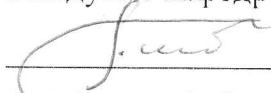


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



" 11 " 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: *Проектування газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 16 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу*

Виконав:

студент групи 4237ст3



Колко В.К.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



Козловський А.В.

Миколаїв – 2026 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

" 25 " 02 _____ 2026 р.

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

Студенту _____ Колку В.К. _____

1. Тема роботи: **"Проектування газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 16 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу"**

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2026 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегату: **16 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1500 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка **системи змащення** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **Засоби гасіння пожежі в цеху компресорної станції**

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

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

6. Консультанти розділів роботи

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

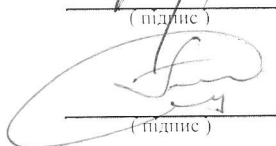
7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Інформаційний пошук	01.03.2026	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	01.04.2026	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	01.05.2026	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску ГТА	15.05.2026	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2026	
6	Аналіз системи вентиляції контейнера ГТД.	01.06.2026	
7	Підготовка презентаційних креслень	08.06.2026	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2026	

Студент

Керівник роботи


 (підпис)

 (підпис)

Колко В.К.

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проєктування газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 16 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; оптимізація параметрів циклу газотурбінного агрегата; детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата на режимі повної потужності; габаритно-компонувальний розрахунок двигуна; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску; перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток турбіни низького тиску; також розроблено систему змащення газотурбінного двигуна та проаналізовані заходи з охорони праці на об'єкті, де розміщується агрегат.

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

ABSTRACT

The work has designed a simple gas turbine unit with a capacity of 16 MW for a compressor station of the main gas pipeline. The following issues have been consistently covered: information search; optimization of the gas turbine unit cycle parameters; detailed thermal calculation of the gas turbine unit at full power; overall and layout calculation of the engine; thermo-gasodynamic calculation on the average diameter of a single-stage low-pressure turbine; verification calculation of the strength of the working blades of the low-pressure turbine; the lubrication system of the gas turbine engine has also been developed and occupational safety measures at the facility where the unit is located have been analyzed.

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.А.ПЗ	Арк.
						4

ЗМІСТ

Завдання на виконання випускної роботи	3
Вступ	5
1. Патентно-інформаційний пошук	7
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	13
2.1. Оптимізація параметрів циклу ГТА	14
2.2. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА	18
3. Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД	26
3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД	27
3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД	31
3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД	33
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску	38
5. Конструювання та конструктивні розрахунки	48
5.1. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску	49
5.2. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність	53
5.3. Розробка системи змащення ГТА	62
5.3.1 Призначення і склад системи	62
5.3.2 Робота системи змащування	63
6. Охорона праці	66
6.1. Загальні питання	67
6.2. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі компресорної станції	69
6.3. Засоби гасіння пожежі в цеху компресорної станції	75
Висновки	84
Список використаних джерел	86

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.3.ПЗ					Арк.
										4

ВСТУП

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

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

Метою роботи є проектування газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 16 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу.

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Відповідно до поставленої мети вирішені такі завдання: – інформаційний пошук; – термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегату; – габаритний розрахунок газотурбінного агрегату та його компонування; – термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску; – конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегату, які містили в собі: ▪ розробку конструкції турбіни низького тиску; ▪ розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску; ▪ перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність;
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.ВС.ПЗ Арк. 5

- розробку системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна;

– охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

Об'єктом дослідження є система транспортування природного газу.

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.ВС.ПЗ 6

[illegible]

РОЗДІЛ 1 ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

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

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

За такою схемою виконують велику кількість ГТД, у першу чергу для авіації, суден і плавучих електростанцій. Однак успіхи конструкторської розробки транспортних ГТД створили необхідну базу для застосування їх у стаціонарному газотурбобудуванні [4], [6].

