000	666.3	890.7	0.294	4.1	0.0847	2.69
16.0	0.51021	488.6	0.000	0.000	679.1	877.8	0.286	4.1	0.0867	2.73
17.0	0.51058	481.5	0.000	0.000	691.2	865.9	0.279	4.1	0.0886	2.77
18.0	0.51075	474.4	0.000	0.000	702.8	854.7	0.272	4.1	0.0906	2.80
19.0	0.51074	467.5	0.000	0.000	713.9	844.3	0.266	4.1	0.0927	2.84
20.0	0.51055	460.6	0.000	0.000	724.6	834.5	0.260	4.1	0.0947	2.87
21.0	0.51021	453.9	0.000	0.000	734.8	825.3	0.255	4.1	0.0968	2.91
22.0	0.50972	447.1	0.000	0.000	744.7	816.5	0.251	4.1	0.0990	2.94
23.0	0.50908	440.5	0.000	0.000	754.3	808.2	0.246	4.1	0.1011	2.97
24.0	0.50830	433.9	0.000	0.000	763.5	800.4	0.243	4.1	0.1033	3.01
25.0	0.50739	427.3	0.000	0.000	772.5	792.9	0.239	4.1	0.1056	3.04
26.0	0.50635	420.8	0.000	0.000	781.2	785.7	0.236	4.1	0.1079	3.07
27.0	0.50518	414.4	0.000	0.000	789.6	778.9	0.233	4.1	0.1102	3.10
28.0	0.50389	408.0	0.000	0.000	797.8	772.4	0.230	4.1	0.1126	3.14
29.0	0.50247	401.6	0.000	0.000	805.7	766.1	0.227	4.1	0.1150	3.17
30.0	0.50093	395.3	0.000	0.000	813.5	760.1	0.225	4.1	0.1175	3.20

Підпис і дата		22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00																
		23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000																
		24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00																
		25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000																
		РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА																	
QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO									
Инв. № дубл.	Взам. инв. №	10.0	0.50245	533.1	0.000	0.000	590.8	974.8	0.355	4.1	0.0752	2.50							
		11.0	0.50457	525.5	0.000	0.000	607.9	954.5	0.339	4.1	0.0770	2.54							
		12.0	0.50631	517.9	0.000	0.000	623.9	936.3	0.326	4.1	0.0789	2.58							
		13.0	0.50770	510.4	0.000	0.000	638.8	919.7	0.314	4.1	0.0808	2.62							
		14.0	0.50880	503.1	0.000	0.000	653.0	904.6	0.304	4.1	0.0828	2.66							
		15.0	0.50962	495.8	0.000	0.000	666.3	890.7	0.294	4.1	0.0847	2.69							
		16.0	0.51021	488.6	0.000	0.000	679.1	877.8	0.286	4.1	0.0867	2.73							
		17.0	0.51058	481.5	0.000	0.000	691.2	865.9	0.279	4.1	0.0886	2.77							
		18.0	0.51075	474.4	0.000	0.000	702.8	854.7	0.272	4.1	0.0906	2.80							
		19.0	0.51074	467.5	0.000	0.000	713.9	844.3	0.266	4.1	0.0927	2.84							
		20.0	0.51055	460.6	0.000	0.000	724.6	834.5	0.260	4.1	0.0947	2.87							
		21.0	0.51021	453.9	0.000	0.000	734.8	825.3	0.255	4.1	0.0968	2.91							
		22.0	0.50972	447.1	0.000	0.000	744.7	816.5	0.251	4.1	0.0990	2.94							
		23.0	0.50908	440.5	0.000	0.000	754.3	808.2	0.246	4.1	0.1011	2.97							
		24.0	0.50830	433.9	0.000	0.000	763.5	800.4	0.243	4.1	0.1033	3.01							
		25.0	0.50739	427.3	0.000	0.000	772.5	792.9	0.239	4.1	0.1056	3.04							
		26.0	0.50635	420.8	0.000	0.000	781.2	785.7	0.236	4.1	0.1079	3.07							
		27.0	0.50518	414.4	0.000	0.000	789.6	778.9	0.233	4.1	0.1102	3.10							
		28.0	0.50389	408.0	0.000	0.000	797.8	772.4	0.230	4.1	0.1126	3.14							
		29.0	0.50247	401.6	0.000	0.000	805.7	766.1	0.227	4.1	0.1150	3.17							
		30.0	0.50093	395.3	0.000	0.000	813.5	760.1	0.225	4.1	0.1175	3.20							
		Инв. № подл.						КР.142.6231м.17.01.ПЗ						Арк.					
				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							16				

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


$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e\max} - \eta_{ep}}{\eta_{e\max}} \cdot 100\%,$$

η_{ep} — розрахункове значення ККД, отримане в результаті оптимізації циклу.

Для подальших розрахунків прийняті наступні показники:

- температура суміші перед ТВТ $T_3 = 1540$ К;
- розрахункове значення загального ступеня підвищення тиску $\pi_{\kappa\Sigma} = 17$.

1.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ

Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ на режимі повної потужності виконується з метою визначення параметрів повітря, газу по тракту ГТД, їх масових витрат, параметрів і витрат пари і води в теплоутилізаційному контурі. Уточнюється економічність ПГУ, оцінюються витрати енергії на власні потреби.

Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ, проведений за допомогою програми “GTA2SS” [2] з використанням результатів, отриманих при оптимізації параметрів циклу ГТА. Програма розраховує параметри елементів ГТД, УПГ, парового конденсатора, вихідні параметри агрегату.

У вихідних даних закладаються коефіцієнти досконалості окремих елементів агрегату — термодинамічні і конструктивні. До термодинамічних відносяться ККД елементарного ступеня компресора і турбіни, ККД камери згоряння, ККД турбін, ККД насосів ТУК. До конструктивних — механічний ККД турбін і всі коефіцієнти відновлення повного тиску по тракту ГТА.

Описання ідентифікаторів результатів розрахунку представлено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 — Список ідентифікаторів програми детального теплового розрахунку схеми ГТА

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
AL1	Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння	—
BET	Коефіцієнт витрати турбіни	—
CPB	Теплоємність повітря	кДж/(кг·К)
CPH	Теплоємність газу	кДж/(кг·К)
DTK	Підігрів повітря в компресорі	град
DTT	Перепад температури в турбіні	град
GBKS	Витрата повітря в камері згоряння	кг/с
GK	Витрата повітря в компресорі	кг/с
GT	Витрата газу в турбіні	кг/с
GTH	Годинна витрата палива	кг/год.
KB	Показник ізоентропи для повітря	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
					КР.142.6231м.17.01.ПЗ					18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

КН	Показник ізоентропи газу	—
OGOХ	Відносна витрата охолоджуючої пари	—
GW	Відносна секундна витрата палива на КЗ	—
P1	Тиск повітря на вході в компресор	МПа
P1KS	Тиск на вході в камеру згоряння	МПа
P2	Тиск повітря на виході з компресора	МПа
P2KS	Тиск на виході з камери згоряння	МПа
P3	Тиск газу перед турбіною	МПа
P4	Тиск газу на виході з турбіни	МПа
T1	Температура повітря на вході в компресор	К
T1KC	Температура повітря перед КС	К
T2	Температура повітря на виході з компресора	К
T2KC	Температура газу за КС	К
T3	Температура повітря на вході в турбіну	К
T4	Температура повітря на виході з турбіни	К
UK	ККД компресора	—
UT	ККД турбіни	—

Таблица 1.4 - Детальный тепловой расчет схемы ГТА

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA2SS

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

гр.6231м Федоровський Д.М.

С Y JT IK JD IRT DB MI (1) MI (2) MI (3) MI (4)
1 3 3 2 0 2 1 2 1 0 0

T3N	TN	TD	QKN	PN	NN	UPC	UKS
1540.00	288.00	1100.00	17.0000	0.1013	18000.00	0.9000	0.9900
EPSGE	URED	HBX	HK	HKC	HT	HNO	HBO
0.0180	1.0000	0.9850	0.9950	0.9600	0.9950	0.9850	1.0000
HDKS	HKY	HPB	HNP	KO	BO	KD	BD
1.0000	0.9700	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
R	P	PZ	DTI	TPP	TPB	UTP	UMTP
0.0000	3.0000	0.0050	16.00	760.00	312.00	0.8000	0.9850
RGPN	RGPP	UNI	CK	BET (1)	BET (2)	BET (3)	BET (4)
0.0000	0.0000	1.0000	75.0000	0.9900	0.9950	0.9950	1.0000
UT (1)	UT (2)	UT (3)	UT (4)	UM (1)	UM (2)	UM (3)	UM (4)
0.8900	0.9000	0.9200	1.0000	0.9950	0.9950	0.9950	1.0000

Підпис і дата	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Інв. № подл.						Арк.
										19
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ

Продовж. табл. 1.4

АК(1)	АК(2)	АК(3)	ХЕЕ(1)	ХЕЕ(2)	ХЕЕ(3)
1.0000	0.9850	1.0000	1.1000	1.0000	1.0000

ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СХЕМЫ СУДОВОГО ГТА
С ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИМ КОНТУРОМ

КОМПРЕССОРНАЯ ЧАСТЬ

НОМЕР	QK	GK	UK	T1	T2
1	4.324	58.964	0.8779	288.00	457.45
2	3.931	58.080	0.8803	457.45	693.21

НОМЕР	DTK	P1	P2	CPB	KB
1	169.45	0.0998	0.4315	1.0091	1.3974
2	235.76	0.4293	1.6878	1.0502	1.3760

ТУРБИНЫ ГТД

НОМЕР	QT	GT	UT	T3	T4	DTT
1	2.204	50.03	0.8900	1540.0	1223.1	232.64
2	1.802	57.98	0.9000	1211.0	1060.7	144.86
3	3.811	58.67	0.9200	1060.7	780.7	280.06

НОМЕР	P3	P4	CPH	KN	ВЕТО	ZOX	OGOХ
1	1.6203	0.7352	1.2417	1.3079	0.8614	6	0.1123
2	0.7316	0.4061	1.2065	1.3197	0.9834	2	0.0116
3	0.4040	0.1060	1.1562	1.3384	0.9950	0	0.0000

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ
ОСНОВНАЯ КС

T1KC=	693.2	T2KC=	1540.0	P1KC=	1.6878	P2KC=	1.6203
GW=	0.02189	AL1=	2.72	GBKS1=	48.96	GTH1=	3858.5

ПАРОВОДЯНОЙ ТУК

ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВХОДЕ В УПГ, К	780.69
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К	494.22
ДАВЛЕНИЕ ГАЗА НА ВХОДЕ В УПГ, МПА	0.1060
ДАВЛЕНИЕ ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, МПА	0.1028
РАСХОД ГАЗА ЧЕРЕЗ УПГ, КГ/С	58.6695
ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА ДЛЯ ПРОЦЕССА В УПГ, КДЖ/(КГ.К)	1.0824
ПАРПРОИЗВОДИТ.УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ, КГ/С	6.4443
ДАВЛЕНИЕ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПТ, МПА	2.7511
ТЕМПЕРАТУРА ПАРПЕРЕГРЕВА В УПГ, К	760.00
РАСХОД ПАРА ЧЕРЕЗ ПТ, КГ/С	6.4443
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПТ, КДЖ/КГ	3432.08
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА ЗА ПТ, КДЖ/КГ	2451.74
СТЕПЕНЬ СУХОСТИ ПАРА ЗА ПТ	0.9549
МОЩНОСТЬ ПТ, КВТ	6098.4
ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ НА ПРИВОД НАСОСОВ ТУК, КВТ	71.4

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГТА

МОЩНОСТЬ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, КВТ	14901.6
УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ГТА, КВТ/(КГ/С)	417.63
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. ГТА	0.4662
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ГТА, КГ/(КВТ.Ч)	0.1543

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										20
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ

1.3. Визначення габаритних розмірів основних елементів установки

При розрахунку теплової схеми газотурбінного агрегату (див. п. 1.2.), отримані значення параметрів повітря і газу, що дозволяють визначити розміри проектованого агрегату і викреслити меридіональний перетин проточної частини ГТД, а також ескізи УПГ, ПТ, ПК. Але для цього необхідно знати габаритні розміри компресорів, камери згоряння, турбін, УПГ, ПТ, ПК.

Габаритний розрахунок виконується з метою визначення радіальних і осьових розмірів компресорів, турбін і камери згоряння. Він дозволяє оцінити в першому наближенні число ступенів компресорів і турбін, і частоти обертання турбокомпресорних блоків, для камери згоряння оцінити число жарових труб, щоб отримати дані для викреслювання меридіонального перетину проточної частини ГТД. При компонованні поздовжнього розрізу ГТД перехідники між агрегатами визначаються конструктивно [2].

Іншими словами для визначення габаритних розмірів ПГУ з ТУК — довжини, ширини і висоти, викреслювання габаритного креслення необхідно знати габарити його елементів.

По суті, розрахунок габаритів будь-якого елемента є оптимізаційною задачею. Очевидно, що для визначення оптимального компоновання блоків двигуна — компресорів, стикування ТКВТ, стикування газогенератора з силовою турбіною, а також стикування ПТ з паровим конденсатором, необхідно оцінити можливі розраховані габаритні розміри, як елементів ГТД, так і всієї ПГУ в цілому.

1.3.1 Визначення габаритних розмірів компресорів

В результаті розрахунку ПГУ на повну потужність отримані основні вихідні дані, необхідні для розрахунку компресорів (див. табл. 1.4). Щоб викреслити меридіональний перетин проточної частини компресорів, необхідно визначити: зовнішній і внутрішній діаметри на вході, число ступенів, величину проекцій хорд лопаток на осьовий напрямок на середньому діаметрі, осьові зазори між лопатками, зовнішній і внутрішній діаметри на виході з компресора.

Розрахунок компресора багато в чому пов'язаний з характеристиками турбіни, що його приводить. Тому що прийнята окружна швидкість визначає частоту обер-

Підпис і дата		його елементів.				
Підпис і дата		По суті, розрахунок габаритів будь-якого елемента є оптимізаційною задачею. Очевидно, що для визначення оптимального компоновання блоків двигуна — компресорів, стикування ТКВТ, стикування газогенератора з силовою турбіною, а також стикування ПТ з паровим конденсатором, необхідно оцінити можливі розраховані габаритні розміри, як елементів ГТД, так і всієї ПГУ в цілому.				
Інв. № дубл.		1.3.1 Визначення габаритних розмірів компресорів				
Взам. інв. №		В результаті розрахунку ПГУ на повну потужність отримані основні вихідні дані, необхідні для розрахунку компресорів (див. табл. 1.4). Щоб викреслити меридіональний перетин проточної частини компресорів, необхідно визначити: зовнішній і внутрішній діаметри на вході, число ступенів, величину проекцій хорд лопаток на осьовий напрямок на середньому діаметрі, осьові зазори між лопатками, зовнішній і внутрішній діаметри на виході з компресора.				
Підпис і дата		Розрахунок компресора багато в чому пов'язаний з характеристиками турбіни, що його приводить. Тому що прийнята окружна швидкість визначає частоту обер-				
Інв. № подл.						

тання турбокомпресорного блоку, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування турбіни.

Іншою важливою задачею розрахунку компресорів є підбор оптимального варіанта стикування КНТ і КВТ, зі збереженням плавності лінії струму на середньому діаметрі, з метою одержання максимальних ККД компресорів і забезпечення нерозривності струму.

Розрахунок ведеться за стандартною методикою визначення габаритних розмірів ПГУ, запропонованою кафедрою «Турбін» НУК та [1], [2].

Початковими даними, необхідними для оцінки габаритів компресорів, є дані, які отримані на етапі детального теплового розрахунку ГТД на режимі повної потужності (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	—	4,324	3,931
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	58,964	58,08
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0	457,45
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	457,45	693,21
5. Дійсний підігрів повітря	ΔT_k	град.	169,45	235,76
6. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	Мпа	0,0998	0,4293
7. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	Мпа	0,4315	1,6878
8. Показник адіабати процесу	k_v	—	1,3974	1,3760
9. Середня теплоємність повітря	c_{pv}	кДж/(кг·К)	1,0091	1,0502
10. Газова стала повітря	R_v	кДж/(кг·К)	0,2881	

Результати розрахунку габаритних розмірів компресорів (КНТ, КВТ) наведені у таблиці 1.6.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ					22

Таблиця 1.6 - Розрахунок 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	350	332,5
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	$\bar{C}_{a1} \cdot u_{н1}$	157,5	149,63
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1 , k_{pn1}	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3975	1,3760
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,5074	0,3837
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,7174	0,5698
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,3460	0,1264
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{вт}$	Приймається [4] 0,4...0,65 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,5	0,75
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{вт}^2)}}$	0,7664	0,6065
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{в1}$, м	$\bar{d}_{вт} \cdot D_{31}$	0,3832	0,4549
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{в1})$	0,5748	0,5307
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$\frac{(D_{31} - D_{в1})}{2}$	0,1916	0,0758
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв.	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	8721,5	1047,1
14. Матеріал лопаток компресора (марка сталі)	Приймається[4]	ВТ3-1	ЭИ696

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Арк.

КР.142.6231м.17.01.ПЗ

23

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

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	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{к}}^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	149,18	136,67
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\frac{\sigma_{\text{к}}}{\sigma_{\text{к1}}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	6,37	6,59
19. Осьова швидкість на виході з компресора C_{a2} , м/с	$(0,9 \div 0,94)C_{a1}$	149,625	134,66
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2 , k_{c2}	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3760	1,3530
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,3837	0,2815
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{C_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5698	0,4313
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a2}})}}$	0,1277	0,0526
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,7664	
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,6518	
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,7091	
	$D_{B2} = D_{B1}$		0,4549
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$		0,5233
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$		0,4891
25. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{к2}}$, м	$\frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0573	0,0342
26. Міра підвищення тиску в компресорі $\pi_{\text{к}}$	Приймається	4,324	3,931

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

					КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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	1,15
28. Число ступенів компресора z_K	Ціле $\frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{K_{CT}}}$	8	10

29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{ck} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,2368	0,0895
---	-----------------------	--------	--------

30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня,м	Приймається		$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3C} = D_{32}$		0,7664	
	$D_{BC} = \sqrt{D_{3C}^2 - \frac{4F_{CK}}{\pi}}$		0,5347	
	$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$		0,6506	
		$D_{BC} = D_{B2}$		0,4549
		$D_{3C} = \sqrt{D_{BC}^2 - \frac{4F_{CK}}{\pi}}$		0,5664
		$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$		0,5107

31. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{кк}}$, м	$\frac{D_{3\text{с}} - D_{\text{Бс}}}{2}$	0,1159	0,0558
---	---	--------	--------

32.Відносна висота лопатки компресорного ступеня $\mathcal{Q}_c$	$\frac{D_{cc}}{l_{cc}}$	5,6138	9,1541
--	-------------------------	--------	--------

33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стк}}$	$0,087353 + 0,02604 \nu_{\text{лс}} + 0,00092 \times \nu_{\text{лс}}^2 + 0,00004 \nu_{\text{лс}}^3$	1,0558	1,2197
--	---	--------	--------

34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступе-	$l_{\text{KC}} \cdot \bar{L}_{\text{CTK}}$	0,1223	0,0680
--	--	--------	--------

1. $L_{\text{стк,м}}$			
---	--	--	--

38. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{к,м}}$	$L_{\text{СТК}} \cdot z_{\text{к}}$	0,9788	0,6804
--	-------------------------------------	--------	--------

39. Довжина лемніскати вхідного пристрою Лв.п.,м	0,22·Dз1	0,1380	—
--	----------	--------	---

40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора Лп.к.к.,м	$0,45 \cdot D_{з1}$	0,3449	—
---	---------------------	--------	---

41. Довжина перехідника компресора Лп.к.,м	0,34·Dз2	0,2683	—
--	----------	--------	---

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.		31. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{кк}}$, м	$\frac{D_{\text{зс}} - D_{\text{вс}}}{2}$	0,1159	0,0558
										32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $g_{\text{с}}$	$\frac{D_{\text{сс}}}{l_{\text{кк}}}$	5,6138	9,1541
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.		33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стк}}$	$0,087353 + 0,02604 \nu_{\text{лс}} + 0,00092 \times \nu_{\text{лс}}^2 + 0,00004 \nu_{\text{лс}}^3$	1,0558	1,2197
										34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стк}}$, м	$l_{\text{кк}} \cdot \bar{L}_{\text{стк}}$	0,1223	0,0680
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.		38. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{к}}$, м	$L_{\text{стк}} \cdot z_{\text{к}}$	0,9788	0,6804
										39. Довжина лемніскати вхідного пристрою Лв.п., м	$0,22 \cdot D_3$	0,1380	—
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.		40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора Лп.к.к., м	$0,45 \cdot D_3$	0,3449	—
										41. Довжина перехідника компресора Лп.к., м	$0,34 \cdot D_3$	0,2683	—
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.					
Підпис і дата		Інв.											

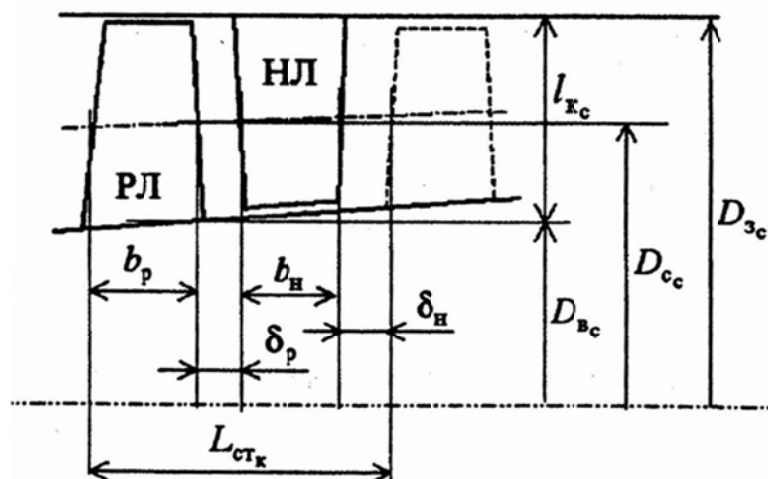


Рисунок 1.4 – Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьових компресорів

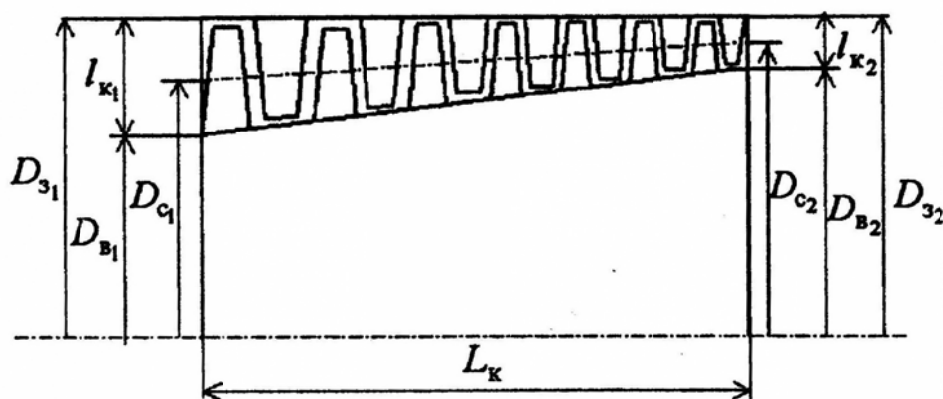


Рисунок 1.5 – Меридіанний переріз проточної частини компресорів ГТД

1.3.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння

З розрахунку ПГУ на повній потужності відомі основні дані, необхідні для габаритного розрахунку КЗ.

Камера згоряння протитокова, трубчасто-кільцевого типу.

Задача є оптимізаційною. Для зручності розрахунок ведеться в табличній формі (табл. 1.8). Вихідні дані для розрахунку приведені в табл. 1.7.

Як паливо для електростанції використовується природний газ.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ				Арк.
									26

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	1687800
2.Годинна витрата палива	$G_{\text{пг}}$	кг/год	3858,5
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{\text{п.диф.}}$	кг/с	48,96
4.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{\text{КЗ}}$	—	0,990
5.Теплотворна здатність газоподібного палива	$H_{\text{и}}$	кДж/кг	50032
6.Стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива	L_0	кг/кг	17,18

Результати розрахунку габаритних розмірів КЗ наведені у табл. 1.8.

Таблиця 1.8 - Розрахунок габаритних розмірів КЗ

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Теплонапруженість робочого об'єму КЗ Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[4] 500...1100	1100
2. Сумарний об'єм жарових труб $V_{\text{ж.т.}}$, м ³	$\frac{G_{\text{нал.зод}} H_{\text{и}} \cdot \eta_{\text{КЗ}}}{Q_v \cdot p_1^{\text{КЗ}}}$	0,1035
3. Число жарових труб $n_{\text{ж.т.}}$	Приймається[3]	14
4. Об'єм однієї жарової труби $v_{\text{ж.т.}}$, м ³	$\frac{V_{\text{ж.т.}}}{n_{\text{ж.т.}}}$	0,0074
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 $d_{\text{ж.т.}}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{\text{ж.т.}}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,1649
8. Довжина жарової труби $l_{\text{ж.тр.}}$, м	$d_{\text{ж.т.}} \cdot \bar{l}$	0,4946
9. Встановлювальний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,2 \cdot d_{\text{ж.т.}}$	0,0330
10. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{\text{с.кз.}}$, м	$\frac{d_{\text{ж.т.}} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{\text{ж.т.}}}}$	0,889
11. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби $\alpha_{\text{Г}}$	Приймається (1.10...1.4)	1,4
12. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{\text{п1}}$, кг/с	$(G_{\text{нал.зод}} \cdot \alpha_{\text{Г}} \cdot L_0)/3600$	25,78
13. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{\text{в.п.}}$, кг/с	$G_{\text{нал.диф}} - G_{\text{п1}}$	23,18

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.17.01.ПЗ

Арк.

27

Продовж. табл. 1.8

4. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кз ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$	0,2988
15. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}$, м ²	$2.22 \cdot F_{\text{кз ж.т.}}$	0,6873
16. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{зкз}}$, м	$D_{\text{с кз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	1,1351
17. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{вкз}}$, м	$D_{\text{с кз}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,6430
18. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}$, м	$0.36 \cdot D_{\text{с 2 кат}}$	0,2739
19. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}$, м	$1.15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$	0,5688
20. Довжина циліндричної частини $L_{\text{цкз}}$, м	$l_{\text{ж.т.}} / 1,14$	0,4338

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

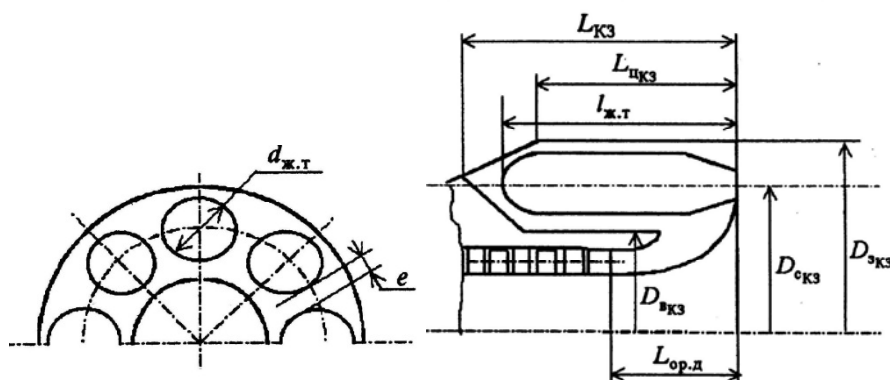


Рисунок 1.6 – Схема трубчато-кільцевої протитокової камери згоряння

Підпис і дата Інв. № дубл. Взам. інв. № Підпис і дата Інв. № подл.						Арк. 28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ	

1.3.3 Визначення габаритних розмірів турбін

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

Слід зазначити, що розрахунок проводиться для оптимізації на IBM PC з використанням програми газодинамічного розрахунку осьової силової турбіни. Це обумовлено необхідністю одержання заданих частот обертання ТКВТ і ТКНТ, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування.

У ході розрахунку визначається середній діаметр на вході в ТГ. Необхідно враховувати загальне компонування турбіни з опорним вінцем ТНТ. А також необхідно забезпечити плавність лінії струму від ТНТ до ТГ. Силовий розрахунок силової ТГ проводиться лише після оціночного газодинамічного розрахунку турбіни для аналізу залежності вихідної потужності і частоти обертання турбіни від середнього діаметра D_{e3} , кута виходу потоку із соплової решітки α_{11} , кутів розкриття проточної частини γ_k та γ_n і т.д. Необхідність у забезпеченні потужності на фланці двигуна не менш $N_e = 18$ МВт продиктовано вимогами замовника (технічним завданням).

В прийнятій тепловій схемі ПГУ передбачається висока температура газу перед турбінами: 1187 °С перед ТВТ; 934,9 °С перед ТНТ і 789,3 °С перед силовою турбіною. Це вимагає високоефективних схем охолодження соплових, робочих лопаток, застосування корозійно-стійкого покриття лопаток.

Для захисту лопаток від корозії застосовується покриття системи Me Co Cr Al Y. Покриття Co Cr Al Y характеризуються високим опором сульфідно-окісній корозії, а зміст хрому й алюмінію забезпечує оптимальну його термостійкість. Добре показали себе на FT-4, FT-9, LM-2500.

Для соплових охолоджуваних лопаток у проектному ГТД застосовується сплав ЧС 104–ВИ, для робочих лопаток — сплав ЧС 88–ВИ. Рівень жароміцності в порівнянні зі сплавом ЧС 70–ВИ підвищений за рахунок “облагороджування” границь зерен структури шляхом легування гафнієм і часткової заміни вуглецю на бор.

Для підвищення корозійного ресурсу лопаток турбін використовується двошарове металокерамічне покриття СДП–КДП (Co Cr Al Y+Zr₂/Y₂O₃). Для робочих лопаток покриття наноситься електронно-променевим методом і має товщину зовнішнього керамічного шару 60–80 мкм, для соплових лопаток — плазмовим методом з товщиною зовнішнього шару 80–120 мкм. Зовнішній керамічний шар створює бар’єрний ефект від теплового потоку з боку робочого тіла. Тому довговічність металевого шару збільшується. Керамічний шар збільшує корозійний ресурс лопаток у 2–3 рази, при цьому не знижуючи їхньої конструкційної міцності.

Крім того, для запобігання окислювання внутрішніх поверхонь охолоджуваних лопаток і для забезпечення їхнього корозійного ресурсу в цілому, впроваджена технологія формування покриття складу Co Ni Cr Al Y газоциркуляційним методом, де реалізована ідея примусової циркуляції газу по внутрішніх каналах [28].

Для оцінки міцності робочих лопаток ТВТ, ТНТ і ТГ прийнято:

матеріал — сплав ЧС 88–ВИ;

густина — $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$;

межа тривалої міцності — $\sigma_{20000}^{807^\circ\text{C}} = 195 \text{ МПа}$ для припустимої розрахункової температури металу лопаток 807 °С (1080 К) за умови охолодження внутрішніх каналів повітрям або насиченою парою від УПГ. У ТГ охолоджуються тільки соплові лопатки першого ступеня.

Вихідні дані до розрахунку беруться з детального теплового розрахунку (див. табл. 1.4) і представлені в табл. 1.9.

Таблиця 1.9 — Вихідні дані до габаритного розрахунку турбін

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Витрата газу через турбіну	G _{гп}	кг/с	50,03	57,98	58,67
2. Витрата охолоджуючого агента	G _{ох}	кг/с	0,1123	0,0116	0,0000
3. Температура газу на вході в турбіну	T ₃	К	1540,0	1211	1060,7
4. Температура газу на виході з турбіни	T ₄	К	1223,1	1060,7	780,7

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ					Арк.
										30
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Продовж. табл. 1.9

Найменування параметра	Позна-чення	Розмір-ність	Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
5. Дійсний перепад температури	ΔT_T	град	232,64	144,86	280,06
6. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	1,6203	0,7316	0,4040
7. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	0,7352	0,4061	0,1060
8. Показник адіабати процесу	k_T	—	1,302	1,3136	1,3317
9. Середня ізобарна теплоємність газу	$c_{рп}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	1,2417	1,2065	1,1562
10. Газова стала газу	$R_{гп}$	$\frac{кДж}{кг \cdot К}$	0,3134	0,3184	0,3205
11. Частота обертання турбіни	n_T	об/хв	10471	8721,5	3000
12. Кут виходу газу з соплової решітки	α_{11}	град	14	16	20

Результати розрахунку габаритних розмірів турбін наведені у таблиці 1.10.

Інв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата						КР.142.6231м.17.01.ПЗ 31
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Таблиця 1.10 - Розрахунок габаритних розмірів турбін

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Кількість ступенів z_T (округлити до цілого значення).	$\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} \right]}$	1	1	4
2. Ізоентропійний тепловий перепад на турбіну $H_{\text{ад}}^*$, кДж/кг	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{рп}} \cdot \Delta T_T}{\eta_T^*}$	334,31	200,00	378,29
3. Віяловість ступеня у першому наближенні g_T	Приймається $\frac{D_c}{l_p} = 10 \dots 25$	12	8	12
4. Реактивність біля кореня лопатки ρ_k	Приймається $0 \dots 0,2$	0,30	0,26	0,00
5. Реактивність на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2g_T - 1}{g_T^2} < 0,5$	0,4597	0,4944	0,1597
6. Швидкість газу на виході із соплової решітки першого ступеня c_1 , м/с	$\varphi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{\text{ад}}^*}{Z_T} \cdot a \cdot (1 - \rho_1)}$, де $a = 1$ – для ТВТ, ТНТ $a = 0,9$ – для ТГ	589,01	440,75	384,10
7. Газодинамічна функція швидкості λ_{c1}	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_r}{k_r + 1} \cdot T_3 \cdot R_{\text{гп}}}}$	0,8316	0,7004	0,6497
8. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c1})$	$\lambda_{c1} \left[\frac{k_r + 1}{2} \left(1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \cdot \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_r - 1}}$	0,9669	0,8949	0,8560
9. Кільцева площа на виході з соплового апарату першого ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_r}{R_r} \left(\frac{2}{k_r + 1} \right)^{\frac{k_r + 1}{k_r - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c1}) \sin \alpha_{11}}}$	0,1308	0,2823	0,3302
10. Середній діаметр на вході в турбіну D_{c3} , м	Приймається	0,889	0,889	1,1900
11. Висота соплової лопатки першого ступеня l_{c1} , м	$\frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}}$	0,0468	0,1061	0,0883

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

					КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.10

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
12. Висота робочої лопатки першого ступеня l_{p1} , м	$(1...1,08) \cdot l_{c1}$	0,0492	0,1061	0,0927
13. Дійсна віяловість ступеня $\vartheta_{т1}$	$\frac{D_{c3}}{l_{p1}}$	18,08	8,38	12,83
14. Погрішність значень віяловості δ_{ϑ} , %	$\left \frac{\vartheta_{т} - \vartheta_{т1}}{\vartheta_{т}} \right \cdot 100\% \leq 10\%$	2,21	3,34	3,64
15. Оптимальне значення (u/c_1) для першого ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,9513	0,9506	0,5393
16. Окружна швидкість на середньому діаметрі u_3 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_{т}}{60}$	487,41	405,99	186,92
17. Дійсне значення (u/c_1) для першого ступеня v_d	$\frac{u_3}{c_1}$	0,8275	0,9211	0,4867
18. Похибка значень (u/c_1) δ_v , %	$\delta v = \frac{ v_d - v_{опт} }{v_{опт}} < 15\%$	1,0851	1,0320	1,1082
19. Зовнішній діаметр на виході з СА $D_{з3}$, м	$D_{c3} + l_{c1}$	0,9359	0,9901	1,2783
20. Внутрішній діаметр на виході з СА $D_{в3}$, м	$D_{c3} - l_{c1}$	0,8422	0,7880	1,1017
21. Запас міцності матеріалу робочої лопатки першого ступеня $K_{пр3}$	$\frac{\sigma_{20000}^{T_{доп}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_m}{7850} \right) \cdot n_{т}^2 \cdot F_{3c}} \geq (1,5...2,0)$	2,25	1,501	10,72
Розрахунок габаритів вихідного перетину турбіни				
1. Осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,1...1,35) \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11}$	166,72	145,78	194,79
2. Газодинамічна функція швидкості λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_r}{k_r + 1} \cdot T_4 \cdot R_{гп}}}$	0,2648	0,2482	0,3852
3. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{c_{a4}} \cdot \left[\frac{k_r + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_r - 1}}$	0,4097	0,3851	0,5743
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.17.01.ПЗ Арк. 33				

Продовж. табл. 1.10

Найменування параметра		Спосіб визначення	Числові значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
4. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4 , m^2		$\frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_r}{R_{гп}} \left(\frac{2}{k_r + 1} \right)^{\frac{k_r + 1}{k_r - 1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,1486	0,3074	0,6815
5. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $K_{пр4}$.		$\frac{\sigma_{20000}^{T_{доп}}}{9,8 \left(\frac{\rho_m}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4} \geq (1,5 \dots 2,0)$	2,16	1,504	10,07
6. Тип проточної частини	ТГ	ТВТ, ТНТ	$D_c = \text{const}$	$D_c = \text{const}$	$D_b = \text{const}$
7. Внутрішній діаметр вихідного перерізу $D_{в4}$, м	$D_{в4} = D_{в3}$	$D_{в4} = D_{с4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{с4}}$	0,8358	0,779	1,4427
8. Зовнішній діаметр вихідного перерізу $D_{з4}$, м	$D_{з4} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$	$D_{з4} = D_{с4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{с4}}$	0,9423	0,9991	1,4427
9. Середній діаметр вихідного перерізу $D_{с4}$, м	$D_{с4} = \frac{D_{в4} + D_{з4}}{2}$	$D_{с4} = D_{с3}$	0,8890	0,8890	1,2722
10. Висота робочої лопатки останнього ступеня $l_{р4}$, м	$\frac{D_{з4} - D_{в4}}{2}$		0,0532	0,1101	0,1705
11. Віяловість останнього ступеня $\vartheta_{т4}$	$\frac{D_{с4}}{l_{р4}} \geq 3,5$		16,71	8,08	7,46
Визначення осевого габариту турбіни					
1. Кільцева площа ступеня на середньому перерізі $F_{ст}$, m^2		$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,1397	0,2949	0,5059
2. Зовнішній діаметр ступеня на середньому перерізі $D_{зс}$, м	$D_{зс} = \sqrt{D_{вс}^2 + \frac{4 \cdot F_{ст}}{\pi}}$	$D_{зс} = D_{сс} + \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_{сс}}$	0,9391	0,9946	1,3630
3. Внутрішній діаметр ступеня на середньому перерізі $D_{вс}$, м	$D_{вс} = D_{в3}$	$D_{вс} = D_{сс} - \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_{сс}}$	0,8390	0,7835	1,1017
4. Середній діаметр ступеня на середньому перерізі $D_{сс}$, м	$D_{сс} = \frac{D_{зс} + D_{вс}}{2}$	$D_{сс} = D_{с3}$	0,889	0,889	1,2323
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.17.01.ПЗ Арк. 34					

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

Продовж. табл. 1.10

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
5. Висота лопатки середнього ступеня l_{pc} , м	$\frac{D_{zc} - D_{bc}}{2}$	0,0500	0,1056	0,1307
6. В'яловість середнього ступеня ϑ_{tc}	$\frac{D_{cc}}{l_{pc}}$	3,54	1,0813	0,9796
7. Довжина ступеня турбіни L_{ct_T} , м	$l_{pc} \left[\left(\frac{b}{l} \right)_c + \left(\frac{\delta}{l} \right)_c + \left(\frac{b}{l} \right)_p + \left(\frac{\delta}{l} \right)_p \right]$	-	0,1142	0,1280
8. Довжина турбіни L_T , м	$L_{ct_T} \cdot z_T$	0,100	0,1142	0,5120

За результатами габаритно-компоновочного розрахунку основних елементів газотурбінного двигуна будується ескіз його меридіального перетину рис. 2.7.

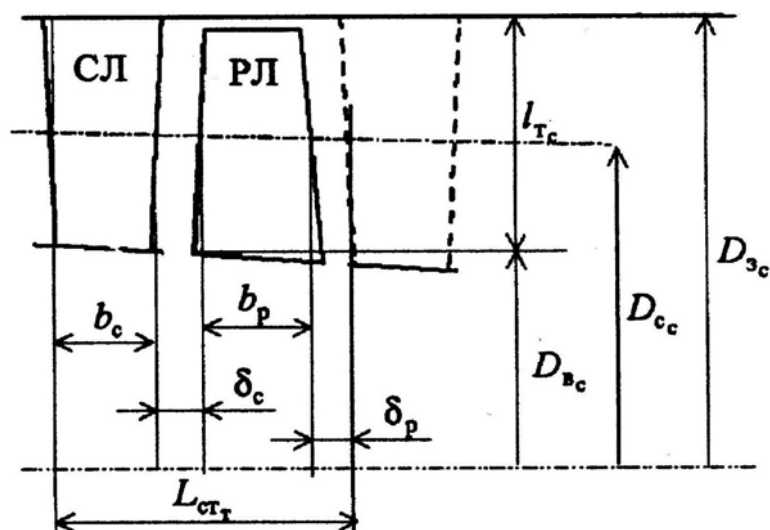


Рисунок 1.7– Середній ступінь осової турбіни

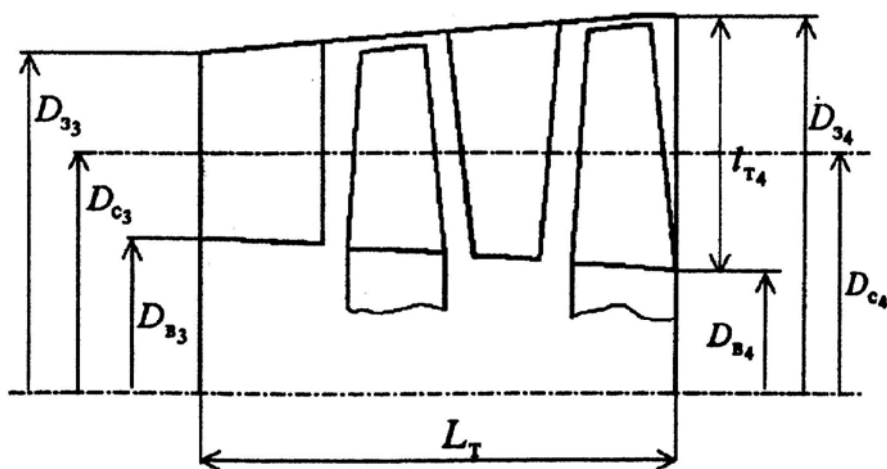


Рисунок 1.8 – Меридіанний переріз проточної частини турбіни

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
						35

КР.14.2.6231м.17.01.ПЗ

M 1:20

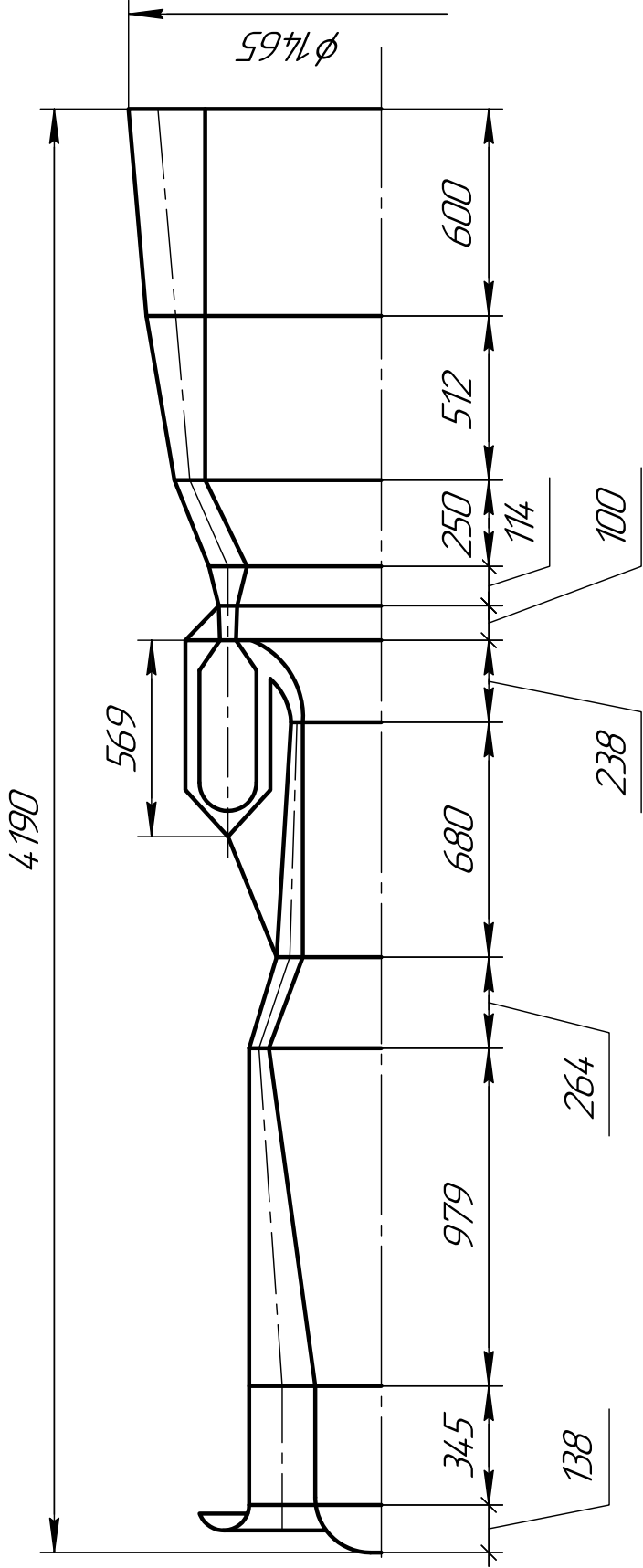


Рисунок 1.9- Ескіз меридіонального перерізу проточної частини ГТД

Міс. № подл.	Подп. у дата	Взам. МНБ. №	МНБ. № дїял.	Подп. у дата
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Міс. № подл.	Подп. у дата	Взам. МНБ. №	МНБ. № дїял.	Подп. у дата
КР.14.2.6231м.17.01.ПЗ				
Лист	36	Формат	A4	

1.3.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора

Утилізаційний парогенератор є теплообмінним апаратом, у якому за рахунок залишкового енергоресурсу вихідних газів ГТД відбувається генерація пари. Перегріта пара підводиться в ПТ, а насичена пара відбирається на суднові потреби.

Задачею розрахунку є визначення основних габаритних розмірів УПГ для оцінки габаритів усього ГПТУ і його вдалого компонування в МВ електростанції.

Вихідні дані до розрахунку отримані в детальному тепловому розрахунку схеми ПГУ з ТУК та зведені в табл. 1.11. Розрахунок ведеться за методикою, розробленої кафедрою «Турбін» НУК.

Таблиця 1.11 – Розрахунок параметрів ТУК одного тиску

Студ.гр.6231м Федоровський Д.М.

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА СТАЗОД

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТУК ОДНОГО ДАВЛЕНИЯ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

GKND	T5	AAL	BGO	PKYO	TRP	DTIP	AK1
58.96	780.7	2.72	0.9950	3.000	760.0	16.0	1.50
TRB	DTNE	RGPN	RGPP	XPC	BPKY	HPPS	RGPY
312.0	20.0	0.0000	0.0000	0.0300	0.9850	0.9100	0.0200
UPT	UPTM	UNC	UPN	UNK	UGCN	PZ	СК
0.8200	0.9900	0.6200	0.6200	0.6200	0.6200	0.0050	80.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУК ОДНОГО ДАВЛЕНИЯ ОСНОВНЫЕ ПРОЕКТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУК

ДАВЛЕНИЕ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ УПГ, МПА	3.0000
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА, К	760.00
ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ, КГ/С	6.496
ДАВЛЕНИЕ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, МПА	2.7439
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, КДЖ/КГ	3432.2
ЭНТАЛЬПИЯ КОНЦА ИЗОЭНТРОПИЙНОГО РАСШИРЕНИЯ В ПТ, КДЖ/КГ	2207.0
МОЩНОСТЬ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, КВТ	6331.6
СТЕПЕНЬ СУХОСТИ ПАРА В КОНЦЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ, КДЖ/КГ	0.9449
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К	475.60
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ЦН, КВТ	5.51
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ПН, КВТ	30.41
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ КН, КВТ	1.01
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ГЦН, КВТ	82.25
УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ, ВЫРАБАТЫВАЕМАЯ ТУК, КВТ/(КГ/С)	105.36

ОСНОВНЫЕ ПРОЕКТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ УПГ

ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕМ, К	713.96
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ПУЧКОМ, К	524.85
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ НА ВХОДЕ В ЭКОНОМАЙЗЕР, К	377.84
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ НА ВХОДЕ В ЭКОНОМАЙЗЕР, КДЖ/КГ	448.0
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ НА ВЫХОДЕ ИЗ ЭКОНОМАЙЗЕРА, К	494.11
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ НА ВЫХОДЕ ИЗ ЭКОНОМАЙЗЕРА, КДЖ/КГ	948.2

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
					КР.142.6231м.17.01.ПЗ					37
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Продовж табл. 1.11

ТЕМПЕРАТУРА ВОДИ НА ВХОДЕ В ИСПАРИТЕЛЬ, К	494.14
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДИ НА ВХОДЕ В ИСПАРИТЕЛЬ, КДЖ/КГ	948.2
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, К	508.85
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, КДЖ/КГ	2817.1
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, КДЖ/КГ	1012.6
ЭНТАЛЬПИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДИ, КДЖ/КГ	167.8
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА В СЕПАРАТОРЕ, К	507.94
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ, КДЖ/КГ	2816.6
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДИ В СЕПАРАТОРЕ, КДЖ/КГ	1008.5
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ, К	760.9
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ, КДЖ/КГ	3432.2
ОТБОР ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА, КГ/С	0.0000
ОТБОР СУХОГО НАСЫЩЕННОГО ПАРА, КГ/С	0.0000

Таблица 1.11 — Вихідні дані до розрахунку УПГ

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1	2	3	4
Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі	$G_{пп}$	кг/с	6,496
Витрата газу через УПГ	$G_{упг}$	кг/с	58,6695
Температура перегрітої пари	$T_{пп}$	К	760
Температура насиченої пари	$T_{нп}$	К	507,94
Температура газу на вході в УПГ	T_4	К	780,69
Температура газу за ВП УПГ	$T_{вп}$	К	524,85
Температура газу на виході з УПГ	T_6	К	494,22
Тиск пари в сепараторі УПГ	$P_{сп}$	МПа	3
Тиск газу на вході в УПГ	P_4	МПа	0,1060
Тиск газу на виході з УПГ	P_6	МПа	0,1028
Середня теплоємність газу в УПГ	$c_{ргп}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,0824
Температура живильної води	$T_{пв}$	К	312
Температурний напір за ПП УПГ	$\Delta T_{пп}$	град	40
Температурний напір за ВП УПГ	$\Delta T_{вп}$	град	18

Розрахунок утилізаційного парогенератора

1. Тепловий потік для кожного трубного пучка,

- для пароперегрівача

$$Q_{пп} = 3600 \cdot G_{пп} \cdot (i_{пп} - i_{нп}) = 14390000 \text{ кДж/год.}$$

де, $i_{пп} = f(T_{пп}, P_{кв}) = 3432 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія перегрітої пари;

$$i_{нп} = f(T_{нп}, P_{кв}) = 2816,6 \text{ кДж/кг}$$
 – ентальпія насиченої пари.