НВКГ "Зоря"-"Машпроект"(Україна). Найбільший в Україні та СНД виробник газотурбінних агрегатів для різного цільового призначення в діапазоні потужностей 2.5...110 МВт простої теплової схеми UGT 2500, UGT 3000, UGT 6000 (UGT 6000+), UGT 10000, UGT 15000 (UGT 15000+), UGT 16000, UGT 25000 и ГТД 110. З 1954 р. комплексом було поставлено більше ніж 1500 корабельних газотурбінних двигунів, що експлуатуються у складі військово-морських флотів 19 країн світу: Росії, України, Німеччини, США, Греції та ін. Їхня загальна потужність перевищує 12500 МВт, а сумарне напруцювання становить більше 2.5 млн. год. Розроблено близько 70 типів газотурбінних агрегатів для водотоннажних кораблів, кораблів на повітряній подушці і підводних крилах-від простих прискорювальних до головних усерижимних. Філії сервісного центру, який займається ремонтом та обслуговуванням, розташовані у м. Миколаєві, Санкт-Петербурзі, Калінінграді, Североморську, Тюмені, Бомбеї, Вісахапатнамі, Владивостоці.[3]

Інв. № подл.	Підпис і дата																									
	Інв. № дубл.																									
	Взам. інв. №																									
	Підпис і дата																									
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 50%; text-align: center; vertical-align: middle;">КР.142.4237ст3.01.01.ПЗ</td> <td style="width: 10%; text-align: center;">Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">8</td> </tr> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td colspan="2"></td> </tr> </table>											КР.142.4237ст3.01.01.ПЗ	Арк.							8	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
					КР.142.4237ст3.01.01.ПЗ	Арк.																				
						8																				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																						

Двигун UGT 15000

Газотурбінний двигун UGT 15000 (M90)¹, розробка якого була завершена в 1984 р., став подальшим розвитком уніфікованого ряду економічних двигунів третього покоління, призначених для використання як на кораблях будь-якого класу, так і в промисловості.

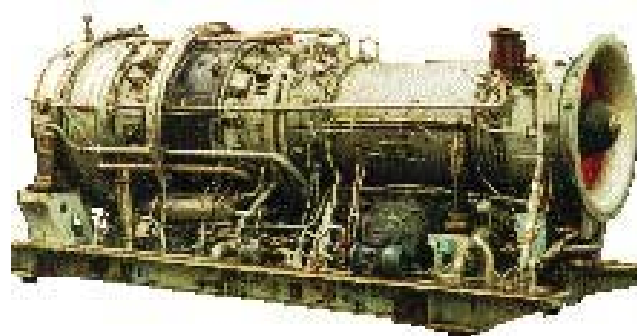


Рисунок 1.1 – Двигун UGT 15000

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

Старанність відпрацювання двигуна UGT 15000 обумовила його високі експлуатаційні якості і широке застосування. Двигун може працювати на різних сортах рідкого і газоподібного палива при температурі зовнішнього повітря від мінус 50 до плюс 50 °C і відносній вологості повітря, що досягає 100% при температурі 15 °C. [3]

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

Двигун пристосований для роботи з локальною і груповою системою керування в комбінованих енергетичних установках разом з дизелями, паровими турбінами

¹ Найменування корабельного варіанта цього двигуна.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	іспитів з вироблення еквівалента ресурсу. Іспити проводилися з подаванням морської солі на вхід до компресора, з максимальним розцентруванням вихідного вала, з перевищенням номінального крутного моменту на силовій турбіні, при граничних параметрах для цього двигуна, з виробленням максимальної кількості запусків і перехідних процесів, очікуваних в експлуатації.
					Старанність відпрацювання двигуна UGT 15000 обумовила його високі експлуатаційні якості і широке застосування. Двигун може працювати на різних сортах рідкого і газоподібного палива при температурі зовнішнього повітря від мінус 50 до плюс 50 °С і відносній вологості повітря, що досягає 100% при температурі 15 °С. [3]
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	За вимогою замовника UGT 15000 виготовляється з різними напрямками обертання силової турбіни в реверсивному і неревверсивному виконаннях.
					Двигун пристосований для роботи з локальною і груповою системою керування в комбінованих енергетичних установках разом з дизелями, паровими турбінами
					¹ Найменування корабельного варіанта цього двигуна.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.01.ПЗ
					Арк.
					9

та іншими газотурбінними двигунами.