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

					КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для випарника

$$Q_{ВП} = 3600 \cdot G_{УПГ} \cdot C_{pГП} \cdot (T_5 - T_{ВП}) = 58440000 \text{ кДж/год}$$

$$\text{де, } T_5 = T_4 - \frac{Q_{ПП}}{G_{УПГ} \cdot C_{pГП}} = 780,46 \text{ К.}$$

- для економайзера

$$Q_{ЕК} = 3600 \cdot G_{УПГ} \cdot C_{pГП} \cdot (T_{ВП} - T_6) = 7002000 \text{ кДж/год.}$$

2. Середньологаріфмічний напір по трубних пучках, град

- для пароперегрівача

$$\Delta t_{ПП} = \frac{(T_5 - T_{НП}) - (T_4 - T_{ПП})}{\ln \frac{T_5 - T_{НП}}{T_4 - T_{ПП}}} = 97,68 \text{ К,}$$

- для випарника

$$\Delta t_{ВП} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{ВП} - T_{НП})}{\ln \frac{T_5 - T_6}{T_{ВП} - T_{НП}}} = 95,20 \text{ К,}$$

- для економайзера

$$\Delta t_{ЕК} = \frac{(T_6 - T_{1ЕК}) - (T_{ВП} - T_B)}{\ln \frac{T_6 - T_{1ЕК}}{T_{ВП} - T_B}} = 178,08 \text{ К,}$$

де $T_{1ЕК} = \frac{i_{1ЕК}}{4,187 \cdot (1,0002 + 0,006 \cdot P_{1ЕК})} + 273 = 364,27 \text{ К}$ – температура води на вході в економайзер;

$$P_{1ЕК} = P_{КУ} / \nu_{ЕК} = 3,125 \text{ МПа;}$$

$\nu_{ЕК} = 0,96$ – коефіцієнт втрат тиску в економайзері;

$$i_{1ЕК} = \frac{i_{ПВ}}{k_1} + \frac{k_1 - 1}{k_1} \cdot i_{сСП} = 389,4 \text{ кДж/кг} \text{ – ентальпія води на вході в економайзер;}$$

де, $i_{сСП} = f(T_{НП}, P_{КУ}) = 945.9 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія води в сепараторі;

$k_1 = 1,6$ – кратність циркуляції, прийнято;

$i_{ПВ} = 364,5 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія живильної води на вході в економайзер;

3. Величина коефіцієнтів теплопередачі по пучках,

$$K_{ПП} = 220 \dots 350, \text{ приймаємо } K_{ПП} = 220 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К);}$$

Підпис і дата		$\Delta t_{EK} = \frac{(T_6 - T_{1EK}) - (T_{BII} - T_B)}{\ln \frac{T_6 - T_{1EK}}{T_{BII} - T_B}} = 178,08 \text{ К},$					
Інв. № дубл.		де $T_{1EK} = \frac{i_{1EK}}{4,187 \cdot (1,0002 + 0,006 \cdot P_{1EK})} + 273 = 364,27 \text{ К}$ – температура води на вході в еконо-					
Взам. інв. №		майзер;					
Підпис і дата		$P_{1EK} = P_{KV} / v_{EK} = 3,125 \text{ МПа};$					
Інв. № подл.		$v_{EK} = 0,96$ – коефіцієнт втрат тиску в економайзері;					
		$i_{1EK} = \frac{i_{IIB}}{k_1} + \frac{k_1 - 1}{k_1} \cdot i_{сСП} = 389,4 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія води на вході в економайзер;					
		де, $i_{сСП} = f(T_{HII}, P_{KV}) = 945.9 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія води в сепараторі;					
		$k_1 = 1,6$ – кратність циркуляції, прийнято;					
		$i_{IIB} = 364,5 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія живильної води на вході в економайзер;					
		3. Величина коефіцієнтів теплопередачі по пучках,					
		$K_{III} = 220 \dots 350$, приймаємо $K_{III} = 220 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К});$					
						КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
							39
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$K_{ВП} = 335 \dots 500$, приймаємо $K_{ВП} = 335$ кДж/(м²·год·К);

$K_{ЕК} = 300 \dots 444$, приймаємо $K_{ЕК} = 300$ кДж/(м²·год·К);

4. Площа тепло передаючої поверхні трубних пучків УПГ,
- для пароперегрівача

$$F_{ПП} = \frac{Q_{ПП}}{K_{ПП} \cdot \Delta t_{ПП}} = 669,68 \text{ м}^2;$$

- для випарника

$$F_{ВП} = \frac{Q_{ВП}}{K_{ВП} \cdot \Delta t_{ВП}} = 1832 \text{ м}^2;$$

- для економайзера

$$F_{ЕК} = \frac{Q_{ЕК}}{K_{ЕК} \cdot \Delta t_{ЕК}} = 131,07 \text{ м}^2.$$

5. Ширина трубного пучка,

$$B = \sqrt{\frac{G_{УПГ} \cdot S_p \cdot S_1}{\rho_{cp} \cdot W_r \cdot [S_p \cdot (S_1 - d_3) - \delta_p \cdot (D_p - d_3)]}} = 2,594 \text{ м, приймаємо } B = 2,6,$$

де, $W_r = 25$ м/с – середня швидкість газу в трубному пучку;

$$\rho_{cp} = \frac{P_{cp}}{T_{cp} \cdot R_{ПГ}} = 0,569 \text{ кг/м}^3 \text{ – середня густина газу;}$$

$$P_{cp} = 0,5 \cdot (P_{УПГ}^{вх} + P_{УПГ}^{вих}) = 0,104 \text{ МПа – середній тиск газу в УПГ;}$$

$$T_{cp} = 0,5 \cdot (T_4 + T_6) = 637,45 \text{ К – середня температура газу в УПГ;}$$

$$R_{ПГ} = R_{II} \cdot d_{II} + R_r \cdot (1 - d_{II}) = 288 \text{ Дж/(кг·К) – газова стала для газу;}$$

6. Площа перерізу УПГ,

$$F_{УПГ} = B^2 = 6,731 \text{ м}^2$$

7. Кількість трубок в ряду для трубного пучка, шт.

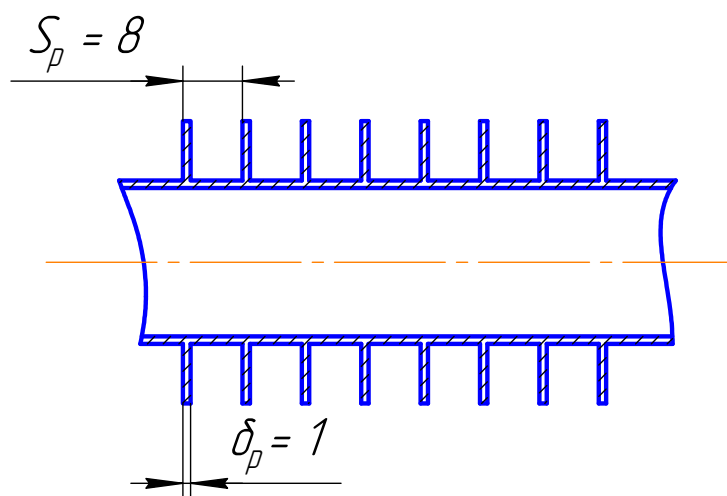
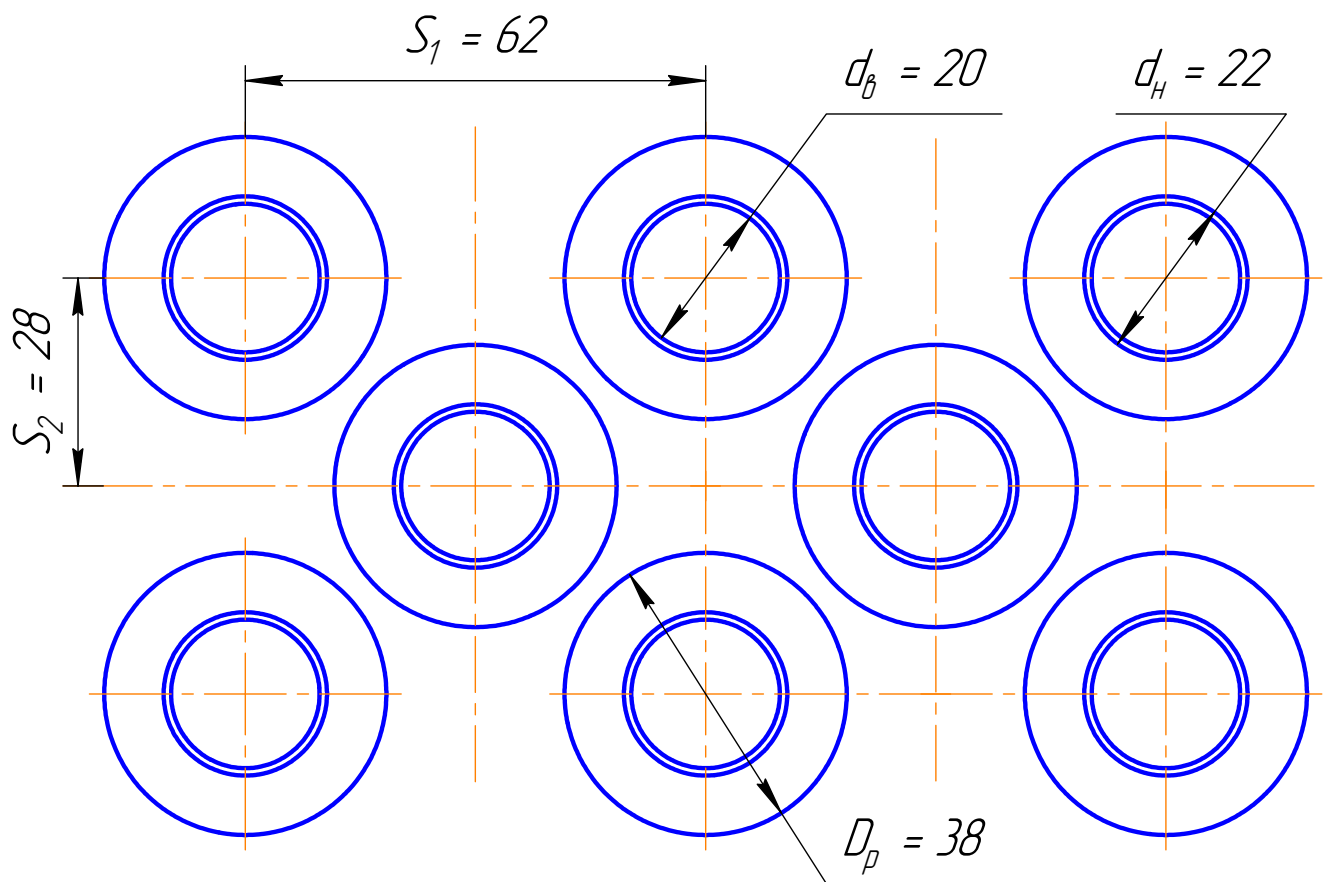
$$Z_1 = \frac{B}{S_1} = 41,845 \approx 42$$

8. Довжина трубного пучка,

$$L = Z_1 \cdot S_1 + D_p = 2,632 \text{ м}$$

9. Повна площа поверхні нагріву однієї трубки,

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						
					КР.142.6231м.17.01.ПЗ					Арк.
										40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						



Маштаб 1:1

Рисунок 1.10— Геометрія трубного пучка

Інв. № подл.		Підпис і дата		Інв. № дубл.		Підпис і дата	
Зм.		Арк.		№ докум.		Підпис	
Дата		КР.142.6231м.17.01.ПЗ		Арк.		42	

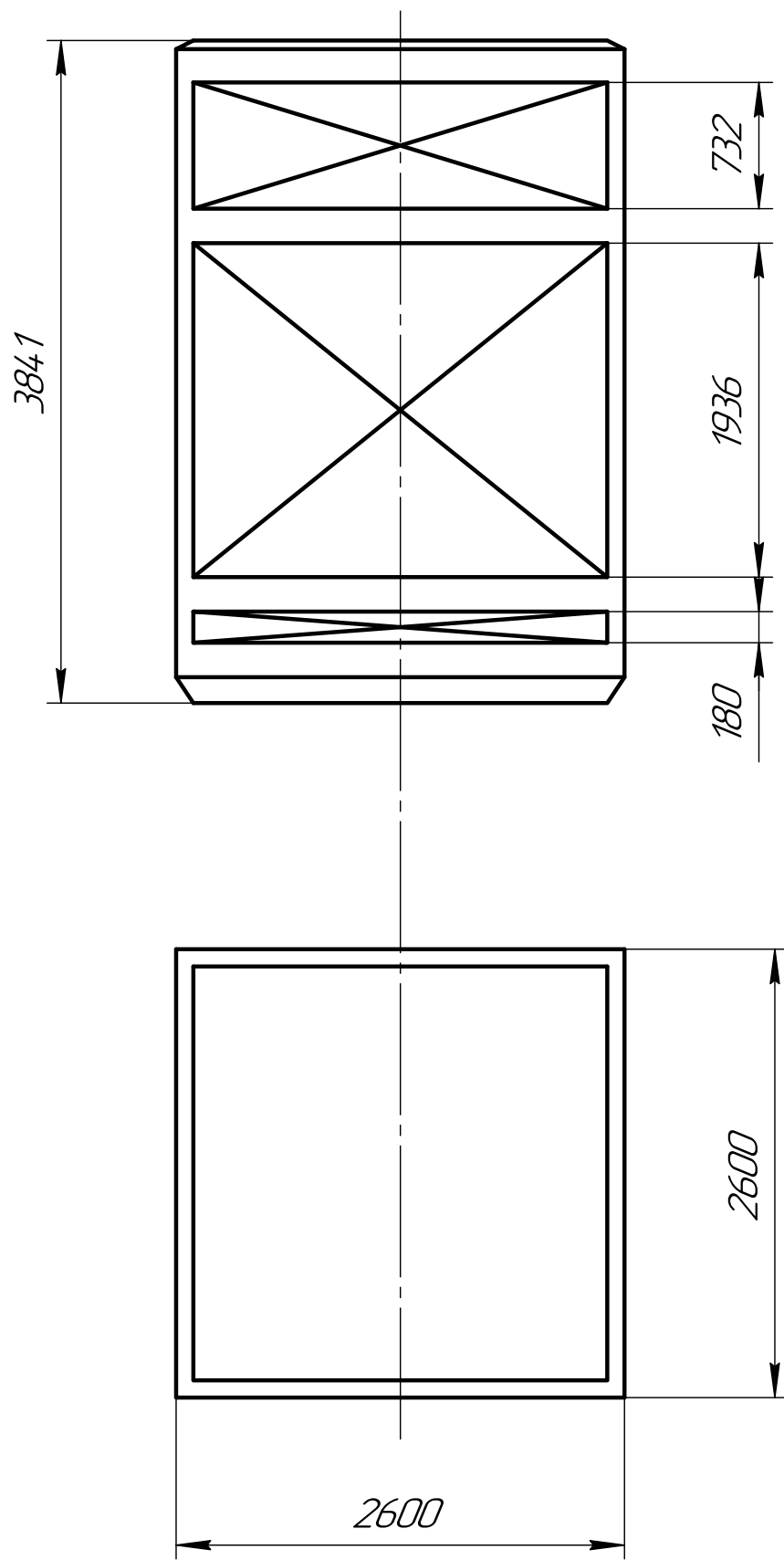


Рисунок 1.11 – Габаритний ескіз утилізаційного парогенератора

Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

1.3.5 Розрахунок габаритних розмірів парової турбіни

На даному етапі проектування необхідно визначити габаритні розміри ПТ. Тип облопачування турбін, у тому числі регулюючого ступеня, кількість ступенів турбіни, їх середні діаметри. Початковими даними, необхідними для оцінки габаритів ПТ, є дані, які отримані на етапі детального теплового розрахунку ГТД на режимі повної потужності. Вони наведені у таблиці 1.12.

Таблиця 1.12 — Вихідні дані до габаритного розрахунку компресорів

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1. Потужність парової турбіни	$N_{\text{ПТ}}$	кВт	6098,4
2. ККД парової турбіни	$\eta_{\text{ПТ}}$	%	82
2. Ентальпія пари перед соплами парової турбіни	i_B	кДж/кг	3432,08
3. Ентальпія пари у кінці ізоентропійного розширення у паровій турбіні	i_D	кДж/кг	2451,74
4. Тиск в конденсаторі	P_z	МПа	0,005
5. Температура перегрітої пари	$T_{\text{пп}}$	К	760
6. Тиск пари в сепараторі утилізаційного парогенератора	$P_{\text{ку}}$	МПа	3,0

Результати розрахунку габаритних розмірів ПТ наведені у таблиці 1.13.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ					Арк.
										44

Таблиця 1.13 — Попередній розрахунок та визначення габаритних параметрів ПТ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1.Ефективна потужність парової турбіни N_e , кВт	Задана	6098,4
2.Тиск пари перед паровою турбіною $P_{зпт}$, МПа	$(0.90...0.96)P_{кв}$	1,92
3.Тиск в конденсаторі P_z , МПа	Задано	0,005
4.Швидкість пари у вихлопному патрубку C_x , м/с	Приймаємо (60...100)	77
5.Швидкісний коефіцієнт вихлопного патрубку ψ_x	Приймаємо (0.90...0.95)	0,95
6.Втрати енергії у вихлопному патрубку q_x , кДж/кг	$\frac{C_x^2}{2\psi_x^2} 10^{-3}$	3,285
7.Тиск пари за паровою турбіною P_x , МПа	$P_x = P_z + \Delta P_x$, где $\Delta P_x = \lambda_z \cdot c_x^2 \cdot P_x \cdot 10^{-5}$, МПа	0,000502
8.Внутрішній теплоперепад парової турбіни H_i ,кДж/кг	$H_a \cdot \eta_{пт}$	803,9
9. Ступінь сухості пари наприкінці процесу розширення x_z	З розрахунку ТУК одного тиску	0,9549
10. Показник ізоентропи k_n	$1.035+0.1 x_z$	1,129
11.Швидкісний коефіцієнт робочої решітки останнього ступеня ψ_z	Приймаємо (0.94...0.96)	0,955
12.Швидкість виходу пари з робочої решітки останнього ступеня у відносному русі W_{2z} , м/с	$(0.8...0.9)\psi_z \sqrt{k p_z v_z}$	320,47
13. Колова швидкість на середньому діаметрі последней ступени U_2 , м/с	Приймаємо (200...290)	287
14.Кут виходу пари з робочої решітки (при $\alpha_2=90^\circ$) β_{2z} , °	$\arccos \frac{U_2}{W_{2z}}$	26,42
15. Веєрність останнього ступеня v_z	Приймаємо(3.5...7)	7,0
16. Питомий об'єм пари у вихідному перетині робочої лопатки $v_{4п}$, м ³ /кг	По h-s діаграммі	30,0
16.Середній діаметр останнього ступеня парової турбіни(у вихідному перетині) D_{cz} , м	$\sqrt{\frac{G_z v_{4п} v_z}{\pi W_{2z} \sin \beta_{2z}}}$	1,874
17. Висота робочої лопатки останнього ступеня ℓ_z , м	$\frac{D_z}{v_z}$	0,268

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.17.01.ПЗ

Арк.

45

Продовж. табл. 1.13

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
18. Частота обертання ротора $n_{пт}$, об/хв	$\frac{60 \cdot U_z}{\pi \cdot D_{cz}}$	2925
19. Запас тривалої міцності матеріалу σ_b , МПа (1X13)	Вибирається з довідника []	610
20. Густина матеріалу лопаток ρ_{MT} , кг/м ³	Вибирається з довідника []	7750
21. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $k_{прz}$	$\frac{\sigma_b}{9.8 \left(\frac{\rho_{MT}}{7800} \right) \cdot \frac{U_z^2}{v_z}}$	5,324
22. Ступінь реактивності на середньому діаметрі ρ_z	$\frac{2 \cdot v_{я} - 1}{v_{я}^2}$	0,265
23. Значення кута виходу з соплових решіток α_{12} , °	Приймаємо (24...32)	32
24. Безрозмірна характеристика останнього ступеня $\left(\frac{U}{C_1} \right)_2$	$\frac{\cos \alpha_{12}}{2(1 - \rho_z)}$	0,577
25. Коефіцієнт соплової решітки останнього ступеня φ_{c2}	Приймаємо (0.95...0.97)	0,95
26. Коефіцієнт враховуючий використання вихідних швидкостей μ	Приймаємо (0.03...0.06)	0,03
27. Адіабатний теплоперепад, що спрацьовує останній ступені нерегульованої групи Δh_{a2} , Дж/кг	$\frac{U_z^2}{2(1 - \rho_z) \left(1 + \mu \left(\frac{U}{C_1} \right)^2 \cdot \varphi_{c2}^2 \right)}$	$1,810 \cdot 10^5$
28. Середній діаметр регулювального ступеня (РС) D_{cp} , м	$(0.9 \dots 1.2) \cdot D_{cz}$	1,874
29. Колова швидкість регулювального ступеня U_{cp} , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_{nm}}{60}$	287
30. Значення безрозмірної характеристики v_{pc} (для 2-х вінцевого РС)	Приймаємо (0.2...0.3)	0,2
31. Адіабатний тепло перепад на соплах регулювального ступеня Δh_{ac} , Дж/кг	$\frac{U_{cp}^2}{2 \cdot v_{pc}}$	$2,059 \cdot 10^5$
32. Ступінь реактивності регулювального ступеня ρ_{pc}	Приймаємо (0.15...0.20)	0,20
33. Повний тепло перепад регулювального ступеня $\Delta h_{арс}$, Дж/кг	$\frac{\Delta h_{ac}}{(1 - \rho_{pc})}$	$2,547 \cdot 10^5$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
											46

Продовж. табл. 1.13

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
34. Вєєрність 1-го ступеня нерегульованої групи v_1'	Приймаємо (15...85)	85
35. Середній діаметр 1 ступеня нерегульованої групи D_{c1} , м (для обраної форми проточної частини – $D_B = \text{const}$)	$(D_{cz} - l_z) \cdot \frac{v_1'}{v_1' - 1}$	1,626
36. Колова швидкість на середньому діаметрі 1 ступеня U_1 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{nm}}{60}$	248,93
37. Значення кута виходу з соплових решіток α_{11} , °	Приймаємо (11...14)	14
38. Ступінь реактивності ρ_1	$\frac{2 \cdot v_1' - 1}{(v_1')^2}$	0,023
39. Безрозмірна характеристика $\left(\frac{U}{C_1}\right)_1$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,497
40. Абсолютна швидкість виходу пари з сопел 1 ступеня $C_{1,1}$, м/с	$\frac{U_1}{\left(\frac{U}{C_1}\right)_1}$	501,1
41. Середнє значення швидкісного коефіцієнта соплових решіток φ_c	Приймаємо (0.95...0.965)	0,96
42. Адіабатний теплоперепад на соплах 1 ступеня Δh_{ac1} , Дж/кг	$\frac{C_{1,1}^2}{2 \cdot \varphi_c^2}$	$1,362 \cdot 10^5$
43. Питомий об'єм пари за соплами 1 ступеня v_{c1} , м ³ /кг	По h-s діаграмі	0,80
44. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$\frac{G_{nm} \cdot v_{c1}}{\pi \cdot D_{c1} \cdot C_{1,1} \cdot \sin \alpha_{1,1}}$	0,018
45. Дійсне значення вєєрності 1-го ступеня v_1	$\frac{D_{c1}}{l_{c1}}$	91,746
46. Різниця прийнятого значення вєєрності v_1' та розрахункового v_1 , %	$\frac{v_1' - v_1}{v_1'} \cdot 100\% \leq 10\%$	7,936
47. Значення швидкісного коефіцієнта соплових решіток φ_{c1}	Приймаємо (0.95...0.965)	0,96

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

					КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.13

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
48. Адіабатний теплоперепад, що спрацьовує в 1 ступені нерегульованої групи Δh_{a1} , Дж/кг	$\frac{U_1^2}{2(1 - \rho_1) \left(\frac{U}{C_1} \right)^2 \phi_{c1}^2}$	$1,395 \cdot 10^5$
49. Адіабатний теплоперепад середнього ступеня нерегульованої групи $\Delta h_{аср}$, Дж/кг	$\sqrt{\Delta h_{a1} \cdot \Delta h_{az}}$	$1,589 \cdot 10^5$
50. Коефіцієнт оберненого тепла R	Приймаємо (1.01...1.03)	1,01
51. Теплоперепад, що спрацьовує у нерегульованій групі ступенів $H_{анг}$, Дж/кг	$H_a - h_{аср}$	$8,214 \cdot 10^5$
52. Кількість ступенів нерегульованої групи $z_{нг}$	$\frac{R H_{анг}}{\Delta h_{аср}}$	6
53. Осьовий габарит 1 ступеня нерегульованої групи $L_{ст1}$, м	Графік (див. рис. 1.7.)	0,060
54. Осьовий габарит останнього ступеня нерегульованої групи $L_{стz}$, м	Графік (див. рис. 1.7.)	0,128
55. Довжина проточної частини середнього ступеня нерегульованої групи $L_{стср}$, м	$0.95 \cdot \sqrt{L_{cm1} \cdot L_{cmz}}$	0,103
56. Довжина регулювального ступеня $L_{рс}$, м	$(0.10 \dots 0.15) \cdot D_{ср}$	0,187
57. Довжина парової турбіни $L_{пт}$, м	$(2.6 \dots 3.5) \cdot (z_{нг} \cdot L_{стср} + L_{рс})$	2,100
58. Максимальний діаметр корпуса парової турбіни $D_{пт}$, м	$(1.5 \dots 1.6) \cdot D_{сз}$	2,811

На рис. 1.12 показані основні геометричні розміри парової турбіни.

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

					КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

КР.14.2.6231м.17.01.ПЗ

M 1:10

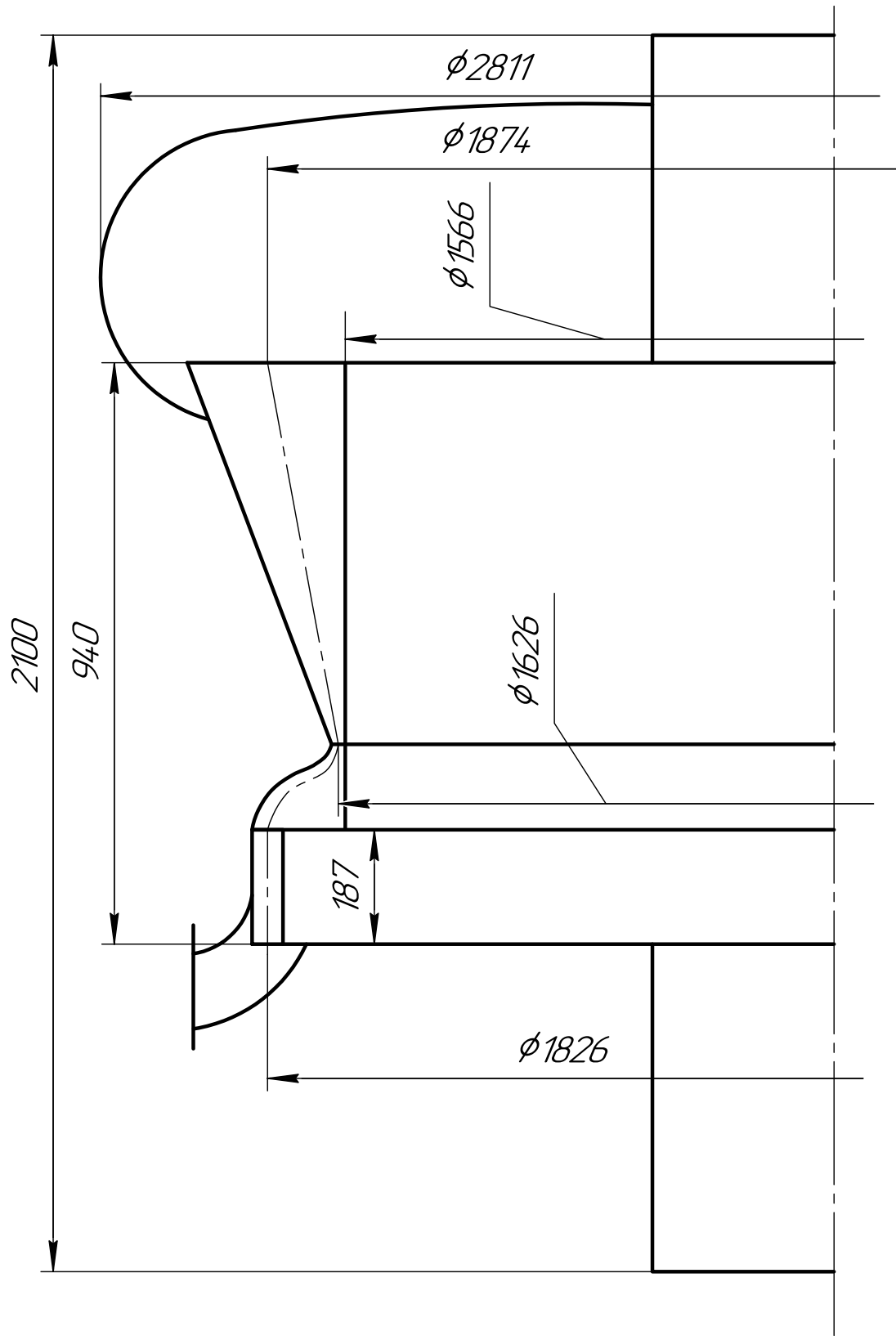


Рис. 112. Габаритно-компоновальный эскиз проточной части паровой турбины

1.3.6 Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора внутрішнього типу

Вихідними даними до розрахунку є результати детального теплового розрахунку (див. табл. 1.4) і представлені в табл. 1.14.

Для зручності перегляду розрахунок ведеться в табличній формі — табл.1.15.

Таблиця 1.14 — Вихідні дані до габаритного розрахунку конденсатора ПГУ

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1	2	3	4
1. Кількість пари, що поступає в конденсатор	G_{Π}	кг/с	4,8255
2. Ентальпія пари, що поступає в конденсатор	i_x	кДж/кг	2470,76
3. Середня теплоємність пари	$c_{рп}$	кДж/(кг·К)	3,9
4. Густина живильної води	$\rho_{зв}$	кг/м ³	1030
5. Газова стала пари	R_{Π}	кДж/(кг·К)	0,461

Таблиця 1.15 – Розрахунок габаритних розмірів парового конденсатора внутрішнього типу

Найменування величини	Спосіб визначення	Числове значення
1	2	3
1. Кількість пари, що поступає в конденсатор G_x , кг/с	$(0,98 \dots 0,99) \left(1 - \sum_{k=1}^{K=Z_{оп}} g_k \right) G$	4,8255
2. Ентальпія пари, що поступає в конденсатор i_x , кДж/кг	$(i_x = i_z)$	2470,76
3. Параметри кип'ячої води при тиску у конденсаторі: – температура t_n , °С – ентальпія i_n , кДж/кг	По таблицям насиченої водяної пари	50,96 215
4. Переохолодження конденсату в конденсаторі Δi_k , кДж/кг	Приймається	25
5. Ентальпія конденсату на виході із конденсатора i_k , кДж/кг	$i_n - \Delta i_k$	175,15
6. Коефіцієнт, враховуючий додаткове поступлення пари и запас охолоджувальної поверхні β	Приймається (0,10...0,15)	1,15

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										50
					КР.142.6231м.17.01.ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Продовж. табл. 1.15

1	2	3
7. Кількість теплоти, що віддається парою в конденсаторі Q, кДж/с	$\beta G_x (i_x - i_\kappa)$	1274
8. Температура охолоджуючої води на вході (забортна) t_1 , °C	Приймається	25
9. Температура о охолоджуючої води на виході t_2 , °C	$t_1 + (0,5 \dots 0,8)(t_n - t_1)$	35,38
10. Теплоємність охолоджуючої води C_v , кДж/(кг·°C)	Приймається	3,9
11. Витрата охолоджуючої води W, кг/с	$\frac{Q}{C_v(t_2 - t_1)}$	14,56
12. Кратність охолодження m	$\frac{i_x - i_\kappa}{C_v(t_2 - t_1)}$	56,69
13. Середньологарифмічна різниця температур Δt_{cp} , °C	$\frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}}$	20,351
14. Швидкість охолоджуючої води в трубках ω , м/с	Приймається (1,8...4,5)	3,5
15. Середня температура охолоджуючої води t_m , °C	$\frac{t_1 + t_2}{2}$	30,192
16. Коефіцієнт теплопередачі у конденсаторі k, кВт/(м²·°C)	$1,095 \sqrt{\omega^4 t_m + 17,8}$	5,392
17. Поверхня охолодження F, м²	$\frac{Q}{k \Delta t_{cp}}$	116,096
18. Парова навантаження конденсатора q, кг/(м²·ч)	$\frac{\beta G_x}{F} \cdot 3600$	172,078
19. Число ходів води в трубках z_v	Приймається	2
20. Діаметр трубок, м: — зовнішній d_n — внутрішній $d_{вн}$	Приймається	0,019 0,015
21. Щільність охолоджуючої води ρ_v , кг/м³	1020...1030	1030
22. Кількість трубок у конденсаторі n	$\frac{4W \cdot z_v}{\pi d_{вн}^2 \omega \rho_v}$	197
23. Довжина трубок ℓ , м	$\frac{F}{\pi d_n n}$	1,97
24. Кількість трубок на 1м² трубної дошки p	$\frac{11540}{s^2}$	1,631
25. Середній шаг трубок s, см	Приймається	0,027

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Арк.

КР.142.6231м.17.01.ПЗ

51

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

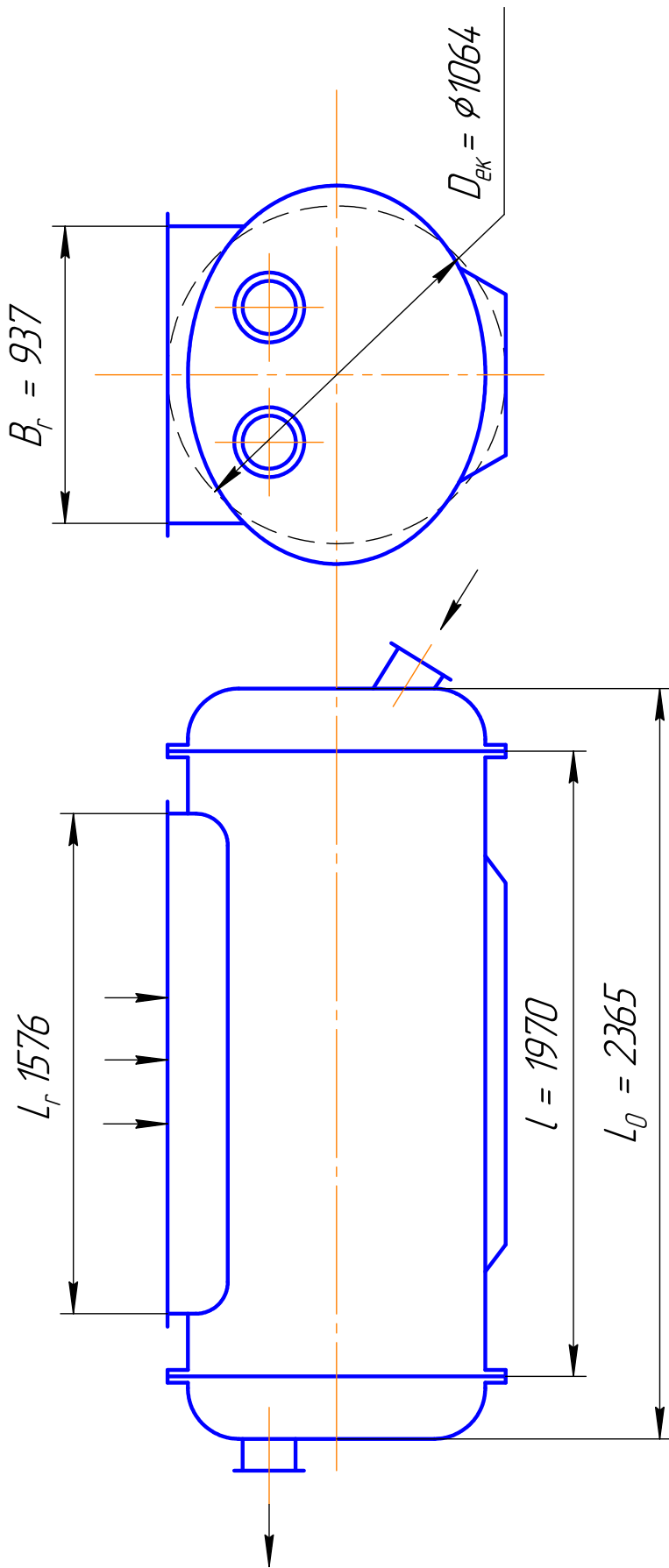
Продовж. табл. 1.15

26. Коефіцієнт заповнення трубної дошки α	Приймається (0,65...0,80)	0,75
27. Площина трубної дошки $A, \text{м}^2$	$\frac{n}{\alpha \cdot p}$	0,807
28. Еквівалентний діаметр трубної дошки $D_{\text{эк}}, \text{м}$	$1,05 \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$	1,0643
29. Відношення довжини трубок до еквівалентного діаме- тру	$\frac{\ell}{D_{\text{эк}}}$	1,8
30. Розміри горловини кон- денсатора $L_{\text{г}} \times B_{\text{г}}, \text{м}$	Приймається по $L_{\text{п}} \times B_{\text{п}}$ ПТ	1576×937
31. Повна довжина конденса- тора з урахуванням водяних ка- мер $L_0, \text{м}$	$\approx 1,2\ell$	2,365
32. Швидкість охолоджуючої води в підвідних та відвідних патрубках $\omega_{\text{п}}, \text{м/с}$	Приймається (2,5...7,5)	7
33. Кількість патрубків від- воду охолоджуючої води $n_{\text{п}}$	Приймається (1...2)	2
34. Діаметр патрубків $d_{\text{п}}, \text{м}$	$\sqrt{\frac{4W}{\pi n_{\text{п}} \omega_{\text{п}} \rho_{\text{с}}}}$	0,167
35. Маса сухого конденса- тора $G_{\text{к}}, \text{т}$	$0,34 [\ell D_{\text{эк}}^2 n^{0,35}]^{0,15}$	3,793

На рис. 1.13 представлений ескіз парового конденсатора.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ					Арк.
										52

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



масштаб 1:20

Рисунок 1.13 – ескіз парового конденсатора

підборі оптимальних кутів загострення вихідної кромки $\gamma_{\text{вих}}$ і потиличного кута δ , щоб спинка профілю пройшла через крапку P , що є умовою дозвукової решітки ($M < 1$).

Далі дається короткий опис програми газодинамічного розрахунку осьової газової турбіни. Як доповнення до результатів розрахунку на ПК дається таблиця з розрахунками основних геометричних характеристик кільцевих решіток на середньому діаметрі.

Програма "GTA50T" призначена для виконання термогазодинамічного розрахунку проточної частини осьової газової турбіни суднового або енергетичного ГТД. Математична модель і алгоритм програми розроблені з використанням методики розрахунку осьової газової турбіни. Автори: к.т.н., доцент Ващилєнко М.В., к.т.н., професор Горбов В.М. [2].

Запуск програми здійснюється файлом gta50t.exe розміщеним у директорії SAPRTA.

Вихідні дані для розрахунку варіанта готуються шляхом редагування файлу isgta50t.dat, що знаходиться в директорії GRUP5.

Таблиця 1.18 — Список ідентифікаторів програми газодинамічного розрахунку турбіни на середньому діаметрі

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
1	2	3
	Цілі параметри	
XC	Кількість охолоджуваних соплових вінців	—
XR	Кількість охолоджуваних робочих вінців	—
Z	Кількість ступенів турбіни	—
	Дійсні числа	
A0I	Кут входу потоку на соплові лопатки 1-го ступеня	град
A1I	Кут виходу потоку із сопел 1-го ступеня	град
CP	Середня питома теплоємність газу в турбіні	кДж/(кг·К)
D11	Середній діаметр на виході із соплового апарату 1-го ступеня	м

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
									Арк.
					КР.142.6231м.17.01.ПЗ				55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Продовж. табл. 1.18

1	2	3
GAK	Кореневе значення кута розкриття проточної частини у кореня лопаток	град
GAP	Периферійне значення кута розкриття проточної частини у периферії лопаток	град
GH	Витрата газу на вході в турбіну	кг/с
NT	Потрібне значення частоти обертання вала	об/хв.
P03	Повний тиск газу на вході в турбіну	МПа
P23	Повний тиск газу на виході з турбіни	МПа
R	Газова стала робочого газу	кДж/(кг·К)
T03	Температура загальмованого потоку на вході	К
T23	Температура загальмованого потоку на виході	К
TBB	Температура охолоджуючого повітря на вході в охолоджувачі лопатки	К
UM	Механічний ККД турбіни	—
	Масиви перемінних	
A(Z)	Значення коефіцієнта А по ступенях	—
DR(Z)	Відносний радіальний зазор між робочими лопатками і корпусом турбіни	—
GEC(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження соплових лопаток	—
GER(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження роб. лопаток	—
PCI(Z)	Швидкісний коефіцієнт соплових решіток	—
PFI(Z)	Швидкісний коефіцієнт робочих решіток	—
ROK(Z)	Ступень реактивності ступеня у кореня	—
TC(Z)	Відносний крок лопаток у соплових решітках	—
TDC(Z)	Припустима температура металу соплових лопаток	К
TDP(Z)	Припустима температура металу робочих лопаток	К

Результати розрахунку варіанта турбіни видаються на друкувальний пристрій у табличній формі по ступенях. Розшифровка ідентифікаторів параметрів, що друкуються, приведена в таблиці 1.19.

Таблиця 1.19 — Розшифровка ідентифікаторів результатів розрахунку

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
1	2	3
A1	Кут виходу потоку із соплових решіток	град
A2	Кут виходу потоку зі ступеня у відносному русі	град
AUI	Кут установки соплових лопаток в решітках	град
B1	Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі	град

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
						56

Продовж. табл. 1.19

1	2	3
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 в решітках	град
C1	Дійсна швидкість виходу потоку з сопла	м/с
C2	Абсолютна швидкість виходу потоку з робочих решіток	м/с
DCO	Середній діаметр на вході в ступінь	м
DC1	Середній діаметр на виході із соплової решітки	м
DC2	Середній діаметр на виході з робочих решіток	м
EI	Внутрішній ККД ступеня	—
EU	Окружний ККД ступеня	—
GOXC	Витрата повітря на охолодження соплових решіток	кг/с
GOXP	Витрата повітря на охолодження робочих решіток	кг/с
HAD	Наявний теплоперепад ступеня	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
NI	Внутрішня потужність ступеня	кВт
1	2	3
P0	Тиск загальмованого потоку перед ступенем	МПа
P1	Статичний тиск у потоці на виході із СР	МПа
P2	Статичний тиск у потоці за ступенем	МПа
P23	Тиск загальмованого потоку за ступенем	МПа
SCI	Осьовий зазор за сопловими решітками	м
SPI	Осьовий зазор за робочими решітками	м
T0	Температура гальмування потоку перед ступенем	К
T1	Статична температура потоку на виході із СР	К
T2	Статична температура потоку за ступенем	К
T23	Температура гальмування потоку за ступенем	К
TCI	Крок соплових решіток	м
TPI	Крок робочих решіток	м
U1	Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами	м/с

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

					КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.19

1	2	3
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	—

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

1.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ

Таблиця 1.20 - Термодинамічний розрахунок ТВТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр. 6231м Федоровський Д.М.

Расчет: ТВД ГТД

.....Z.....XC.....XR.....GH.....NT.....D11

КГ/С ОБ/МИН

1	1	1	50.030	10471.0	0.8890
---	---	---	--------	---------	--------

.....P03.....T03.....P23.....T23.....TBB.....UM

МПа К МПа К К

1.6203 1540.0 0.7352 1223.1 693.2 0.995

.....CP.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAP

КДЖ/кг/К КДЖ/кг/К град град град град

1.2417	0.288	90.00	14.00	5.00	5.00
--------	-------	-------	-------	------	------

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

.....1ct.....2ct.....3ct.....4ct.....5ct.....6ct

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)	0.264	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

DR (Z)	0.005	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
--------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

TDC (Z)	1100.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
---------	--------	-----	-----	-----	-----	-----

TDP (Z)	1100.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
---------	--------	-----	-----	-----	-----	-----

GEC (Z)	0.020	0.020	0.000	0.000	0.000	0.000
---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

GEP (Z)	0.020	0.020	0.000	0.000	0.000	0.000
---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ	320.24
--	--------

2. РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ	335.40
---------------------------------------	--------

3. ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	15321.96
--------------------------------------	----------

4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.9177
--	--------

5. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	10473.8
---------------------------------------	---------

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....1ct.....2ct.....3ct.....4ct.....5ct.....6ct

T0,K	1540.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
------	--------	-----	-----	-----	-----	-----

P0, МПа	1.6203	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
---------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

					КР.142.6231м.17.01.ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.20

T1, К	1329.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.9714	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	1259.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.7055	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1271.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.7352	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, кДж/кг	335.40	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.9051	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.7605	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.7605	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	3.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	2.22	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.3621	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	14.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C1, М/С	622.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	52.30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	190.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1, М/С	487.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2, ГРАД	19.62	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	516.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	90.28	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	173.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	487.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

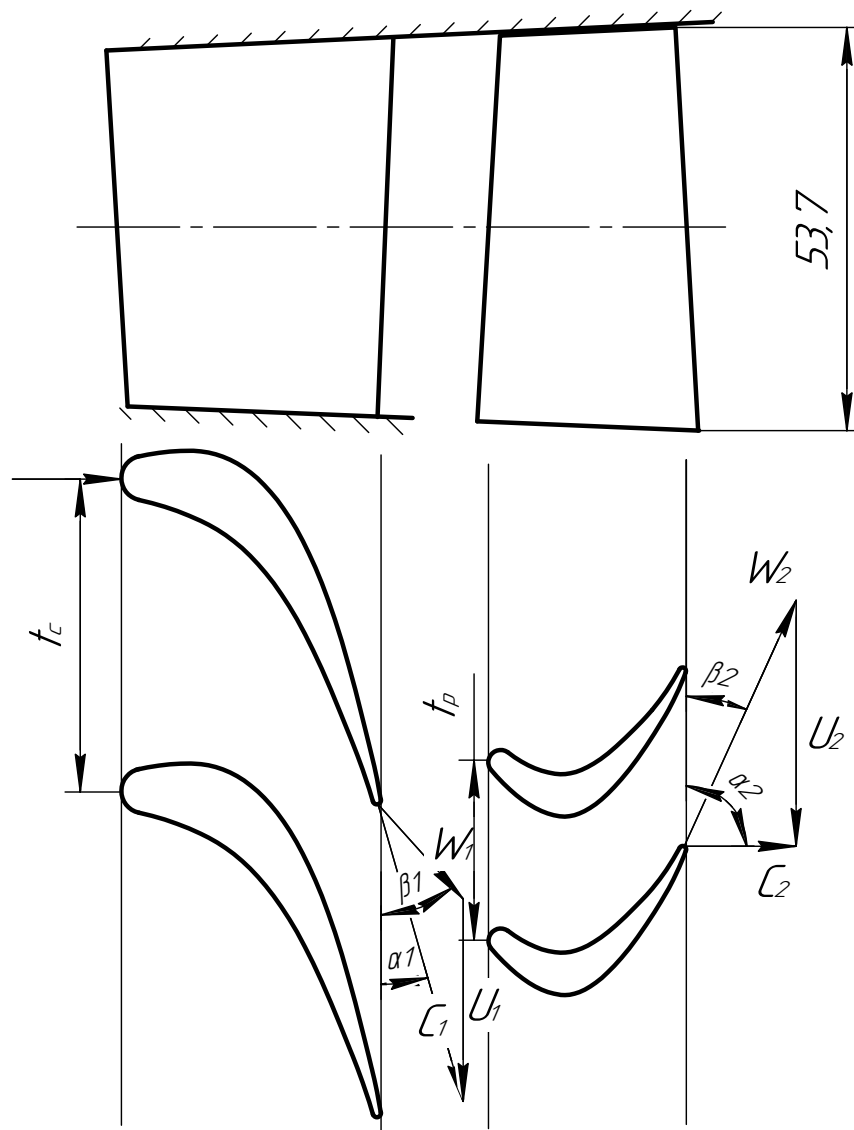
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0, М	0.8890	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.8890	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0329	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0471	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0141	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	0.0405	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0266	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.0537	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	0.8890	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0113	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	57.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TPI, М	0.0252	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	69	0	0	0	0	0
ZP	111	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8413	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8306	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, КВТ	15321.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ			Арк.	
								59	



М 1:1

Рисунок 1.14 – Решітки профілів ТВТ на середньому діаметрі

Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
КР.14.2.6231М.17.01.ПЗ				
Лист 60				
Копировал				
Формат А4				

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

Продовж. табл. 1.22

U1,М/С	397.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2,ГРАД	20.11	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2,М/С	427.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2,ГРАД	88.49	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2,М/С	147.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2,М/С	397.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,М	0.8890	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1,М	0.8890	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1,М	0.0492	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI,М	0.0996	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI,М	0.0205	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
AUI,ГРАД	38.54	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TCI,М	0.0594	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI,М	0.0422	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI,М	0.1098	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2,М	0.8890	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI,М	0.0164	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI,ГРАД	48.66	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI,М	0.0465	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	47	0	0	0	0	0
ZP	60	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8790	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8693	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI,КВТ	10441.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ		Арк.		
							62		

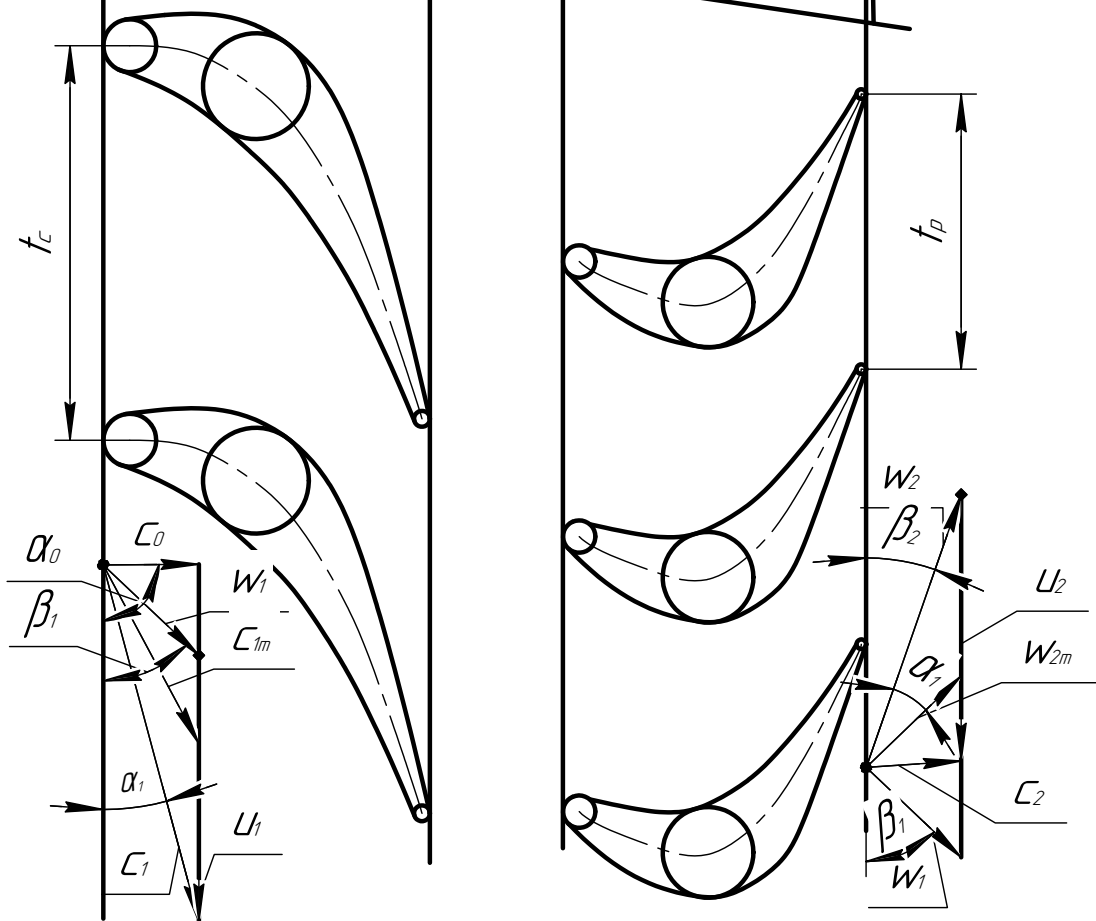


Рисунок 1.15 – Решітки профілів ТНТ на середньому діаметрі.

Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дор.	Подп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

1.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТС

Таблица 1.24 - Термодинамічний розрахунок силової ТС

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

Студент гр. 6231м Федоровський Д.М.

Расчет: TG ГТД N=25 МВт

.....Z.....XC.....XR.....GN.....NT.....D11

кг/с об/мин м

4 0 0 58.670 3000.0 1.1900

.....P03.....T03.....P23.....T23.....ТВВ.....UM

МПа К МПа К К

0.4040 1060.7 0.1060 780.7 400.0 0.995

.....CP.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAR

КДж/кг/К КДж/кг/К град град град град

1.1562 0.288 90.00 16.50 0.00 11.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

.....1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст.

A(Z) 0.82 1.07 1.08 1.03 0.00 0.00

PFI(Z) 0.980 0.980 0.980 0.980 0.000 0.000

PCI(Z) 0.970 0.970 0.970 0.970 0.000 0.000

TC(Z) 0.850 0.850 0.850 0.850 0.000 0.000

ROK(Z) 0.160 0.140 0.100 0.050 0.000 0.000

DR(Z) 0.005 0.004 0.004 0.003 0.000 0.000

TDC(Z) 1080.0 1080.0 0.0 0.0 0.0 0.0

TDP(Z) 1080.0 1080.0 0.0 0.0 0.0 0.0

GEC(Z) 0.021 0.021 0.000 0.000 0.000 0.000

GER(Z) 0.020 0.020 0.000 0.000 0.000 0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ 347.59

2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ 358.52

3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ 18204.90

4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ 0.8698

5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН 3084.2

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст.

T0, К 1060.7 1005.6 935.5 864.7 0.0 0.0

P0, МПа 0.4040 0.3202 0.2294 0.1564 0.0000 0.0000

T1, К 1021.9 954.7 883.0 814.9 0.0 0.0

P1, МПа 0.3457 0.2577 0.1802 0.1220 0.0000 0.0000

T2, К 1001.6 928.3 857.5 781.1 0.0 0.0

P2, МПа 0.3152 0.2224 0.1513 0.1008 0.0000 0.0000

T23, К 1005.6 935.5 864.7 791.0 0.0 0.0

P23, МПа 0.3202 0.2294 0.1564 0.1060 0.0000 0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, КДЖ/КГ 73.50 95.90 96.80 103.64 0.00 0.00

LAMC1 0.5068 0.5961 0.6278 0.6366 0.0000 0.0000

HVD 0.6419 0.5703 0.5779 0.6106 0.0000 0.0000

HVOP 0.7552 0.7547 0.7350 0.8158 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 0.3652 0.3619 0.3476 0.4209 0.0000 0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД 16.50 15.63 16.48 19.12 0.00 0.00

C1, М/С 299.4 342.8 348.3 339.5 0.0 0.0

B1, ГРАД 41.87 34.45 36.67 44.41 0.00 0.00

W1, М/С 127.4 163.3 165.4 158.9 0.0 0.0

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

								Арк.
								64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ			

Продовж. табл. 1.24

U1,М/С	192.2	195.5	201.3	207.3	0.0	0.0
B2,ГРАД	18.63	18.22	20.48	21.44	0.00	0.00
W2,М/С	256.5	300.7	298.5	325.3	0.0	0.0
A2,ГРАД	59.45	47.07	54.09	52.06	0.00	0.00
C2,М/С	95.1	128.4	128.9	150.8	0.0	0.0
U2,М/С	194.7	198.1	204.0	210.1	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,М	1.1900	1.1900	1.1900	1.1900	0.0000	0.0000
DC1,М	1.1900	1.2109	1.2464	1.2837	0.0000	0.0000
BC1,М	0.0701	0.0742	0.0805	0.0866	0.0000	0.0000
LCI,М	0.1571	0.1782	0.2141	0.2517	0.0000	0.0000
SCI,М	0.0271	0.0269	0.0260	0.0248	0.0000	0.0000
AUI,ГРАД	54.02	51.36	57.24	54.01	0.00	0.00
TCI,М	0.0733	0.0809	0.0816	0.0917	0.0000	0.0000
BPI,М	0.0596	0.0622	0.0661	0.0699	0.0000	0.0000
LPI,М	0.1729	0.1944	0.2310	0.2691	0.0000	0.0000
DC2,М	1.2056	1.2270	1.2632	1.3010	0.0000	0.0000
SPI,М	0.0217	0.0215	0.0208	0.0198	0.0000	0.0000
BUI,ГРАД	61.80	65.95	65.97	61.96	0.00	0.00
TRI,М	0.0505	0.0507	0.0536	0.0610	0.0000	0.0000
ZC	51	47	48	44	0	0
ZP	75	76	74	67	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8786	0.8538	0.8538	0.8296	0.0000	0.0000
EI	0.8674	0.8451	0.8450	0.8226	0.0000	0.0000
NI,КВТ	3721.3	4731.2	4774.0	4976.0	0.0	0.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.01.ПЗ		Арк.		
							65		

КР.14.2.6231м.17.01.ПЗ

Міб. № подл.

Полн. у діам.

Вам. міб. №

Міб. № ділн.

Полн. у діам.

Рисунок 1.16 – Решітки профіль ТГ на середньому діаметрі.

М 1 : 2

Міб. № подл.

№ докум.

Полн.

Діам.

КР.14.2.6231м.17.01.ПЗ

Лист

66

Копіювати

Формат А3

Інв. № подл.	Підпис і дата					Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Інв. № докум.						КР.142.6231м.17.02.ПЗ		
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Конструктивні розрахунки і конструювання		
	Студент.	Федоровський Д.М.						
	Керівник	Козловський А.В.						
	Консульт.							
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.						
						Літ.	Арк.	Аркушів
							67	105
						НУК		

2 Конструктивні розрахунки і конструювання

2.1 Опис пристрою ПГУ з ТУК

Парогазова установка з теплоутилізаційним контуром (ПГУ з ТУК) призначений для використання як головний двигун у складі електростанції.

Газотурбінний двигун складається з газогенератора і вільної силової турбіни генератора, а також коробок приводів, систем і агрегатів, обслуговуючих двигун.

Газогенератор складається з двох осьових компресорів низького тиску і високого тиску, які приводяться в обертання незалежними турбінами відповідно низького і високого тисків, трубчато-кільцевої камери згоряння.

Компресори і турбіни, що приводять їх в обертання утворюють два, кінематичне між собою не зв'язаних контури: контур низького тиску і контур високого тиску, які мають різні частотами обертання на будь-якому режимі роботи ГТД. Турбіна генератора виробляє корисну потужність і кінематичне не зв'язана з газогенератором.

Компресор низького тиску призначений для стиснення атмосферного повітря і подачі його в компресор високого тиску. КНТ — осьовий, дев'ятиступінчастий, складається з пристрою вхідного, корпусу КНТ, переднього корпусу, ротора КНТ, встановленого на передній і задній опорах.

Компресор високого тиску — осьовий, десятиступінчастий, призначений для остаточного стиснення повітря і подачі його в камеру згоряння. КВТ складається з перехідника, корпусу КВТ, ротора КВТ, заднього корпусу.

Камера згоряння призначена для спалювання палива з метою отримання газу, тепла енергія якого використовується в газотурбінних двигунах. Камера згоряння — протитокова, малотоксична, трубчасто-кільцевого типу, складається з колектора, жарових труб, запальників, клапанів і кожуха. Чотирнадцять жарових труб розташовуються паралельно осі двигуна у кільцевому просторі між кожухом камери згоряння і внутрішнім кожухом. Одноступінчасті ТВТ та ТНТ виконуються охолоджуваними. До складу силової ТГ входять чотири ступеня. Опис конструкцій турбінного блоку приводиться нижче.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ				
					Арк.				
					68				

Двигун на рамі закріплений за допомогою гнучких опор і фіксаторів, перешкоджаючих зсуву двигуна в поперечному та осьових переміщенях.

Гаряча частина двигуна закрита теплоутилізаційним кожухом, призначення якого — зменшити тепловідвід у приміщення МЗ електростанції від гарячих частин двигуна. Кожух являє собою каркасно-панельну конструкцію. Каркас виготовлений з поперечних арок і повздовжніх зв'язків. Панелі до каркаса кріпляться болтами й ущільнюються прокладками. Панелі двохстінні з ізоляцією усередині. На верхній частині кожуха розташовуються отвори для підведення повітря на охолодження. Кожух двигуна і зовнішній кожух газовідводу об'єднані між собою в районі ТГ і являють собою єдине покриття гарячої частини двигуна. Охолоджуючий агрегат повітря надходить під теплоізоляційний кожух ГТД, охолоджує газовипускний патрубок і проходить крізь міжкожуховий простір утилізаційного котла.

Рама двигуна і кожух газовідводу жорстко з'єднані з фундаментом МВ.

До складу ТУК входять УПГ, сепаратор пари, циркуляційний насос, ГПК, живильний і конденсатний насоси, головний циркуляційний насос, блок водопідготовки і допоміжні елементи.

УПГ (утилізаційний котел) розміщений над газовипускним патрубком ГТД і з'єднується з ним за допомогою компенсатора. Утилізаційний котел виконаний водотрубним з багаторазовою примусовою циркуляцією і має форму куба. До складу УПГ входять: економайзер, випарювальний пучок труб, пароперегрівач. Змійовики пакетів труб виконані з обребрених труб.

Подвійна обшивка котла забезпечує його герметичність і сприяє зменшенню товщини ізоляції. У кожусі УПГ мають вікна доступу до поверхонь нагрівання для огляду і очищення.

Пар, що генерується в УПГ подається на парову турбіну, яка виконана по класичній схемі і працює на генератор. Корпус турбіни встановлений на двоходовому конденсаторі, виконуючим роль рами ПТ.

Конденсатор призначений для охолодження пари, що виходять із ПТ. Пара з конденсується на трубках конденсатора. Конденсат збирається у водяних камерах, відкіля відкачується конденсатним насосом у ТЯ.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.17.02.ПЗ	
Арк.	
69	

2.1.1 Опис турбіни високого тиску

Турбіна високого тиску (ТВТ) — осьова “консольного” типу, одноступінчата, призначена для привода в обертання компресор високого тиску. Турбіна високого тиску складається з соплового апарату першого ступеня ТВТ і ротора ТВТ.

Апарат сопловий ТВТ призначений для перетворення потенційної енергії газу в кінетичну енергію за рахунок розгону потоку газу на лопатках соплового апарату. Він складається з корпусу силового, корпусу зовнішнього, лопаток соплових першого ступеня, апарату направляючого, стільникових вставок, встановлених в кільце і екрану розподільного. Соплові вставки, кільце і екран розподільний є частиною системи регулювання радіального зазору над робочими лопатками ТВТ. Соплові лопатки першого ступеня одиночні, охолоджувані, двохопорні. По верхніх і нижніх буртах ущільнені елементами ущільнювальними для зменшення втрат охолоджуючого повітря, що підводиться до лопаток.

У внутрішню порожнину лопатки вставлений дефлектор. Охолодження вхідної кромки соплових лопаток здійснюється обдувом повітря через отвори дефлектора, розташованого усередині лопаток. Охолодження середньої частини лопаток має усередині лопаток розвинену систему обребріння. Охолоджуване повітря до лопаток підводиться знизу з порожнини.

Направляючий апарат підводить охолоджуюче повітря до робочих лопаток ТВТ через щілини.

Проточна частина утворена верхніми і нижніми полками лопаток. Верхня полиця лопаток переднім торцем упирається в корпус передній, а заднім торцем входить у паз корпусу зовнішнього. У нижній частині лопатки переднім торцем спираються на кільце притискне, а заднім торцем лопатки — на кільце силове. Ці кільця мають ущільнювальні елементи.

Над робочими лопатками турбіни розташовані вставки стільникові, котрі своїми виступами входять у пази регулюючого кільця. Вставки призначені для одержання мінімального радіального зазору між торцями лопаток і вставками. Між корпусом і вставками (регулюючим кільцем) розташовані екрани, що служать для зменшення підігріву корпусу.

Підпис і дата																				
Інв. № дубл.																				
Взам. інв. №																				
Підпис і дата																				
Інв. № подл.																				
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><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. 70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																

Ротор турбіни високого тиску призначений для перетворення кінетичної енергії газу в механічну роботу по приводу ротора КВТ. Ротор ТВТ складається з диска турбіни, охолоджуваних робочих лопаток, цапфи.

В диску ТВТ за допомогою ялинкових замків закріплені робочі лопатки ТВТ. Від осьового переміщення лопатки фіксуються сегментами. Для зниження динамічних напруг у робочих лопатках у кишені під нижньою полицею встановлені демпфери. Диск із цапфою з'єднується болтами, шайбою-замком, гайкою. На виступах диска, цапфи і робочих лопаток виконані гребінці, що разом з ущільненнями деталей, які сполучаються, забезпечують мінімальні витоки газу.

2.1.2 Опис турбіни низького тиску

Турбіна низького тиску (ТНТ) — осьова, одноступінчата, приводить в обертання компресор низького тиску. ТНТ складається з апарату соплового ТНТ, ротора ТНТ, опорного вінця ТНТ.

Апарат сопловий ТНТ призначений для перетворення потенційної енергії газу в кінетичну і подачі газу на робочі лопатки ТНТ.

Сопловий апарат ТНТ складається з корпусу, блоків лопаток, стільникових вставок, діафрагми і кільця діафрагми. Діафрагма опорного вінця і кільце утворюють направляючий апарат для підведення охолоджуючого повітря до робочих лопаток ТНТ. Блоки лопаток “консольні”, охолоджувані, по три лопатки в одному блоці. Система охолодження профільної частини лопаток формується розвиненою системою оребріння усередині лопаток. Охолоджуюче повітря до лопаток проводиться зверху через сферичні втулки. Частина охолоджуючого повітря проходить через лопатки і через сферичні втулки підводиться в порожнину за диском.

Блоки лопаток встановлені в корпусі і фіксуються в окружному напрямі сферичними втулками, а в осьовому напрямі сегментами. На діафрагмі і кільці в місцях сполучення з гребінцями ротора встановлені стільникові ущільнення, що забезпечують мінімальне перетікання газу.

Ротор турбіни низького тиску призначений для перетворення енергії газоповітряного потоку в енергію обертання ротора КНТ. Ротор одноступінчастої ТНТ складається з диска ТНТ, лопаток ротора ТНТ, закріплених в диску за допомогою ялин-

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ				Арк. 71

На передньому кінці валу ТНТ є шліці для з'єднання із задньою цапфою ротора КНТ. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, який є опорою ротора ТНТ.

Опорний вінець (ОВ) складається з корпусу опорного вінця, корпусу, двох корпусів підшипників і дев'яти стійок, що проходять через обтічники. Стійки з корпусом сполучені пальцями, а з зовнішнім корпусом опорного вінця ТНТ — за допомогою компенсаторів.

До корпусу болтами кріпитися корпус підшипників, в якому розміщені корпус підшипників і опора. В корпусі підшипників встановлені роликopідшипники роторів ТНТ і ТГ. Роликopідшипник, що є задньою опорою ротора ТНТ, встановлений в опорі типу “біляче колесо”, призначеної для самовстановлення ротора в процесі його роботи і зменшення радіальних навантажень, діючих на роликopідшипник.

Між корпусом опорного вінця і внутрішнім кожухом розташовані обтічники, через які проходять: труба підведення масла, труба зливу масла, труба зтравлювання і стійки. Масло на змащування підшипників подається по трубі підведення масла. В трубу вмонтований масляний фільтр для очищення масла, що подається. Через перекидання масло поступає на змащування роликотпідшипників і в масляні демпфера. Злив масла з порожнин корпусів підшипників здійснюється через трубу зливу масла.

Підпис і дата		обтічників. До корпусу болтами кріпитися корпус підшипників, в якому розміщені корпус підшипників і опора. В корпусі підшипників встановлені роликopідшипники роторів ТНТ і ТГ. Роликopідшипник, що є задньою опорою ротора ТНТ, встановлений в опорі типу “біляче колесо”, призначеної для самовстановлення ротора в процесі його роботи і зменшення радіальних навантажень, діючих на роликopідшипник. Для гасіння коливань роторів ТНТ і ТГ служать два масляні демпфери щілисто-го типу. Між корпусом опорного вінця і внутрішнім кожухом розташовані обтічники, через які проходять: труба підведення масла, труба зливу масла, труба з травлювання і стійки. Масло на змащування підшипників подається по трубі підведення масла. В трубу вмонтований масляний фільтр для очищення масла, що подається. Через перекидання масло поступає на змащування роликopідшипників і в масляні демпфера. Злив масла з порожнин корпусів підшипників здійснюється через трубу зливу масла.																					
Інв. № дубл.																							
Взам. інв. №																							
Підпис і дата																							
Інв. № подл.		<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><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	КР.142.6231м.17.02.ПЗ Арк. 72	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																			

Для підтримки певної величини перепаду тиску на графітних кільцях ущільнювачів служить труба зтравлювання, яка одним своїм кільцем входить в корпус підшипників, а іншим фіксується фланцем, розташованим на зовнішньому корпусі ОВ ТНТ.

2.1.3 Опис турбіни генератора

Силовa турбіна генератора (ТГ) — осьова чотириступінчаста з відбором потужності через еластичну муфту. ТГ призначена для привода в обертання ротора генератора. Складається з соплових апаратів, ротора ТГ і опорного вінця ТГ.

Апарат сопловий ТГ складається з корпусу, пакетів лопаток, вставок, діафрагм, ущільнювальних елементів. До соплових апаратів знизу кріпиться кожух внутрішній, який спільно з корпусом утворюють проточну частину від газогенератора до ТГ.

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 генератора складається з валу з насадженими на нього дисками, які сполучені з валом болтами. На дисках встановлені робочі лопатки, які своїми ялинковими замками вставлені в ялинкові пази дисків. Робочі лопатки фіксуються в осьовому положенні сегментами. На валу також розташовані втулки, лабіринт, внутрішня обойма підшипника, муфта, а усередині вала розташована заглушка.

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 ОВ ТНТ. Задньою опорою ротора є шарииковий підшипник і підшипник ковзання. Шарииковий підшипник сприймає радіальне і частково осьове навантаження, а підшипник ковзання — осьове.

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

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

КР.142.6231м.17.02.ПЗ										Арк.	
										73	

На задньому кінці ротора розташована еластична муфта, яка призначена для передачі обертового моменту від вала силової турбіни до вала споживача потужності (редуктора). Муфта складається з корпусу і щік, сполучених болтами. Компенсації зламів і неспіввісності валів здійснюються за рахунок деформації двох тонкостінних щік. Переміщення щік обмежено виступом корпусу і втулки, встановленої на вал і затягнутою гайкою.

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

Опорний вінець ТГ 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 ТГ утворюється із зовнішньої сторони корпусом зовнішнім, а з внутрішньої — стінкою передньою і кожухом внутрішнім, в прорізі якого заходять стійки і обтічники.

Масляна порожнина опорного вінця ТГ 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 шариковий підшипник з пружинними кільцями, що сприймає радіальне навантаження, а також частину осьового навантаження. Основне осьове навантаження сприймають упорний підшипник; колодки через упорний рухомий диск.

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

Інв. № подл.	Підпис і дата													
	Інв. № дубл.													
	Взам. інв. №													
Інв. № подл.	Підпис і дата													
	Інв. № дубл.													
	Взам. інв. №													
<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
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
КР.142.6231м.17.02.ПЗ														
Арк. 74														

Масло на змащування і охолодження підшипників подається по трубі підведення масла. Для очищення масла на вході в трубу встановлюється фільтр. Від відвернення в процесі роботи труба стопориться замком, який кріпиться гвинтами до зовнішнього корпусу. Труба вкручується 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.

Датчики обмеження частоти обертання силової турбіни (обмеження розкручування турбіни) і шестерня-індуктор призначені для видачі сигналу на зупинку двигуна у разі перевищення максимально-допустимої частоти обертання ротора ТГ. Датчики встановлені на кронштейні, який кріпиться к задньому фланцю ОВ.

З'єднання силової ТГ з генератором через еластичну муфту і ресору забезпечує нормальну роботу агрегату при незначних перекошеннях осей валів двигуна.

2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ

2.2.1 Закручення лопаток за законом сталості циркуляції

У газодинамічних розрахунках пункту 1.4 передбачалося, що геометричні характеристики решіток профілів і параметри робочого тіла і потоку по довжині лопаток постійні, тобто вважалося, що потік у решітках плоскопаралельний. Таке допущення вносить погрішність у розрахунки, оскільки потік у решітках має просторовий характер, і, якщо ступінь виконаний з циліндричними лопатками (постійного по довжині профілю), дійсні показники її через віялові втрати можуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Віялові втрати є наслідком невідповідності геометричного кута входу робочих решіток, обраного з умов течії на середньому діаметрі ступеня, дійсним кутам натікання потоку в областях, що прилягають до кореневого і периферійного перетинів лопаток. Це викликано зміною по довжині лопатки окружної швидкості і параметрів робочого тіла, головним чином, у зазорі між сопловими і робочими решітками. Крім того, по довжині лопаток змінюється відносний крок решітки і в перетинах, відмінних від середнього, він може істотно відрізнятися від оптимального, що також збільшує втрати в решітках.

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

Для зниження віялових втрат у ступеню, лопатки виконані з перемінним по довжині профілем з таким розрахунком, щоб умови обтікання решіток по всій довжині лопаток наблизити до оптимальних. Раціональну організацію потоку в проточній частині ступеня можна здійснити, закручуючи лопатки по висоті. Це забезпечує безударне обтікання лопаток потоком. Найчастіше використовується метод закручення за законом сталості циркуляції. Він дозволяє до мінімуму звести втрати від віяловості.

Закручування лопаток за законом сталості циркуляції має вид $c_{1u}r = const$. Осьова швидкість на вході в робочу решітку приймається $c_{1a}r = const$. Напрямок потоку приймається осьовим ($c_{1u} = c_{2u} = 0$), а параметри робочого тіла по довжині лопаток постійними. При цьому наявний теплоперепад у ступеню Δh_a^* по довжині лопаток буде зберігатися однаковим. Повні параметри потоку на вході в ступінь, а також коефіцієнти швидкості φ , ψ не змінюються по радіусу і дорівнюють параметрам на середньому діаметрі [2].

При закрученні за законом сталості циркуляції перемінний по довжині профіль мають не тільки робочі, але і соплові лопатки.

Закручення за законом сталості циркуляції забезпечує практично постійні по довжині лопаток значення окружної роботи, окружного ККД ступеня, рівні відповідно їхнім значенням на середньому діаметрі.

Проектування ступеня з закрученими лопатками виконується в два етапи:

- I — виходячи з припущення плоскопаралельної течії робочого тіла в решітках, виробляється розрахунок ступеня по параметрам на середньому діаметрі;
- II — при відомих параметрах на середньому діаметрі ступеня по прийнятому закону розраховується закручення лопаток.