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

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

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

UGT 15000 використовується у складі корабельних агрегатів М27, М9Б та М44, для приводу електрогенераторів (газотурбогенератори ГТГ-16), у газоперекачувальних агрегатах ГПА-Ц-16С, серійно виготовляємих "Сумським НВО ім. М.В. Фрунзе", у ГПА-16С "Урал" розробки ОАО НПО "Искра", у ГПУ-16А розробки НВКГ "Зоря"- "Машпроект" та ін. Крім того, його використання передбачене в декількох проектах модернізації агрегатів ГТК-10-4 із двигунами ОАО "Невский завод" і "Коберра-182" фірми "Купер Роллз".[3]

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

Двигун UGT 15000 (модифікація ДС90) був використаний для створення контактної парогазової установки типу "Водолій" потужністю 25 МВт. У ньому змінені пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для упорскування пари, організовані системи подавання пари. [3]

На базі двигуна UGT 15000 для широкого застосування в енергетиці, транспортування газу і для флоту створений газотурбінний двигун **UGT 15000+**. Конструкція UGT 15000+ виконана таким чином, щоб забезпечити взаємозамінність його з

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.01.ПЗ	Арк.
						10

двигуном UGT 15000, що дозволяє проводити модернізацію експлуатованих установок і агрегатів без зміни існуючих шахт повітроприйому, газовипуску і фундаментів.

З метою скорочення часу доведення і застосування відпрацьованих вузлів двигуна UGT 15000, перевірених тривалою експлуатацією, в UGT 15000+ були збережені міра підвищення тиску, витрата повітря і частоти обертання компресорів двигуна UGT 15000. Підвищення потужності ГТД із 16 до 20 МВт забезпечено за рахунок підвищення температури газу перед ТВТ. Такий підхід дозволив зберегти конструктивну схему двигуна UGT 15000.

Доведення характеристик і конструкції нових елементів проводилося на чотирьох дослідних зразках двигуна, загальний наробіток яких склав більше 40000 год.

Основні технічні параметри двигунів UGT 15000 і UGT 15000+ (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.1, експлуатаційні характеристики – на рис. 1.2.

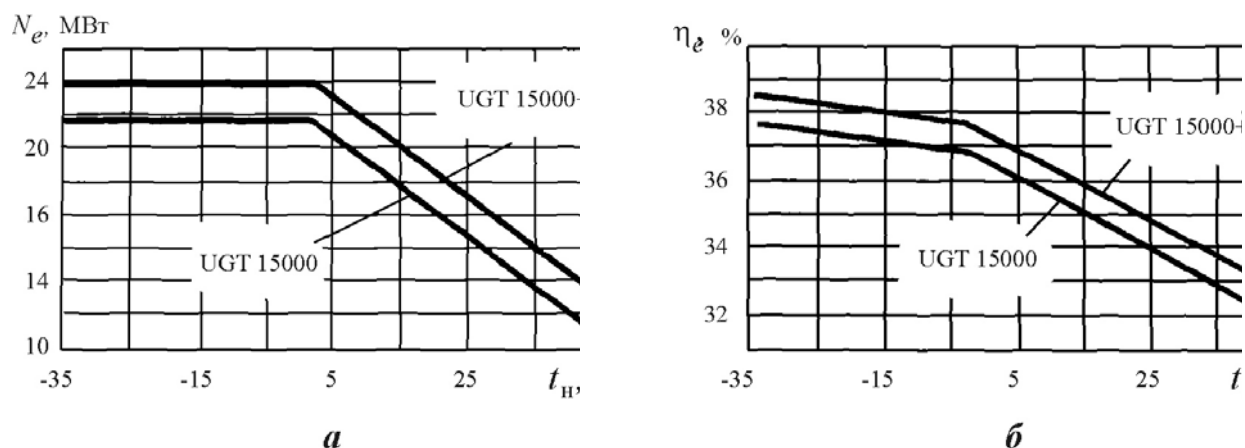


Рисунок 1.2 – Залежність потужності (а) і ККД (б) двигунів UGT 15000 і UGT 15000+ від температури повітря на вході

Конструктивні особливості

Двигун UGT 15000 виконаний двокаскадним із вільною силовою турбіною. Він складається з компресорів низького 2 і високого 3 тисків (рис. 1.3), камери згоряння 4, турбін високого 5 і низького 6 тисків, силової турбіни² (турбіни нагнітача) 7, агрегатів, навішених на двигун. [3]

² Конструкція UGT 15000 розглядається на прикладі двигуна ДГ90.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата		
					КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ				
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
	Студент.	Колко В.К.				Термодинамічні та теплові роз- рахунки циклу та схеми ГТА	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Козловський А.В.						13	25
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ ТА СХЕМИ ГТА

2.1 Оптимізація параметрів циклу ГТА

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Алгоритм програми «GTA1CC» дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якого проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу. [2]

Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у табл. 2.1 [2]

Таблиця 2.1 – Список основних ідентифікаторів програми «GTA1CC»

Ідентифікатор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ ГТД	α_0	—
BD	Недогрів газу в КЗПП	Δ_d	град
BO	Недоохолодження повітря в ППО	Δ_o	град
EGE	Питома витрата охолоджуючого повітря	g_e	—
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	—
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску (КВПТ) для ППО	ν_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	ν_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	ν_{zv}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	ν_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	ν_{kz}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	ν_{kzpp}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	ν_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	ν_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	ν_m	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ	Арк.
						14

Ідентифіка- тор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця ви- мірювання
HU	Питома потужність ГТА	N_{um}	кВт/(кг/с)
J	Ознака схеми ГТА	J	—
KO	Параметр розподілу роботи компресора	K_o	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	K_d	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	n_{ox}	—
ONPT	Відносна потужність ПТ	$\bar{N}_{пт}$	—
QK	Загальний ступінь підвищення тиску у циклі (ЗСПТ)	π_k	—
QKH	Початкове значення ЗСПТ	π_{k_n}	—
QKK	Кінцеве значення ЗСПТ	π_{k_k}	—
R	Ступінь регенерації	r	—
SQK	Крок спуска по ЗСПТ	$\Delta\pi_k$	—
TD	Допустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_a	К
T2	Температура повітря за компресором	T_2	К
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{\kappa 2}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_m}	
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{um}	

За результатами розрахунку будуємо графіки (рис.2.2, рис.2.3) - залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від ступеня підвищення тиску в циклі [2]. Оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску в циклі

$$\pi_{Kopt} = 24,5$$

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ	Арк. 15
-----	------	----------	--------	------	-------------------------	------------

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент: Гр.4237ст3 Колко

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД, К	1500.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.8950
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9750
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9950
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	1.0000
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0235
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО, ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП, ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.32219	317.2	0.000	0.000	593.1	930.9	0.000	4.0	0.0743	2.67
11.0	0.33067	319.1	0.000	0.000	610.3	911.4	0.000	4.0	0.0763	2.72
12.0	0.33795	319.9	0.000	0.000	626.4	893.8	0.000	4.0	0.0783	2.77
13.0	0.34420	319.8	0.000	0.000	641.5	877.8	0.000	4.0	0.0803	2.81
14.0	0.34959	319.0	0.000	0.000	655.8	863.2	0.000	4.0	0.0824	2.86
15.0	0.35423	317.6	0.000	0.000	669.3	849.8	0.000	4.0	0.0844	2.90
16.0	0.35824	375.8	0.000	0.000	682.1	837.4	0.000	4.0	0.0866	2.94
17.0	0.36167	313.6	0.000	0.000	694.4	825.9	0.000	4.0	0.0887	2.98
18.0	0.36461	311.0	0.000	0.000	706.1	815.2	0.000	4.0	0.0909	3.03
19.0	0.36710	308.2	0.000	0.000	717.3	805.1	0.000	4.0	0.0931	3.07
20.0	0.36918	305.1	0.000	0.000	728.1	795.7	0.000	4.0	0.0953	3.11
21.0	0.37088	301.8	0.000	0.000	738.4	786.8	0.000	4.0	0.0976	3.15
22.0	0.37224	298.4	0.000	0.000	748.4	778.4	0.000	4.0	0.1000	3.19
23.0	0.37328	294.7	0.000	0.000	758.1	770.4	0.000	4.0	0.1023	3.23
24.0	0.37402	291.0	0.000	0.000	767.4	762.8	0.000	4.0	0.1048	3.27
25.0	0.37448	287.1	0.000	0.000	776.5	755.6	0.000	4.0	0.1073	3.31
26.0	0.37466	283.1	0.000	0.000	785.2	748.7	0.000	4.0	0.1098	3.34
27.0	0.37459	279.0	0.000	0.000	793.7	742.2	0.000	4.0	0.1125	3.38
28.0	0.37427	274.7	0.000	0.000	802.0	735.9	0.000	4.0	0.1151	3.42
29.0	0.37370	270.4	0.000	0.000	810.0	729.9	0.000	4.0	0.1179	3.46
30.0	0.37290	266.0	0.000	0.000	817.9	724.1	0.000	4.0	0.1207	3.50