У табл. 2.1 викладений порядок розрахунку закручення лопаток за законом сталості циркуляції, а на рис. 2.1 представлено закручення лопаток ТВТ. За результатами розрахунку побудовані трикутники швидкостей та профілі перетину робочої лопатки на кореновому, середньому та периферійному перерізах.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ					Арк. 76
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$D_{cp} = 0,889 м; l_p = 0,0537 м; u_{2cp} = 487,5 м / с; \alpha_{1cp} = 14^\circ; c_{1cp} = 622,4 м / с; (u / c_1)_{cp} = 0,7605$
 $\alpha_{2cp} = 90,28^\circ; c_{2cp} = 173,5 м / с; \beta_{2cp} = 19,62^\circ; w_{2cp} = 516,7 м / с; \phi = 0,98; \psi = 0,97.$

Таблиця 2.1 - Розрахунок закручення лопаток за законом сталості циркуляції

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому діаметрі	На периферії
1.Радіус перерізу $r, м$	За відомими значеннями D_{cp2} і l_p	0,418	0,445	0,471
2.Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,940	1	1,060
3.Колова швидкість $u, м/с$	$u_{2cp} \bar{r}$	458	487,5	516,95
4.Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки $c_1, м/с$	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	600,09	622,4	589,12
5.Кут виходу потоку із соплового апарата $\alpha_1, град$	$arctg(\bar{r} \cdot tg \alpha_{1\bar{n}\delta})$	13,19	14	14,81
6.Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{\tilde{n}_1} \right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1\bar{n}\delta}}}$	0,674	0,76	0,852
7.Кут входу потоку до робочої решітки $\beta_1, град$	$arctg \frac{\bar{r} tg \alpha_{1\bar{n}\delta}}{1 - \left(\frac{u}{\tilde{n}_1} \right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1\bar{n}\delta}}}$	37,25	49,07	65,83
8 Відносна швидкість входу до робочої решітки $w_1, м/с$	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	248,74	199,31	165,04
9.Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2, град$	$\frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{u}_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	20,78	19,62	18,58
10.Відносна швидкість виходу з робочої решітки $w_2, м/с$	$w_{2cp} \frac{\sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	488,97	516,65	544,53
11.Кут виходу потоку зі ступеня $\alpha_2, град$	при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$ $180 - arctg(\bar{r} tg \alpha_{2cp})$	90,298	90,28	90,264

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

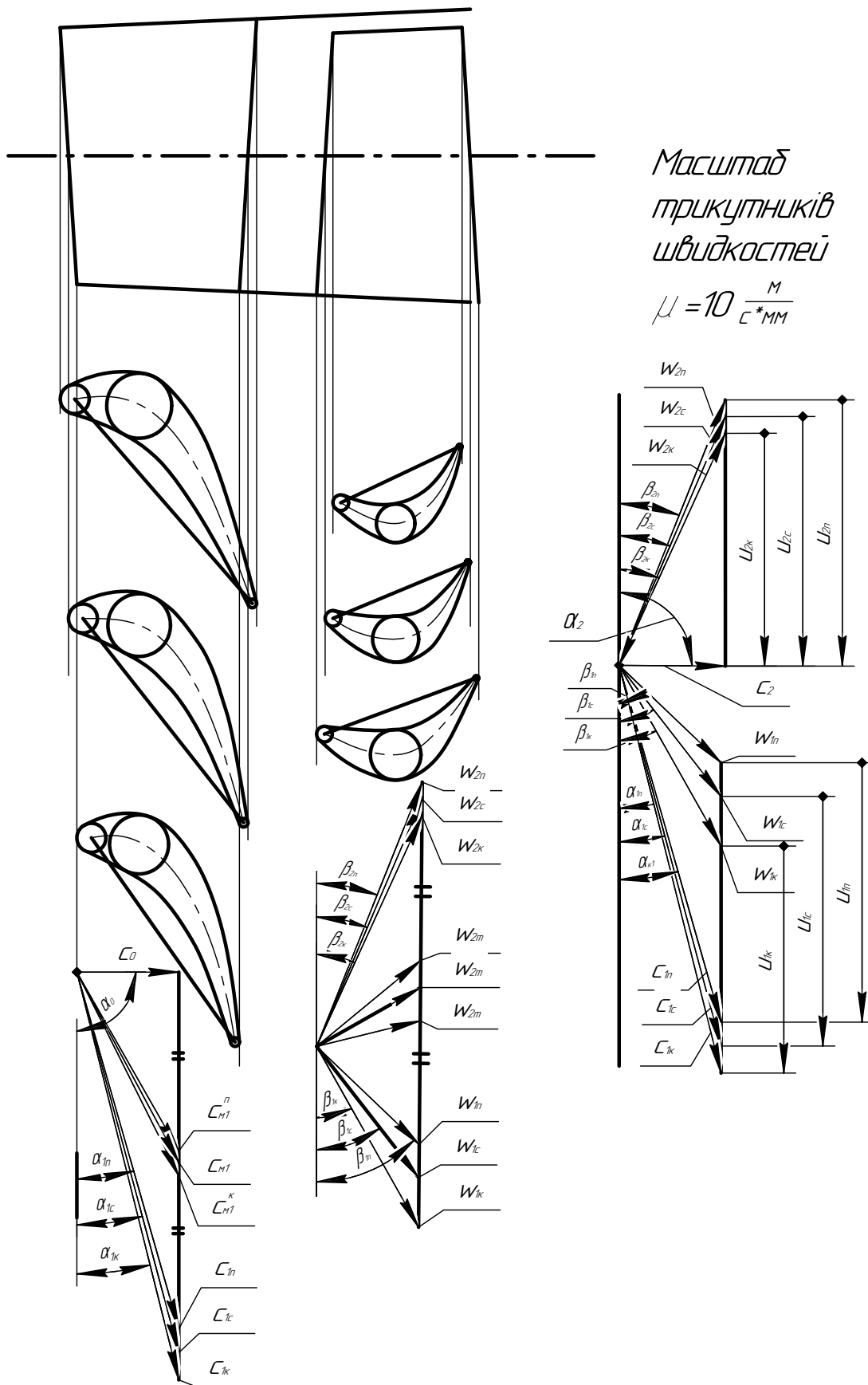
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ	Арк.
						77

Продовж. табл. 2.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому Діаметрі	На периферії
12. Абсолют на швидкість потоку за ступенем $c_2, \text{м/с}$	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	173,5	173,5	173,5
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,292	0,371	0,438

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

					КР.142.6231м.17.02.ПЗ	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



М 1:1

Рисунок 2.1 – Закручення лопаток ТВТ за законом сталості циркуляції

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
КР.14.2.6231М.17.02.ПЗ				
Лист 79				
Копировал				
Формат А4				

2.2.2 Розрахунок робочої лопатки ТВТ на міцність

Робочі лопатки турбомашин випробують дію відцентрових сил, газодинамічних навантажень (тиску потоку робочого тіла), а також вплив високої температури і вібрації.

При проектуванні профільної частини (пера) лопатки звичайно визначається напруження розтягнення, викликувані відцентровими силами, напруження вигину від газодинамічних навантажень і встановлюється нахил осі лопатки таким чином, щоб напруження вигину, що виникають при позацентровому розтягненні в полі відцентрових сил, врівноважували газодинамічний вигин. Методика цих розрахунків, що завершуються визначенням запасів міцності, запропонована в [17].

Підвищена температура приводить до зниження характеристик тривалої міцності матеріалу, використовуваних у розрахунках на міцність, а також може викликати ушкодження поверхні деталі унаслідок високотемпературної корозії. При нерівномірному нагріванні перетинів лопаток газових турбін, що виникає на нестационарних режимах роботи, а також у лопатках із внутрішнім охолодженням, розвиваються термічні напруження.

Виконуючи в процесі проектування розрахунки лопаток на розтягнення і вигин, керуються, як правило, звичайними формулами опору матеріалів, тобто розглядають лопатку, як стержень перемінного перетину. Хоча в лопаток з закрученням існують відхилення від “стержневої” теорії.

У даній роботі визначаються напруження розтягнення і вигину, а також встановлено границю тривалої міцності лопатки на необхідний ресурс.

2.2.2.1 Визначення границі тривалої міцності лопатки

Матеріал робочої лопатки — сплав ЧС88–ВИ; густина матеріалу $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$.

Задача розрахунку — визначення границі тривалої міцності лопатки на ресурс 20000 годин σ_{20000}^t .

Припустима температура металу лопаток (з урахуванням охолодження):

$$t_{\text{доп}} = T_{\text{доп}} - 273 = 1100 - 273 = 827 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

За [25] для сплаву ЧС88–ВИ визначаємо $\sigma_{\tau_i}^t$.

Підпис і дата	термічні напруження.									
Інв. № дубл.	Виконуючи в процесі проектування розрахунки лопаток на розтягнення і вигин, керуються, як правило, звичайними формулами опору матеріалів, тобто розглядають лопатку, як стержень перемінного перетину. Хоча в лопаток з закрученням існують відхилення від “стержневої” теорії.									
Взам. інв. №	У даній роботі визначаються напруження розтягнення і вигину, а також встановлено границю тривалої міцності лопатки на необхідний ресурс.									
Підпис і дата	2.2.2.1 Визначення границі тривалої міцності лопатки									
Інв. № подл.	Матеріал робочої лопатки — сплав ЧС88–ВИ; густина матеріалу $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$.									
	Задача розрахунку — визначення границі тривалої міцності лопатки на ресурс 20000 годин σ_{20000}^t .									
	Припустима температура металу лопаток (з урахуванням охолодження):									
	$t_{\text{доп}} = T_{\text{доп}} - 273 = 1100 - 273 = 827 \text{ }^\circ\text{C}.$									
	За [25] для сплаву ЧС88–ВИ визначаємо $\sigma_{\tau_i}^t$.									
						КР.142.6231м.17.02.ПЗ				Арк.
										80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Таблиця 2.3

Границя тривалої міцності	Температура металу t	
	865 °C	800 °C
σ_{15000}^t , МПа	155	255
σ_{10000}^t , МПа	170	270

Для температури $t_{\text{доп}} = 807$ °C (1100 K) методом інтерполяції знаходимо:

$$\sigma_{15000}^{807} = 244 \text{ МПа}; \quad \sigma_{10000}^{807} = 259 \text{ МПа}.$$

Визначаємо σ_{20000}^{825} по закону, який має вид:

$$\sigma_{\tau_x}^t = \left(\frac{c}{\tau_x} \right)^{\frac{1}{m}} \text{ МПа},$$

де m — показник ступеня;

c — коефіцієнт ресурсу.

$$m = \frac{\lg \frac{\tau_{\sigma}}{\tau_m}}{\lg \frac{\sigma_{\tau_m}}{\sigma_{\tau_{\sigma}}}} = \frac{\lg \frac{15000}{10000}}{\lg \frac{259 \cdot 10^6}{244 \cdot 10^6}} = 6,8;$$

$$c = \sigma_{\text{дл1}}^m \cdot \tau_1 = 259^{6,8} \cdot 10000 = 2,625 \cdot 10^{20};$$

$$\sigma_{20000}^{807} = \left(\frac{2,625 \cdot 10^{20}}{20000} \right)^{\frac{1}{6,8}} = 234,12 \text{ МПа},$$

2.2.2.2 Розрахунок напруження розтягнення лопатки відцентровими силами

Початкові дані для розрахунку:

- висота робочої лопатки $l = 0,0537$ м;
- густина матеріалу лопаток $\rho = 8100$ кг/м³;
- число робочих лопаток на вінці $z = 111$;
- число оборотів ротора турбіни $n = 10471$ об/хв.;
- осьова ширина бандажної полки $h_{\sigma} = 0,011$ м;
- товщина метала полки $\Delta_{\sigma} = 0,0018$ м;
- радіус до центра ваги бандажної полки $r_{\sigma} = R + \frac{\Delta_{\sigma}}{2} = 0,4025$ м;

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ					Арк.
										81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

– число перерізів $j = 10$.

Розрахунок ведеться в наступній послідовності:

1. Закон зміни площі перерізу профілю по висоті лопатки:

$$F = F_0 - ax^m, \text{ м}^2,$$

де F і F_0 — площа довільного і кореневого перерізу;

$x = r - r_0$ — координата перерізу F , відлічувана від кореня лопатки.

a, m — параметри, які можна визначити, якщо відомі які-небудь три перерізи.

По рис. 2.1 знаходимо площі перерізів:

– кореневого $F_0 = 156 \text{ мм}^2 = 1,56 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

– середнього $F_{\text{ср}} = 90 \text{ мм}^2 = 0,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

– периферійного $F_{\text{п}} = 50 \text{ мм}^2 = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

$$m = \frac{\lg \left(\frac{F_0 - F_{\text{п}}}{F_0 - F_{\text{ср}}} \right)}{\lg 2} = 0,684;$$

$$0,6 \leq m \leq 1,3;$$

$$a = \frac{F_0}{l^m} (1 - \mu) = 8,45 \cdot 10^{-4},$$

де μ — відносна площа периферійного перетину; $0,25 \leq \mu \leq 1$.

$$\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_0} = 0,321.$$

Таким чином, закон має вид:

$$F = (1,56 - 8,45x^{0,683}) \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2.$$

2. Крок зміни радіуса по перерізах

$$\Delta r_0 = \frac{l}{k-1} = 0,0053 \text{ м},$$

3. Кутова швидкість

$$\omega = \pi n / 30 = 1082,5 \text{ с}^{-1}.$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	$0,6 \leq m \leq 1,3;$$a = \frac{F_0}{l^m} (1 - \mu) = 8,45 \cdot 10^{-4},$ де μ — відносна площа периферійного перетину; $0,25 \leq \mu \leq 1$. $\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_0} = 0,321.$ Таким чином, закон має вид: $F = (1,56 - 8,45x^{0,683}) \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2.$ 2. Крок зміни радіуса по перерізах $\Delta r_0 = \frac{l}{k - 1} = 0,0053 \text{ м},$ 3. Кутова швидкість $\omega = \pi n / 30 = 1082,5 \text{ с}^{-1}.$	
					КР.142.6231м.17.02.ПЗ	Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Комплекс

$$\rho \omega^2 \cdot \frac{\Delta r_0}{2} = 25,311 \cdot 10^6.$$

5. Відцентрова сила обертання

$$C = \frac{2\pi\rho\omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6}{z} = 1530,4 \text{ Н.}$$

У табл.2.4 виконується розрахунок напруження розтягнення в лопатці від впливу відцентрових сил. Методика розрахунку запропонована кафедрою «Турбін».

Таблиця 2.4 — Визначення напружень розтягнення в робочій лопатці ТВТ

j	$\bar{x}$	$x = \bar{x} \cdot l$	r	Fr	$\frac{2}{\Delta r_0} \int_r^R Fr dr$	$C = \rho \omega^2 \int_r^R Fr dr$	$\sigma_p = \frac{C}{F}$
—	—	м	м ²	м ³	м ³	Н	МПа
	$\frac{k-j}{k-1}$	$2_j \times l$	$r_{j-1} - \Delta r_0$	$(4_j \times 5_j) \cdot 10^5$	$(7_{j-1} + 6_{j-1} + 6_j) \cdot 10^5$	$25,311 \cdot 10^6 \times 7_j$	$\frac{8_j}{9_j} \cdot 10^{-6}$
1	1	0,048	0,4016	2,01	0,0	1530,37	30,6
2	0,8889	0,04267	0,3963	2,31	4,327	2622,33	45,05
3	0,7778	0,03733	0,3909	2,63	9,271	3866,33	57,93
4	0,6667	0,032	0,3856	2,95	14,823	5265,01	69,58
5	0,5556	0,0267	0,3803	3,26	20,911	6822,20	80,19
6	0,4444	0,02133	0,3749	3,64	27,731	8543,51	89,83
7	0,3333	0,016	0,3696	3,92	35,271	10437,41	98,48
8	0,2222	0,01067	0,3643	4,31	43,493	12517,49	106,01
9	0,1111	0,00533	0,3589	4,87	52,505	14808,96	110,85
10	0,0	0,0	0,3536	5,52	62,744	17407,87	111,58

За результатами розрахунку табл. 2.4 можна зробити висновок про те, що найбільш небезпечним місцем на розрив є кореневий переріз робочої лопатки в місці переходу з нижньої полиці до пера лопатки.

При роботі на розрахунковому режимі з частотою обертання 10471 об/хв., у кореновому перерізі лопатки будуть виникати напруження розтягнення $\sigma_{p0} = 111,58$ МПа. Максимальні відцентрові сили, що відривають лопатку, виникають у “10”-му перерізі у кореня лопатки і складають 17407,87 Н

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ	Арк.
						83

2.2.2.3 Визначення міцності лопатки на вигин газодинамічними навантаженнями

Робочі лопатки турбомашин випробують дію відцентрових сил, газодинамічних навантажень (тиску потоку робочого тіла), а також вплив високої температури і вібрації. При проектуванні профільної частини (пера) лопатки звичайно визначається напруження розтягнення, викликувані відцентровими силами, напруження вигину від газодинамічних навантажень і встановлюється нахил осі лопатки таким чином, щоб напруження вигину, що виникають при позацентровому розтягненні в полі відцентрових сил, врівноважували газодинамічний вигин. Методика цих розрахунків, що завершуються визначенням запасів міцності, запропонована в [5].

Підвищена температура приводить до зниження характеристик тривалої міцності матеріалу, використовуваних у розрахунках на міцність, а також може викликати ушкодження поверхні деталі унаслідок високотемпературної корозії. При нерівномірному нагріванні перетинів лопаток газових турбін, що виникає на нестационарних режимах роботи, а також у лопатках із внутрішнім охолодженням, розвиваються термічні напруження. Виконуючи в процесі проектування розрахунки лопаток на розтягнення і вигин, керуються, як правило, звичайними формулами опору матеріалів, тобто розглядають лопатку, як стержень перемінного перетину. Хоча в лопаток з закрученням існують відхилення від “стержневої” теорії.

Таблиця 3.5- Вихідні данні

Найменування параметру				Мат. модель	Величина	Од. виміру
Витрата газу				G_r	50,03	м/с
Швидкість виходу потоку із СА				c_1	622,4	м/с
Швидкість виходу потоку зі ступені				c_2	173,5	м/с
Кут виходу потоку із СА				α_1	14	град
Кут виходу потоку зі ступені				α_2	90,28	град
Температура потоку перед ступенем				T_1	1329,4	К
Температура потоку за ступенем				T_2	1259,4	К
Тиск потоку за ступенем				P_2	0,7055	МПа
Кут встановлення профілю				β_y	57,01	град
Висота підйому середньої лінії профілю				h	0,005	м
Хорда профілю				b	0,0144	м
Найбільша товщина профілю				σ	0,0046	м
Число лопаток				Z_p	111	-

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 54,7 = 24,2^\circ,$$

2) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції. Для цього використовуємо формули:

$$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = -7,93 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

$$W_{\eta B} = 0,084b\delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088b^2\delta = -2,49 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 1,87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,041$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,01$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,014$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю.

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

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = 271,8 \text{ Н},$$

$$P_a = \frac{G}{z} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2\pi r_{cp}}{z} l (p_1 - p_2) = 348,9 \text{ Н},$$

4) Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 409 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 168,3 \text{ Н}.$$

5) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки A :
$$\sigma_{uoA}^z = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = 12 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B :
$$\sigma_{uoB}^z = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -10,3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

Підпис і дата		Підпис і дата		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Інв. № дубл.		Інв. № дубл.		Інв. № дубл.		Інв. № дубл.		Інв. № дубл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ				Арк.
									85

для точки C:
$$\sigma_{uoC}^z = -\frac{P_{\xi}}{W_{\eta C}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi C}} \frac{l}{2} = 16,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

6) Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{uo}^z| = 16,3 \text{ МПа.}$$

7) Сумарні напруження в кореновому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину)

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 |\sigma_{uo}^z| = 136,3 \text{ МПа,}$$

де $\sigma_{po} = 220,42 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від відцентрових сил, яке виникає у кореновому перерізі робочої лопатки.

8) Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{dl}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{210}{136,3} = 1,54,$$

де $\sigma_{dl} = 210 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за досліджуваної температури.

9) Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [10, с.29], становить $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.

2.3 Розрахунок диска ТВТ на міцність

У цьому пункті робиться оцінка міцності диска по руйнуючим оборотам. Задачею розрахунку є визначення коефіцієнта запасу міцності диска по руйнуючим оборотам. Для цього поздовжній переріз диска розбивається на ділянки в найбільш небезпечних переходах площі перерізу. Міцністний розрахунок ведеться без обліку отворів охолодження в полотніні диска [16].

На рис. 2.2 показаний профіль диска ТВТ, що розраховується, і показані розрахункові перерізи, і графік зміни температури по висоті диска.

Розрахунок запасу міцності диска змінної температури по руйнуючих оборотах зведений в табл. 2.6. Необхідні для розрахунку значення товщини диска h і радіусів r знімаються безпосередньо з рис. 2.2.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ				Арк.
									86

Матеріал диска приймаємо ХН73 МБТЮ (ЭИ 698).

Початкові дані для розрахунку диска на міцність:

- густина матеріалу диска $\rho_d = 8320 \text{ кг/м}^3$;
- густина матеріалу лопаток $\rho_l = 8100 \text{ кг/м}^3$;
- частота обертання диска $n = 10471,0 \text{ об/хв.}$;
- допустима температура лопатки в кореновому перетині $T_l = 1080 \text{ К (807 °С)}$;
- відцентрова сила, діюча в кореновому перетині лопаток $C_0 = 17407,87 \text{ Н}$ (див. п. 2.2.2.2 табл. 2.4);
- число лопаток, закріплених на диску $z = 111$;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,087 \text{ м}$;
- зовнішній розрахунковий радіус диска, який проходить по впадинах пазів кріплення лопаток $r_a = 0,332 \text{ м}$;
- товщина поясу кріплення $h_{кр} = 0,034 \text{ м}$.

Визначаємо необхідні для розрахунку параметри:

1. Густина пояса кріплення

$$\rho_{кр} = 0,5 \cdot (\rho_l + \rho_d) = 8210 \text{ кг/м}^3.$$

2. Осьовий момент інерції пояса кріплення:

$$I_{кр} = \frac{(r_0^3 - r_a^3)}{3} h_{кр} = 10,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$$

3. Кутова швидкість обертання диска на робочому режимі

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 1082,6 \text{ с}^{-1}.$$

4. Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2\pi r_{кр} \omega^2 I_{кр} = 6364280 \text{ Н}.$$

5. Відцентрова сила від маси лопаток і елементів кріплення

$$C_{\Sigma} = z \cdot C_0 + C_{кр} = 8540265 \text{ Н}.$$

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата				1. Густина пояса кріплення
										$\rho_{кр} = 0,5 \cdot (\rho_{л} + \rho_{д}) = 8210 \text{ кг/м}^3.$
										2. Осьовий момент інерції пояса кріплення:
										$I_{кр} = \frac{(r_0^3 - r_a^3)}{3} h_{кр} = 10,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$
										3. Кутова швидкість обертання диска на робочому режимі
										$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 1082,6 \text{ с}^{-1}.$
										4. Відцентрова сила від пояса кріплення
										$C_{кр} = 2\pi \rho_{кр} \omega^2 I_{кр} = 6364280 \text{ Н}.$
										5. Відцентрова сила від маси лопаток і елементів кріплення
										$C_{\Sigma} = z \cdot C_0 + C_{кр} = 8540265 \text{ Н}.$
						КР.142.6231м.17.02.ПЗ				Арк.
										87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

6. Силовий комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_\Sigma}{2\pi} = 1359225.$$

7. Температура на зовнішньому радіусі диска

$$t_a = t_{\text{л}} - (50 \dots 100)^\circ\text{C} = 807 - 50 = 757^\circ\text{C}.$$

8. Температура на внутрішньому радіусі диска

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

Прийнято $t_i = 250^\circ\text{C}$.

9. Температура в різних перерізах диска змінюється по закону

$$t_x = t_i + (t_a - t_i) \left(\frac{r_x - r_i}{r_a - r_i} \right)^2 = 250 + 507 \cdot \left(\frac{r_x - 0,087}{0,245} \right)^2, ^\circ\text{C}.$$

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

$$\sigma_B = (1211,5 - 0,2986 \cdot t) \cdot 10^6, \text{Па}.$$

11. Комплекс $\rho\omega^2 = 9,622 \cdot 10^9$.

12. Запас міцності по руйнуючим оборотам визначається по формулі

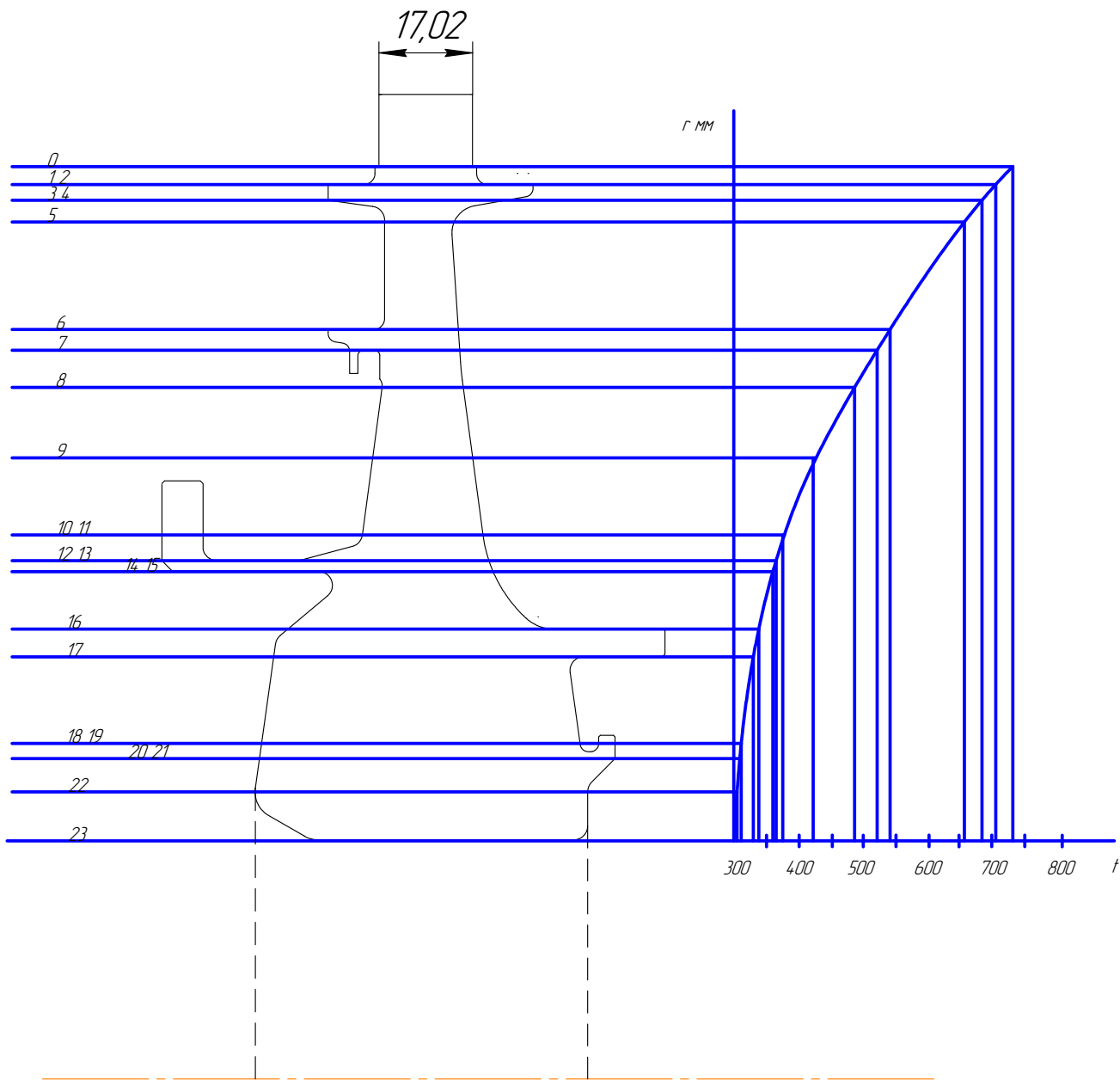
$$k_B = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr + \sigma_B^* h^* r^*}{\sigma_a h_a r_a + \rho\omega^2 \int_{r^*}^{r_a} h dr}}.$$

За критерієм міцності, для задовільно працюючих дисків, згідно [16], запаси по руйнуючим оборотам складають

$$k_B^0 = \frac{n_{\text{разр}}}{n} = 1,4 \div 1,6.$$

Далі розрахунок ведеться в табличній формі — табл. 2.6.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ				Арк.
									88



Масштаб 1:2

Рисунок 2.2 – Характерні перерізи профілю диска ТВТ та графік зміни температури по висоті диска

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.17.02.ПЗ

Арк.
89

Таблиця 2.6 — Визначення запасу міцності диска ТВТ по руйнуючим обертам

№ п/п	Позначення	Роз-мір-ність	Спосіб визначення	№ розрахункових перерізів (ділянок)							
				0	1	2	3	4	5	6	7
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	r	м	По кресленню	0,332	0,325	0,325	0,32	0,312	0,273	0,273	0,265
2	h	м	По кресленню	0,037	0,045	0,075	0,065	0,025	0,047	0,031	0,04
3	t	°С	Формула №9	757	728,4	728,4	708,5	677,6	542,2	542,2	517,6
4	σ_B	МПа	$1211,5 - 0,2986 \cdot t$	985,45	993,98	993,98	999,9	1009,16	1049,59	1049,59	1056,93
5	$\sigma_B h$	Н/м	$((2) \times (4)) \cdot 10^{-6}$	36,62	44,72	74,54	64,99	25,22	49,33	32,53	42,27
6	$2(\sigma_B h)_{cp}$	Н/м	$((5)_{j-1} + (5)_j) \cdot 10^{-6}$	36,46	81,19	119,27	139,54	90,22	74,65	81,86	74,81
7	$\Delta r / 2$	м	$0,5[(1)_{j-1} - (1)_j]$	0	0,0035	0	0,0025	0,004	0,019	0	0,004
8	$(\sigma_B h)_{cp} \Delta r$	Н	$((6) \times (7)) \cdot 10^{-6}$	0	0,284	0,000	0,348	0,360	1,45	0,000	0,299
9	$\int_{r^*}^{r_d} \sigma_B h dr$	Н	$((9)_{j-1} + (8)_j) \cdot 10^{-6}$	0	0,284	0,284	0,333	0,993	2,447	2,447	2,747
10	r^2	м ²	$(1)_j^2 \cdot 10^3$	110,22	105,6	105,6	102,4	97,3	74,5	74,5	70,22
11	$r^2 h$	м ³	$((10)_j \times (2)_j) \cdot 10^3$	4,078	4,75	7,92	6,65	2,43	3,5	2,31	2,81
12	$2(r^2 h)_{cp}$	м ³	$((11)_{j-1} + (11)_j) \cdot 10^3$	4,078	8,83	12,67	14,57	9,09	5,93	5,81	5,12

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

КР.142.6231м.17.02.ПЗ

Арк.

90

Продовж. табл. 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	$(r^2 h)_{\text{cp}} \Delta r$	м ⁴	$((7)_j \times (12)_j) \cdot 10^{-6}$	0	31,0	0,00	36,0	36,0	116,0	0,00	20,0
14	$I^* = \int_{r^*}^{r_a} r^2 h dr$	м ⁴	$((14)_{j-1} + (13)_j) \cdot 10^{-6}$	0	31,0	31,0	67,0	104,0	219,0	219,0	240,0
15	$\rho \omega^2 I^*$	Н	$(\rho \omega^2 \times (14)_j) \cdot 10^{-6}$	0	0,3014	0,3014	0,6567	1,0113	2,1401	2,1401	2,3397
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
16	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^*$	Н	$(\sigma_a h_a r_a + (15)_j) \cdot 10^{-6}$	1,359	1,660	1,660	2,016	2,371	3,499	3,499	3,699
17	$\sigma_B^* h^* r^*$	Н	$((1)_j \times (5)_j) \cdot 10^{-6}$	12,105	14,537	24,228	20,798	7,871	13,467	8,882	11,203
18	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr + \sigma_B^* h^* r^*$	Н	$((9)_j + (17)_j) \cdot 10^{-6}$	12,105	14,821	24,512	21,431	8,865	15,915	11,331	13,951
19	$(k_B)^2$	—	(18)/(16)	8,906	8,925	14,761	10,630	3,739	4,548	3,237	3,771
20	k_B	—	$\sqrt{(19)}$	2,984	2,987	3,842	3,26	1,933	2,132	1,799	1,942

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

Продовж. табл. 2.6

№ п/п	Позначення	Роз- мір- ність	Спосіб визначення	№ розрахункових перерізів (ділянок)							
				8	9	10	11	12	13	14	15
1	2	3	4	13	14	15	16	17	18	19	20
1	r	м	По кресленню	0,256	0,252	0,226	0,198	0,189	0,189	0,185	0,185
2	h	м	По кресленню	0,031	0,03	0,036	0,044	0,119	0,099	0,117	0,064
3	t	°С	Формула №9	517,6	479,9	413,2	354,1	367,8	367,8	331,12	331,12
4	σ_B	МПа	$1211,5 - 0,2986 \cdot t$	1056,93	1068,18	1088,12	1105,77	1110,61	1110,61	1112,62	1112,62
5	$\sigma_B h$	Н/м	$((2) \times (4)) \cdot 10^{-6}$	32,76	32,04	39,17	48,65	132,16	109,96	130,17	71,21
6	$2(\sigma_B h)_{cp}$	Н/м	$((5)_{j-1} + (5)_j) \cdot 10^{-6}$	75,04	64,81	71,21	87,82	180,81	242,11	240,12	201,38
7	$\Delta r / 2$	м	$0,5[(1)_{j-1} - (1)_j]$	0	0,065	0,013	0,014	0,0045	0	0,002	0
8	$(\sigma_B h)_{cp} \Delta r$	Н	$((6) \times (7)) \cdot 10^{-6}$	0,000	0,421	0,925	1,229	0,813	0,000	0,480	0,000
9	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr$	Н	$((9)_{j-1} + (8)_j) \cdot 10^{-6}$	2,747	3,168	4,094	5,323	6,137	6,137	6,617	6,617

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

					КР.142.6231м.17.02.ПЗ	Арк.
						92
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.6

1	2	3	4	13	14	15	16	17	18	19	20
10	r^2	M^2	$(1)_j^2 \cdot 10^3$	70,22	63,50	51,07	39,20	35,72	35,72	34,22	34,22
11	$r^2 h$	M^3	$((10)_j \times (2)_j) \cdot 10^3$	2,177	1,905	1,839	1,725	4,251	3,536	4,004	2,190
12	$2(r^2 h)_{cp}$	M^3	$((11)_{j-1} + (11)_j) \cdot 10^3$	4,986	4,082	3,774	3,564	5,976	7,787	7,541	6,195
13	$(r^2 h)_{cp} \Delta r$	M^4	$((7)_j \times (12)_j) \cdot 10^6$	0,00	27,0	49,0	5,0	27,0	0,00	15,0	0,00
14	$I^* = \int_{r^*}^{r_a} r^2 h dr$	M^4	$((14)_{j-1} + (13)_j) \cdot 10^6$	240,0	266,0	315,0	365,0	392,0	392,0	407,0	407,0
15	$\rho \omega^2 I^*$	H	$(\rho \omega^2 \times (14)_j) \cdot 10^{-6}$	2,339	2,598	3,073	3,559	3,821	3,821	3,968	3,968
16	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^*$	H	$(\sigma_a h_a r_a + (15)_j) \cdot 10^{-6}$	3,699	3,957	4,432	4,918	5,181	5,181	5,328	5,328
17	$\sigma_B^* h^* r^*$	H	$((1)_j \times (5)_j) \cdot 10^{-6}$	8,68	8,07	8,85	9,63	24,98	20,78	24,08	13,17
18	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr + \sigma_B^* h^* r^*$	H	$((9)_j + (17)_j) \cdot 10^{-6}$	11,42	11,24	12,94	14,95	31,12	26,92	30,70	19,79
19	$(k_B)^2$	—	(18)/(16)	3,089	2,841	2,921	3,041	6,005	5,195	5,761	3,714
20	k_B	—	$\sqrt{(19)}$	1,757	1,685	1,709	1,743	2,451	2,279	2,4	1,927

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

					КР.142.6231м.17.02.ПЗ	Арк.
						93
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.6

№ п/п	Позначення	Роз- мір- ність	Спосіб визначення	№ розрахункових перерізів (ділянок)							
				16	17	18	19	20	21	22	23
1	2	3	4	21	22	23	24	25	26	27	28
1	r	м	По кресленню	0,164	0,164	0,154	0,154	0,122	0,117	0,104	0,087
2	h	м	По кресленню	0,237	0,097	0,113	0,141	0,116	0,129	0,121	0,093
3	t	°C	Формула №9	300,07	300	287	287	260	257	252	250
4	σ_B	МПа	$1211,5 - 0,2986 \cdot t$	1121,89	1121,89	1125,52	1125,52	1133,76	1134,58	1136,21	1136,85
5	$\sigma_B h$	Н/м	$((2) \times (4)) \cdot 10^{-6}$	153,69	108,82	127,18	158,69	131,51	166,36	137,47	105,72
6	$2(\sigma_B h)_{cp}$	Н/м	$((5)_{j-1} + (5)_j) \cdot 10^{-6}$	224,90	262,52	238,01	285,88	290,21	277,87	283,83	243,19
7	$\Delta r / 2$	м	$0,5[(1)_{j-1} - (1)_j]$	0,0105	0,0	0,005	0,0	0,016	0,0025	0,0065	0,0085
8	$(\sigma_B h)_{cp} \Delta r$	Н	$((6) \times (7)) \cdot 10^{-6}$	2,361	0,0	1,18	0,0	4,643	0,694	1,844	2,067
9	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr$	Н	$((9)_{j-1} + (8)_j) \cdot 10^{-6}$	8,979	8,979	10,159	10,159	14,802	15,497	17,342	19,409

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Продовж. табл. 2.6

1	2	3	4	21	22	23	24	25	26	27	28
10	r^2	м ²	$(1)_j^2 \cdot 10^3$	26,89	26,89	23,71	23,71	14,88	13,68	10,81	7,56
11	$r^2 h$	м ³	$((10)_j \times (2)_j) \cdot 10^3$	3,685	2,609	2,68	3,34	1,72	1,76	1,31	0,71
12	$2(r^2 h)_{\text{ср}}$	м ³	$((11)_{j-1} + (11)_j) \cdot 10^3$	5,875	6,294	5,289	6,024	5,071	3,492	3,075	2,013
13	$(r^2 h)_{\text{ср}} \Delta r$	м ⁴	$((7)_j \times (12)_j) \cdot 10^6$	62,0	0,00	26,0	0,00	81,0	8,731	20,0	17,0
14	$I^* = \int_{r^*}^{r_a} r^2 h dr$	м ⁴	$((14)_{j-1} + (13)_j) \cdot 10^6$	469,0	469,0	495,0	495,0	576,0	585,0	605,0	622,0
15	$\rho \omega^2 I^*$	Н	$(\rho \omega^2 \times (14)_j) \cdot 10^{-6}$	4,570	4,571	4,828	4,828	5,619	5,704	5,899	6,066
16	$\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 I^*$	Н	$(\sigma_a h_a r_a + (15)_j) \cdot 10^{-6}$	5,929	5,929	6,187	6,187	6,978	7,063	7,258	7,425
17	$\sigma_B^* h^* r^*$	Н	$((1)_j \times (5)_j) \cdot 10^{-6}$	25,21	17,84	19,59	24,44	16,04	17,12	14,29	9,19
18	$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_B h dr + \sigma_B^* h^* r^*$	Н	$((9)_j + (17)_j) \cdot 10^{-6}$	34,18	26,82	29,75	34,59	30,84	32,62	31,63	28,61
19	$(k_B)^2$	—	(18)/(16)	5,765	4,524	4,807	5,591	4,420	4,618	4,358	3,852
20	k_B	—	$\sqrt{(19)}$	2,401	2,126	2,192	2,364	2,102	2,148	2,087	1,962

2.4 Розрахунок опорного підшипника ТВТ на довговічність

Опорний підшипник ТВТ служить опорою для ротора ТКВТ (задня опора). Він сприймає радіальні навантаження, прикладені до валу, і зберігає задане положення осі обертання валу. Роликopідшипники мають значно більшу радіальну вантажопідйомність у порівнянні з рівно габаритними радіальними однорядними шарикopідшипниками.

Щоб уникнути зниження ККД двигуна втрати в підшипниках повинні бути мінімальними. Від якості підшипників в значній мірі залежать працездатність і довговічність двигуна.

Довговічність підшипника — це число оборотів чи годин при заданій частоті обертання, що підшипник повинний проробити до появи перших ознак втоми матеріалу будь-якого кільця чи тіла кочення [10].

На задній опорі ТКВТ встановлений опорний підшипник кочення надлегкої серії — типу 2000; роликopідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами однорядний ГОСТ 8328–75. Умовна позначка 1002928 140/190 ([8], табл. 4). Технічні характеристики підшипника:

$d = 140$ мм; $D = 190$ мм; $B = 24$ мм;

Ролики: $D_T = 12$ мм; $l = 12$ мм; $z = 30$ штук; $i = 1$.

Вантажопідйомність: статична $C_0 = 7840$ кг (78400 Н);

— динамічна $C = 7810$ кг (78100 Н).

Номінальна довговічність підшипника (млн. обертів)

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

де p — емпіричний коефіцієнт; для роликpвих підшипників $p = \frac{10}{3}$;

C — динамічна вантажопідйомність, Н;

P — еквівалентне радіальне навантаження, Н.

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

де $f_c = 7,172$ — методом інтерполяції ([8], табл. 1, с. 105);

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.17.02.ПЗ					Арк.
										96
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$d_0 = 163 \text{ мм};$$

$$\alpha = 0^\circ.$$

$$C = 7,172 \cdot (1 \cdot 12 \cdot 1)^{\frac{7}{9}} \cdot 30^{\frac{3}{4}} \cdot 12^{\frac{29}{27}} = 9161 \text{ кгс} = 89870 \text{ Н}.$$

$$(1 \text{ кгс} \approx 9,81 \text{ Н}).$$

Еквівалентне динамічне навантаження

$$P = (VXF_r + YF_a)K_\delta K_T,$$

де F_r , F_a — відповідно радіальне та осьове навантаження, Н;

V — коефіцієнт обліку обертання кільця. При обертанні внутрішнього кільця $V = 1$;

X , Y — відповідно коефіцієнти радіального та осевого навантажень. $X = 1$; $Y = 0$ ([8], табл. 13, с. 115);

K_δ — коефіцієнт безпеки, що враховує вплив динамічних умов роботи двигуна. Прийнято по ([8], табл. 15) $K_\delta = 1$;

K_T — коефіцієнт, що враховує вплив температури. Для температури масла $t_m = 125^\circ\text{C}$, $K_T = 1,05$ ([8], с. 112).

Осьове навантаження для опорного підшипника $F_a = 0$.

Радіальне навантаження в розрахунку приймається приблизно, як маса елементів ротора ТКВТ — ротора ТВТ і КВТ. Прийнято $F_r = 5000 \text{ Н}$.

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 5000 + 0) \cdot 1 \cdot 1,05 = 5250 \text{ Н}.$$

Номінальна довговічність підшипника

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{89870}{5250} \right)^{\frac{10}{3}} = 12927,6 \text{ млн. обертів}.$$

Довговічність підшипника в годинах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 12927,6}{60 \cdot 10631} = 20267,1 \text{ год}.$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	125 °С, $K_T = 1,05$ ([8], с. 112).					
					Осьове навантаження для опорного підшипника $F_a = 0$.					
					Радіальне навантаження в розрахунку приймається приблизно, як маса елементів ротора ТКВТ — ротора ТВТ і КВТ. Прийнято $F_r = 5000$ Н.					
					$P = (1 \cdot 1 \cdot 5000 + 0) \cdot 1 \cdot 1,05 = 5250$ Н.					
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Номінальна довговічність підшипника					
					$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{89870}{5250}\right)^{\frac{10}{3}} = 12927,6$ млн. обертів.					
					Довговічність підшипника в годинах					
					$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 12927,6}{60 \cdot 10631} = 20267,1$ год.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ					Арк.
										97

2.5 Опис системи змащування ГТД

2.5.1 Призначення і склад системи

Система змащування двигуна — циркуляційна, під тиском, з примусовим відкачуванням відпрацьованого масла.

Система забезпечує змащування й охолодження підшипникових вузлів, зубцюватих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться, на всіх режимах роботи.

У систему змащування двигуна входять: маслоблок, змонтований на загальній рамі і встановлюваний біля ГТД; агрегати маслосистеми, що розташовані в блоці ГТД.

До складу маслоблоку входять наступні елементи (устаткування): бак циркуляційний Б1 з сигналізаторами мінімального РУ1, максимального РУ2 і аварійного РУ3 рівнів, підігрівачем масла ЕП, маслоохолоджувач АТ1, масловіддільник статичний МС1, терморегулятор РТ1, фільтри тонкого відчищення Ф1, Ф10, маслоагрегат відкачувальний з електроприводом (електронасос) Н4, датчики реле різниці тисків РД5 і РД6, манометри МН1...МН4 (місцеві виміри), датчики тиску РД1, РД8 (для дистанційного виміру тиску), датчик різниці тисків РД7, термоперетворювачі опору Т1, Т6, Т7, лічильник рідини СЖ1, фільтр заправний Ф9, клапан зворотний КО1, клапани запірні К1, К2, стоп-крани СК1, СК2, засувки електроприводні З1, З2 і трубопроводи.

В блоці ГТД встановлені наступні агрегати маслосистеми: навішений маслоагрегат Н1 з приводом від КНТ (з одним нагнітаючим і чотирма відкачувальними насосами), маслоагрегат нагнітаючий з електроприводом (електронасос) Н2, маслоагрегат відкачувальний з електроприводом Н3, фільтри захисні Ф2...Ф8 (на вході в окремі змащувальні вузли), бак масловіддільний БМ, клапани зворотні КО2...КО4, стоп-кран СК3, шайби дросельні ДР1 і ДР2, сигналізатори тиску РД2, РД3, РД4, термоперетворювачі опору Т2..Т5, магнітні сигналізатори стружки ССМ1...ССМ5, трубопроводи.

Інв. № подл.	Підпис і дата				дистанційного виміру тиску), датчик різниці тисків РД7, термоперетворювачі опору Т1, Т6, Т7, лічильник рідини СЖ1, фільтр заправний Ф9, клапан зворотний КО1, клапани запірні К1, К2, стоп-крани СК1, СК2, засувки електроприводні 31, 32 і трубопроводи. В блоці ГТД встановлені наступні агрегати маслосистеми: навішений маслоагрегат Н1 з приводом від КНТ (з одним нагнітаючим і чотирма відкачувальними насосами), маслоагрегат нагнітаючий з електроприводом (електронасос) Н2, маслоагрегат відкачувальний з електроприводом Н3, фільтри захисні Ф2...Ф8 (на вході в окремі змащувальні вузли), бак масловіддільний БМ, клапани зворотні КО2...КО4, стоп-кран СК3, шайби дросельні ДР1 і ДР2, сигналізатори тиску РД2, РД3, РД4, термоперетворювачі опору Т2..Т5, магнітні сигналізатори стружки ССМ1...ССМ5, трубопроводи.
Взам. інв. №	Інв. № дубл.				
					</

2.5.2 Робота системи змащування

При запуску двигуна (натисканні кнопки “Пуск”) спочатку вступають у роботу маслоагрегати з електроприводом (електронасоси) нагнітаючий Н2, відкачувальний Н3, забезпечуючи змащування двигуна при розгоні.

Масло з циркуляційного бака Б1 забирається нагнітаючим маслоагрегатом з електроприводом Н2 і через фільтр тонкого очищення Ф1 подається на змащування і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться. На вході в підшипникові вузли двигуна встановлені захисні фільтри (сітки) Ф2...Ф7. Крім того, частина масла, яка подається електронасосом Н2 через дросельну шайбу ДР1, надходить на заповнення прийомної труби нагнітаючого насоса навішеного маслоагрегата Н1.

Відпрацьоване масло з переднього корпусу КНТ зливається в нижню коробку приводів, відкіля безпосередньо відкачується секцією відкачувального маслоагрегата з електроприводом Н3. З задньої опори ТКВТ, опорного вінця ТНТ масло зливається в масловіддільний бак БМ1. З масловіддільного баку БМ1, перехідника і з ОВ ТГ масло відкачується трьома насосами (секціями) маслоагрегата з електроприводом Н3.

Масло, що відкачується насосами електронасосом Н3 надходить до зворотнього клапана КО2 і по загальному відкачувальному трубопроводу через маслоохолоджувач АТ1, фільтр Ф10 повертається в циркуляційну цистерну Б1. Для підтримки температури масла за маслоохолоджувачем у заданих межах частина масла може пропускатися в обведення маслоохолоджувача через терморегулятор РТ1.

З початку розкручування стартерів і з ростом частоти обертання ротора КНТ паралельно з електронасосами Н3 і Н2 починає працювати навішений маслоагрегат Н1. Працюючи разом з електронасосом Н2, нагнітаючий насос маслоагрегата Н1 забирає масло з бака Б1 і падає його в систему змащування, збільшуючи тиск у системі. Три відкачуючих насоси маслоагрегата Н1 працюють паралельно з насосами відкачувального маслоагрегата з електроприводом Н3; при цьому з нижньої коробки приводів масло надходить безпосередньо до відкачувального насосу маслоагрегата Н1, без використання трубопроводів.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.02.ПЗ				Арк.
									99

При підвищенні частоти обертання ротора КНТ до заданої величини ($n_{\text{кнт}} \geq 4800$ об/хв.) електроприводні маслоагрегати Н2 і Н3 відключаються, а змащування і охолодження змащувальних елементів двигуна здійснюється тільки навішеним маслоагрегатом Н1.

При зниженні частоти обертання ротора КНТ до заданої електроприводні маслоагрегати Н2 й Н3 знову включаються, працюючи паралельно з насосами маслоагрегата Н1. Після зупинки двигуна електронасоси продовжують працювати і відключаються через 15 хвилин після сигналу “Стоп”.

Маслоповітряна суміш з переднього корпусу КНТ, переходника, масловіддільного бака БМ1 і з відкачувального трубопроводу ОВ ТГ по трубах суфлірування відводиться в статичний масловіддільник МС1. У статичному масловіддільнику МС1, який має два ступеня очищення повітря, що відводиться, відбувається відділення масла від маслоповітряної суміші. Масло з першого і другого ступінів очищення масловіддільника МС1 зливається в циркуляційний бак Б1. Очищене повітря з масловіддільника відводиться в газовідвід.

Маслоагрегат з електроприводом (електронасос установки) Н4 служить для вивантаження масла з циркуляційного бака Б1 у залежності від того, відкритий клапан з електроприводом (засувка установки) 32 чи стоп-кран СК2, а також для перекачування масла по за кільцеві при його прогріві.

Заправлення бака Б1 здійснюються через відкриту електроприводну засувку 31 і заправний фільтр Ф9 тонкістю очищення 100 мкм.

Для дистанційного контролю тиску масла на вході в двигун і на лінії відкачки служать датчики тиску відповідно РД1 й РД8. Крім того, для місцевого контролю тиску до і після фільтрів Ф1 і Ф10 встановлені відповідно манометри МН1 і МН2, МН3 і МН4.

У системі автоматики виробу передбачений захист двигуна у випадку аварійного падіння тиску масла на вході в двигун. При зниженні тиску масла нижче визначеного значення один із сигналізаторів тиску РД2 чи РД3 видає сигнал на зупинку двигуна. Сигналізатори відрегульовані на спрацьовування при тиску 0,02 і 0,04 МПа і функціонують, починаючи з 10 і 180 с відповідно після натискання кнопки “Пуск”.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	Маслоагрегат з електроприводом (електронасос установки) Н4 служити для ви- вантаження масла з циркуляційного бака Б1 у залежності від того, відкритий клапан з електроприводом (засувка установки) 32 чи стоп-кран СК2, а також для перекачу- вання масла по закільцівці при його прогріві. Заправлення бака Б1 здійснюються через відкриту електроприводну засувку 31 і заправний фільтр Ф9 тонкістю очищення 100 мкм. Для дистанційного контролю тиску масла на вході в двигун і на лінії відкачки служать датчики тиску відповідно РД1 й РД8. Крім того, для місцевого контролю тиску до і після фільтрів Ф1 і Ф10 встановлені відповідно манометри МН1 і МН2, МН3 і МН4. У системі автоматики виробу передбачений захист двигуна у випадку аварійно- го падіння тиску масла на вході в двигун. При зниженні тиску масла нижче визначе- ного значення один із сигналізаторів тиску РД2 чи РД3 видає сигнал на зупинку двигуна. Сигналізатори відрегульовані на спрацьовування при тиску 0,02 і 0,04 МПа і функціонують, починаючи з 10 і 180 с відповідно після натискання кнопки “Пуск”.	
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис				Дата
					КР.142.6231м.17.02.ПЗ		Арк.	
							100	

При зниженні тиску масла нижче 0,2 МПа на режимах вище $n_{\text{кнт}} = 7000$ об/хв по сигналу сигналізатора РД3 двигун переводиться на холостий хід. При подальшому падінні тиску масла сигналізатор РД3 видає сигнал на зупинку двигуна. Сигналізатор РД2 подає сигнал на зупинку двигуна при зниженні тиску масла нижче 0,1 МПа. Сигналізатор РД2 функціонує при частоті обертання КНТ вище 2000 об/хв.; сигналізатор РД3 — при частоті обертання КНТ вище 3600 об/хв. (співпадає з робочими режимами, коли відключені електронасоси Н2 і Н3).

Сигналізатор тиску РД4 видає сигнал на зупинку двигуна у випадку виходу з ладу відкачувального електронасоса Н3 і зниження тиску масла за ним до 0,02 МПа.

При підвищенні перепаду тиску масла на фільтрах Ф1, Ф10 вище визначеної величини (0,15 МПа) датчики різниці тисків РД5 і РД6 видають сигнал про забруднення фільтрів.

Перепад тиску на контактних ущільненнях масляних порожнин задньої опори ТКВТ і ОВ ТНТ контролюється за допомогою датчика різниці тисків РД7, до якого з одного боку підведений тиск з КНТ, а з іншого — тиск в масловіддільному баку.

При зниженні перепаду тисків на контактних ущільненнях нижче допустимого (0,05 МПа) система автоматики видає команду на аварійну зупинку ГТД. Датчик РД7 має індикаторний пристрій, що дозволяє його використання для місцевого контролю перепаду тиску.

Температура масла на вході в двигун (у циркуляційному баці Б1), на зливах з масляних порожнин (окрім переднього корпусу КНТ) і на лінії відкачки (перед і після маслоохолоджувача АТ1) замірюється термоперетворювачами опору Т1...Т7.

З метою ранньої діагностики стану підшипникових вузлів двигуна на зливах з його масляних порожнин установлені магнітні сигналізатори стружки ССМ1...ССМ5.

Циркуляційний бак Б1 оснащений підігрівником ЕП і сигналізаторами рівня РУ1, РУ2 і РУ3, що забезпечують сигналізацію мінімального, максимального і аварійного рівнів відповідно. Маслосистема готова до роботи в тому випадку, якщо відсутній сигнал від датчика мінімального рівня РУ1 і температура в баці Б1 не нижче припустимої. Запірний клапан К1 на цистерні служить для відбору проб масла.

Підпис і дата	При зниженні перепаду тисків на контактних ущільненнях нижче допустимого (0,05 МПа) система автоматики видає команду на аварійну зупинку ГТД. Датчик РД7 має індикаторний пристрій, що дозволяє його використання для місцевого контролю перепаду тиску. Температура масла на вході в двигун (у циркуляційному баці Б1), на зливах з масляних порожнин (окрім переднього корпусу КНТ) і на лінії відкачки (перед і після маслоохолоджувача АТ1) замірюється термоперетворювачами опору Т1...Т7. З метою ранньої діагностики стану підшипникових вузлів двигуна на зливах з його масляних порожнин установлені магнітні сигналізатори стружки ССМ1...ССМ5. Циркуляційний бак Б1 оснащений підігрівником ЕП і сигналізаторами рівня РУ1, РУ2 і РУ3, що забезпечують сигналізацію мінімального, максимального і аварійного рівнів відповідно. Маслосистема готова до роботи в тому випадку, якщо відсутній сигнал від датчика мінімального рівня РУ1 і температура в баці Б1 не нижче припустимої. Запірний клапан К1 на цистерні служить для відбору проб масла.						
Інв. № дубл.						КР.142.6231м.17.02.ПЗ	Арк.
Взам. інв. №							101
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5.3 Технічні вимоги до системи

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

					КР.142.6231м.17.02.ПЗ	Арк.
						102
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.1.2. Кількість масла в баці:

- мінімальна — 400 кг (440 л);
- максимальна — 700 кг (780 л) (при працюючому двигуні);
- аварійна — 1000кг (1100 л).

7.1.3. Максимальний рівень масла (на стоянці) повинен бути нижче осі двигуна на 350...400 мм;

- мінімальний рівень — не нижче 1200 мм від осі двигуна.

7.1.4. Перевищення рівня масла над зрізами вхідних патрубків прийомних труб маслонасосів не менш 0,15 м.

7.1.5. Рівень масла в цистерні при максимальних кренах і дифферентах повинен бути вище зрізу усмоктувального патрубка не менш 0,15 м.

7.1.6. Відстань від днища до зрізів вхідних патрубків приймальних труб маслонасосів не менш 0,05 м.

7.1.7. Термоперетворювач Т1 і нагрівач ЕП розташовувати у протилежних стінок бака; термоперетворювач Т1 — біля вхідних патрубків приймальних труб маслонасосів.

7.1.8. Цистерна Б1 повинна бути обладнана масломірним склом чи виносним вказівним стовпчиком.

7.2. Вибір маслоохолоджувача АТ1 — з умов максимального прокачування масла, і температури масла на вході в маслоохолоджувач 120 °С і на виході 50 °С.

7.3. Гідравлічний опір магістралей установки (включаючи маслоохолоджувач АТ1) при максимальному прокачуванні масла не більш 0,05 МПа в усьому діапазоні робочих температур.

7.4. Розташування статичного масловіддільника МС1 з перевищенням його днища вище максимального рівня масла в баці Б1 не менш 1 м і забезпеченням вільного зливу з масловіддільника МС1 під мінімальний рівень масла в баці Б1.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата			
жних стінок бака; термоперетворювач Т1 — біля вхідних патрубків приймальних труб маслонасосів. 7.1.8. Цистерна Б1 повинна бути обладнана масломірним склом чи вимірювальним вказівним стовпчиком. 7.2. Вибір маслоохолоджувача АТ1 — з умов максимального прокачування масла, і температури масла на вході в маслоохолоджувач 120 °С і на виході 50 °С. 7.3. Гідравлічний опір магістралей установки (включаючи маслоохолоджувач АТ1) при максимальному прокачуванні масла не більш 0,05 МПа в усьому діапазоні робочих температур. 7.4. Розташування статичного масловіддільника МС1 з перевищенням його днища вище максимального рівня масла в баці Б1 не менш 1 м і забезпеченням вільного зливу з масловіддільника МС1 під мінімальний рівень масла в баці Б1.									
					КР.142.6231м.17.02.ПЗ				Арк.
									103
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

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

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

8.12. Закрите положення стоп-крана СК1 при роботі виробу.

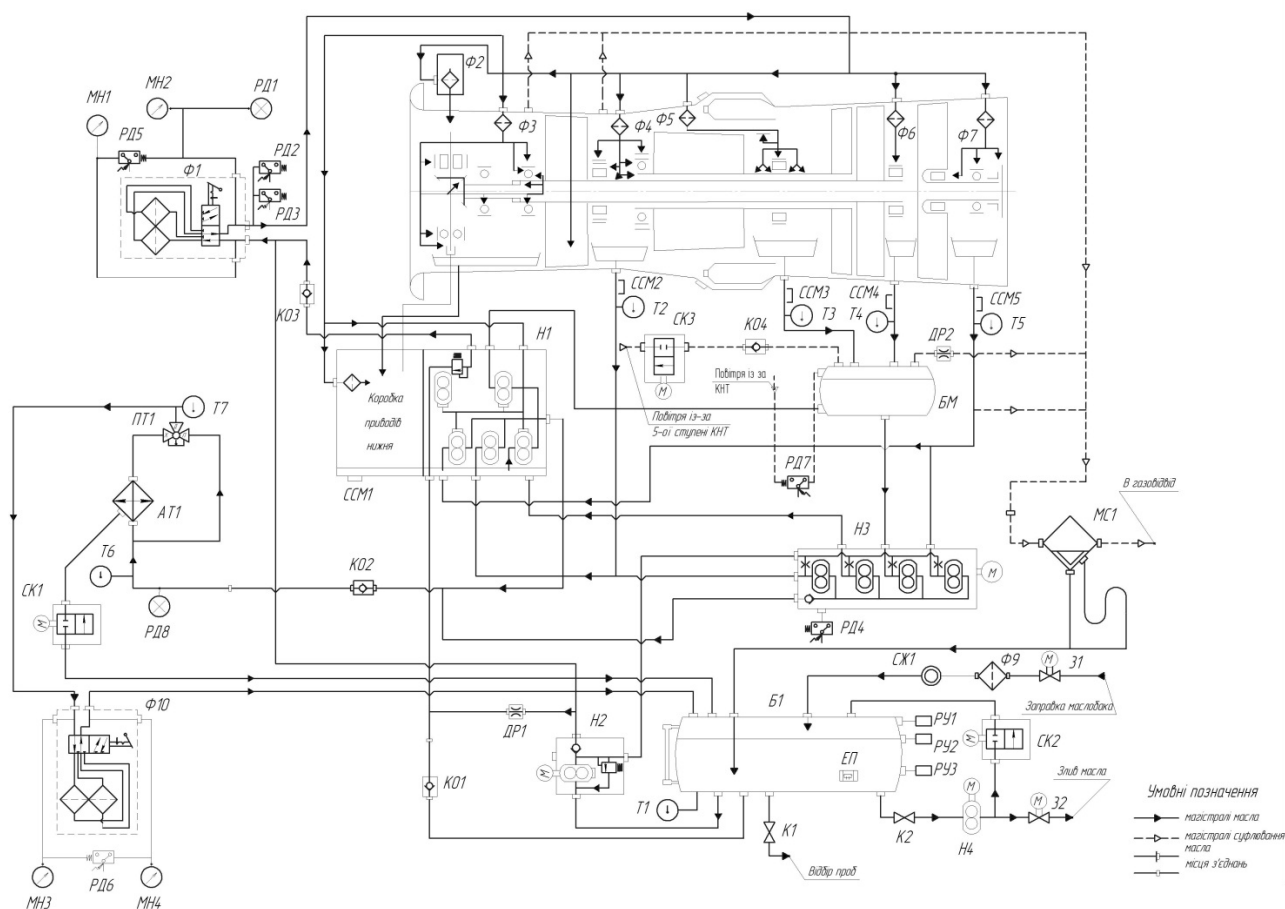


Рисунок 2.4 – Схема системи змащування

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231М.17.02.ПЗ

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата													
												КР.142.6231м.17.03.ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.		Підпис		Дата		Охорона праці									
Студент.		Федоровський Д.М.															
Керівник		Козловський А.В.															
Консульт.																	
Зав.кафедр		Сербін С.І.															
								НУК									
								Літ.		Арк.		Аркушів					
										106		117					

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.

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.

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 небезпечних 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.[7].

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.03.ПЗ	Арк.
						107

3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі електростанції

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, теплови-ділення, випаровування масла і технічних рідин. Природні гази складаються переважно з граничних вуглеводнів—метана CH_4 , етана C_2H_6 , пропана C_3H_8 , бутана C_4H_{10} і пентана C_5H_{12} . Суміші природного паливного газу і повітря в певному співвідношенні є вибухонебезпечними; окремі компоненти газу токсичні [7].

Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники вентилляції, 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 виявляють 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 [7].

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

Згідно з ГОСТ 12.1.005-88 „Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги“ встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл.3.1.1) [7].

В 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.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.17.03.ПЗ	
Арк.	
108	

Таблиця 3.1.1.

Речовина	Пил	Сажа (С)	Оксид вуглецю СО	Аль- дегід СН ₂ О	Бензпі- рен С ₂₀ Н ₁₂	Ок- сид Азоту NO ₂	З'єднання сірки	
							SO ₂	H ₂ SO ₄
Гранично допустима концентрація, 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, стіни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується.

На підставі цього ГОСТом 12.1.005-88 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.3.1.2) [4].

Таблиця 3.1.2.

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 си-

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.03.ПЗ	Арк.
						109

стеми 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 аварійному 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.3.1.3) [7].

Таблиця 3.1.3.

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 болей, запаморочень, поганого сну, зниженої

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.03.ПЗ	Арк.
											110

Під впливом шуму, що перевищує 85-90дБ, 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.

підпис і дата		пов'язано з природою виникаючого шуму (вихревий 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.						
інв. № дубл.		Низькочастотна частина шуму обумовлена механічними причинами, до яких відносяться коливання, викликані неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих зацеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння.						
взам. інв. №		Крім того, насосні установки є джерелами гідродинамічного шуму, причиною якого є кавітація рідини, що виникає у поверхні лопастей при високих колових швидкостях і недостатньому тиску на всмоктуванні.						
підпис і дата		Під впливом шуму, що перевищує 85-90дБ, в першу чергу знижується слухова чутливість на високих частотах. Тривала дія сильного шуму викликає загальну втому, може привести до погіршення слуху, іноді до глухоти, порушується процес травлення, відбуваються зміни об'єму внутрішніх органів.						
інв. № подл.							КР.142.6231м.17.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				111

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

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

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

Згідно з ГОСТ 12.1.003-76 "Шум. . Загальні вимоги безпеки" встановлено допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях (для широкополосного шуму) (табл.3.1.4) [7].

Таблиця 3.1.4.

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

Пожежна небезпека. 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 газоподібних горючих продуктів.

Електростанція, як і більшість підприємств машинобудівної промисловості, характеризується підвищеною вибухопожежною небезпекою через значну кількість легкозаймистих та горючих рідин і газів, розгалужену мережу трубопроводів із запірно-пусковою та регулюючою арматурою.

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

					КР.142.6231м.17.03.ПЗ	Арк.
						112
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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;
- 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 [7].

Инв. № подл.	Підпис і дата				Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Підпис і дата	Инв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.03.ПЗ				Арк.
									113

3.2. Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції

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

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

В якості джерела світла в приміщенні ГПА використовується лампа ЛБ (люмінесцентна біла) в складі світильника ПВЛ1-2х40 (пилевологозахищений люмінесцентний дволамповий) ("Правила влаштування електроустановок") [7].

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 [7].

Кількість світильників:

$$N = E_{min} S K_3 Z / n \Phi_{\lambda} \eta = 100 \cdot 510 \cdot 2 \cdot 1.1 / 2 \cdot 2490 \cdot 0.362 = 62.07 \approx 62,$$

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

$S = 30 \cdot 17 = 510 \text{ м}^2$ – освітлювана площа приміщення;

K_3 - коефіцієнт запасу [7] - 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;

Ив. № подл. Підпис і дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Підпис і дата						Арк. 114
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

КР.142.6231м.17.03.ПЗ

$n\Phi_{\text{л}}$ –сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику (n – кількість ламп; $\Phi_{\text{л}}$ - світловий потік однієї лампи, лм) [7];

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).

$$\rho_n=50;$$

$$\rho_c=30;$$

$$\rho_p=10.$$

$$i=AB/h(A+B)=30 \cdot 17/16(30+17)=0.179,$$

де A - довжина приміщення;

B - ширина приміщення;

h - висота приміщення;

тоді, $\eta=0.362$.

Отже, прийнято 62 світильники. Їх розташування здійснюється з урахуванням розміщення обладнання і може бути в шаховому порядку або рядами. Необхідно максимально уникнути виникнення тіней від стаціонарного обладнання, а також забезпечити стабілізацію світлового потоку газоразрядних ламп, що досягається використанням двох- та трьохфазного вмикання в мережу або баластного, ємнісного чи індукційного опору.

Ивв. № подл.	Підпис і дата				
	Ивв. № дубл.				
	Взам. ивв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.03.ПЗ Арк. 115

3.3. Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів

Для зменшення вірогідності найбільш небезпечного фактору на електростанції - пожежі і вибуху—необхідне проведення ряду організаційних, технічних, режимних та експлуатаційних заходів з пожежної профілактики.

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.

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 повинен 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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.03.ПЗ	Арк.
						116

механізмів треба усунути невірноваженість мас, що обертаються, шляхом балансування. Також дуже часто віброгасіння здійснюють шляхом встановлення агрегатів на фундаменти. Крім того, виключити контакт з вібруючими об'єктами можна використанням огорож, сигналізації.

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.

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°C вони стають менш звучними.

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.

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.

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 [7].

Ивв. № подл. Підпис і дата Взам. івв. № Ивв. № дубл. Підпис і дата						Арк. 117
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		
							КР.142.6231м.17.04.ПЗ		
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
	Студент.		Федоровський Д.М.			Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник		Козловський А.В.					118	123
	Консульт.						НУК		
Зав.кафедр		Сербін С.І.							

4. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

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 межою, перспектив за котрою нема. Навколишнє середовище забруднене до такої ступені, що в найближчий час може постати питання про наше виживання, бо на цей час Україна займає перше місце в Європі за кількістю "технічного бруду" на одиницю населення, в нашій країні найнижчий показник тривалості життя (в середньому 65 років). Зоною екологічного лиха вважається біля 15% території нашої держави.

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

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

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

Підпис і дата					
Інв. № дубл.					
Взам. інв. №					
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
КР.142.6231м.17.04.ПЗ					Арк.
					119
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

4.1. Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінного агрегату теплоелектростанції

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

З сторони газотурбінної установки найбільш значними факторами, що впливають на навколишнє середовище є викиди тепла і шкідливих речовин в атмосферу, в яких присутні: продукти повного згорання оксидів азоту (IV) NO_2 і оксидів сірки (IV) SO_2 ; продукти неповного згорання C , CO , C_xH_y ; оксиди азоту NO_x , діоксид азоту NO_2 ; золіві частки. Наслідки забруднення біосфери тепловими викидами призведе до виникнення на Землі "парникового ефекту". З кожним роком кількість теплових і шкідливих викидів зростає, тому діючими санітарно-гігієнічними нормами встановлено середньодобові гранично-допустимі концентрації компонентів в атмосферному повітрі населених пунктів: $\text{CO}=1\text{мг/м}^3$; вуглеводороди $\text{C}_{20}\text{H}_{12}=0.000001\text{ мг/м}^3$; $\text{NO}_x=0.085\text{ мг/м}^3$. Гранично-допустимі концентрації в повітрі робочої зони приведені в ГОСТ 12.1.005-88 і регламентовано санітарними нормами.

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

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.04.ПЗ	Арк.
						120

3. Холод, який отримується внаслідок використання енергії вторинних енергоресурсів можна застосовувати для охолодження 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.

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

- продукти повного згорання палива, котрі сприяють виникненню кислотних дощів і «парникового ефекту»; SO_2 - впливає на верхні дихальні шляхи, викликаючи придушення та руйнуючі дії, а також призводить до утворення сірчаної кислоти;

- окис вуглецю (II) CO , з'єднуючись з гемоглобіном крові, зменшує її здатність переносити кисень, а також негативно впливає на центральну нервову систему людини та тварин;

- оксиди азоту (II) і (IV) NO , NO_2 сприяють утворенню азотної і азотистої кислот, котрі роз'їдають слизисті оболонки, руйнують м'язову тканину, викликають незворотні перетворення серцево-судинної системи;

- продукти неповного згорання - вуглеводні C_xH_y впливають на систему кровообігу і на умовно-рефлекторну діяльність людини, електричну активність мозку та світову чутливість очей, призводять до онкозахворювань;

- альдегіди та формальдегіди мають алергенний вплив;
- сажа.

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

— для CO (ГОСТ 21204-97) 300 мг/нм^3 ;

— для NO_x 150 мг/нм^3 при об'ємній концентрації кисню 15% у сухій пробі продуктів згорання, приведеної до стандартних атмосферних умов (ГОСТ 28775-90).

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.04.ПЗ	Арк.
						121

4.2. Методи зменшення викидів токсичних компонентів вихлопних газів газотурбінних установок електростанцій

Заходи для зменшення емісії CO і C_xH_y збігаються з використовуваними заходами для підвищення повноти згоряння палива і зводяться до наступного [7]:

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 впорскування.

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

4. Перерозподіл витрати повітря в первинній зоні камери згоряння, що дозволяє підтримувати значення коефіцієнтів надлишку повітря $\alpha_T = 1,30 \dots 1,45$, 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. Впорскування водяної пари (води) у зону первинного сумішоутворення або використання водо-паливної 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.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.04.ПЗ	Арк.
						122

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 (ЗЗТ), якщо це не супроводжується зниженням стійкості горіння;
- застосування багатофорсункових фронткових пристроїв камер згоряння;
- поліпшення якості розпилювання палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі барію або магнію);
- застосування водо-паливних емульсій і упорскуванні води.

Зміна режиму роботи двигуна в сторону збільшення потужності приводить до зменшення викиду *незгорілих вуглеводнів* [7]. Це відбувається частково завдяки поліпшенню якості розпилювання палива за рахунок збільшення тиску вприскування, але в основному—через збільшення швидкості хімічних реакцій в первинній зоні камери згоряння в результаті підвищення тиску і температури повітря на вході.

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				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.17.04.ПЗ 123
Арк. 123					

Висновки

За завданням кафедри «Турбін» розроблений проект ПГУ з теплоутилізаційним контуром для електростанції.

У дипломному проекті виконані термо– і газодинамічні розрахунки, що включають вибір і обґрунтування основних параметрів ПГУ: максимальної температури циклу, оптимального ступеня підвищення тиску повітря в компресорному блоці.

В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при оптимально-му ступені підвищення тиску отримані наступні результати:

- ефективний ККД ПГТА $\eta_e = 46,62 \%$;
- питома потужність $N_{e\text{ уд}} = 417,63 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$;
- питома витрата палива $g_T = 0,1543 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$;
- загальна ступінь підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{\kappa\Sigma} = 17$.

В результаті габаритного розрахунку основних елементів ГТД були визначені основні характеристики компресорів, камери згоряння і турбін.

Компресор низького тиску - дев'ятиступінчастий, осьовий, ступінь підвищення тиску повітря $\pi_{k1} = 4,324$; компресор високого тиску — десятиступінчастий, осьовий, ступінь підвищення тиску повітря $\pi_{k2} = 3,931$.

Камера згоряння — протитокова, трубчасто-кільцевого типу має 14 жарових труб.

Турбінна частина ГТД складається з одноступінчатих охолоджуваних ТВТ та ТНТ і чотирьохступінчастої вільної силової турбіни гвинта.

Проведено габаритні розрахунки утилізаційного парогенератора, ПТ, парового конденсатора.

У дипломному проєкті виконані термогазодинамічні розрахунки турбін з використанням ЕОМ, що дозволило спроектувати турбінну частину ГТД.

Конструктивні розрахунки, виконані в дипломному проєкті, включають розрахунок на міцність робочої лопатки ТВТ, диска ТВТ і розрахунок номінальної довговічності опорного підшипника ТКВТ. Проведено розрахунок закручення робочої і соплової лопатки ТВТ.

Підпис і дата		ня тиску повітря $\pi_{к1} = 4,324$; компресор високого тиску — десятиступінчастий, осьовий, ступінь підвищення тиску повітря $\pi_{к2} = 3,931$. Камера згоряння — протитокова, трубчасто-кільцевого типу має 14 жарових труб. Турбінна частина ГТД складається з одноступінчатих охолоджуваних ТВТ та ТНТ і чотирьохступінчастої вільної силової турбіни гвинта. Проведено габаритні розрахунки утилізаційного парогенератора, ПТ, парового конденсатора. У дипломному проекті виконані термогазодинамічні розрахунки турбін з використанням ЕОМ, що дозволило спроектувати турбінну частину ГТД. Конструктивні розрахунки, виконані в дипломному проекті, включають розрахунок на міцність робочої лопатки ТВТ, диска ТВТ і розрахунок номінальної довговічності опорного підшипника ТКВТ. Проведено розрахунок закручення робочої і соплової лопатки ТВТ.
Інв. № дубл.		
Взам. інв. №		
Підпис і дата		
Інв. № подл.		
Зм.	Арк.	№ докум.
Підпис	Дата	
КР.142.6231м.17.В.ПЗ		Арк.
		124

Список використаних джерел

1. **Романовський, Г.Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: Навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін, В.М. Патлайчук – 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. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.
3. **Романовський, Г.Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, М.В. Ващилєнко, С.І. Сербін – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
4. **Романовський, Г.Ф.** Теорія та розрахунок парових і газових турбін: Навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, О.Я. Іпатенко, В.М. Патлайчук – Миколаїв: УДМТУ, 2002. - 292 с.
5. **Романовський, Г.Ф.** Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.
6. **Лефєвр, А.** Процессы в камерах сгорания ГТД / А. Лефєвр ; пер. с англ. – М. : Мир, 1986. – 566 с.
7. **Романовський, Г.Ф.** Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок : Навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін.– Миколаїв : УДМТУ,

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	вчальний посібник / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с. 6. Лефевр, А. Процессы в камерах сгорания ГТД / А. Лефевр ; пер. с англ. – М. : Мир, 1986. – 566 с. 7. Романовський, Г.Ф. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок : Навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін.– Миколаїв : УДМТУ,
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.01.Л.ПЗ Арк. 126