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

					КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ					Арк.
										16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

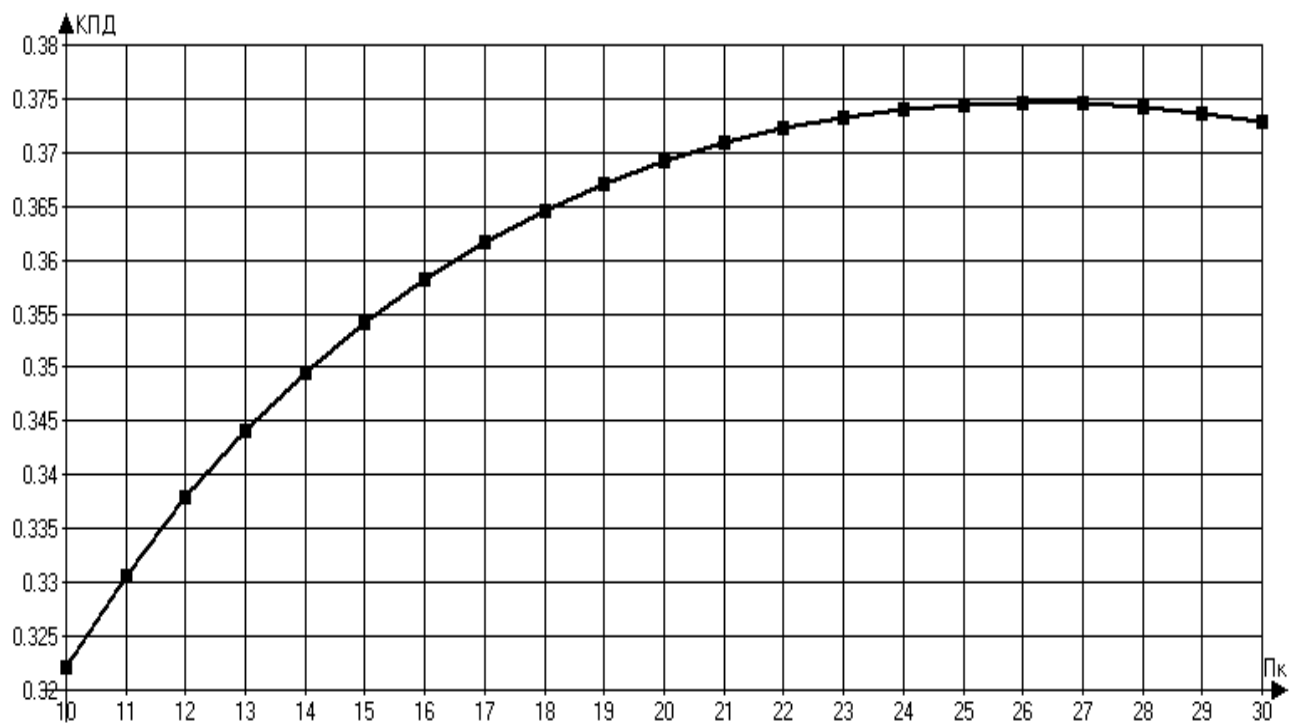


Рисунок 2.2 – залежність ефективного ККД від міри підвищення тиску в циклі

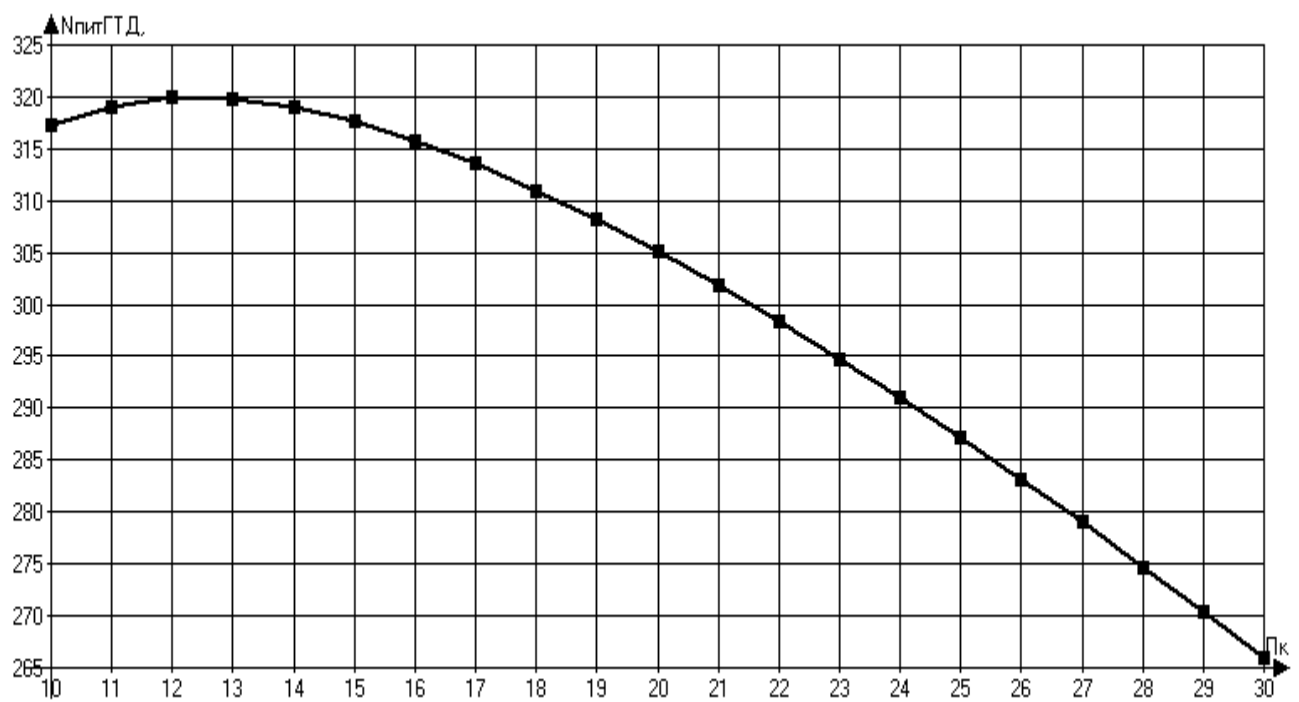


Рисунок 2.3 – залежність питомої потужності від міри підвищення тиску в циклі

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

					КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

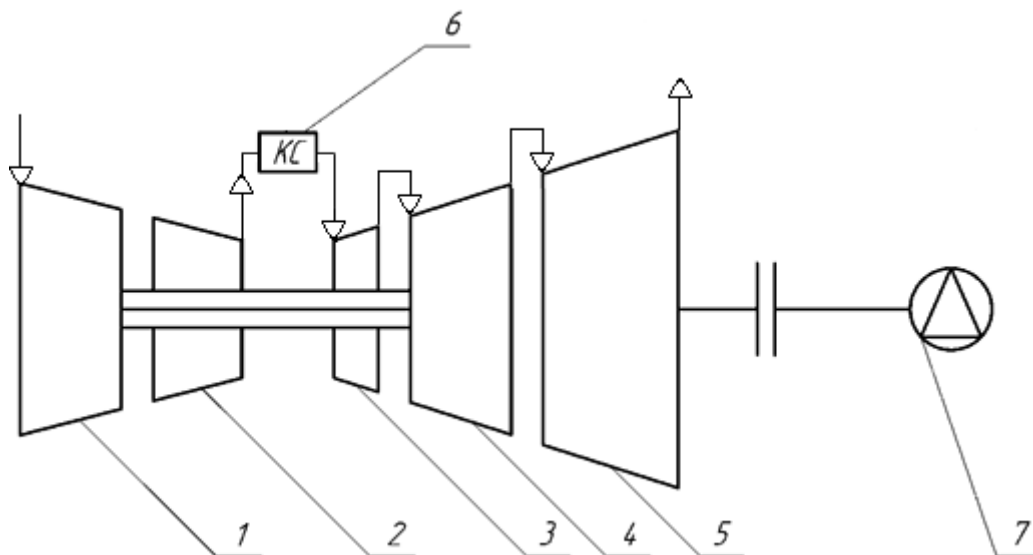


Рисунок 2.4 – Схема двокаскадного ГТД з вільною силовою турбіною для приводу нагнітача природного газу:

1 - компресор низького тиску (КНТ); 2 - компресор високого тиску (КВТ); 3 – турбіна високого тиску (ТВТ) 4 – турбіна низького тиску (ТНТ); 5 – турбіна нагнітача (ТН); 6 – камера згоряння; 7 – привід нагнітача природного газу

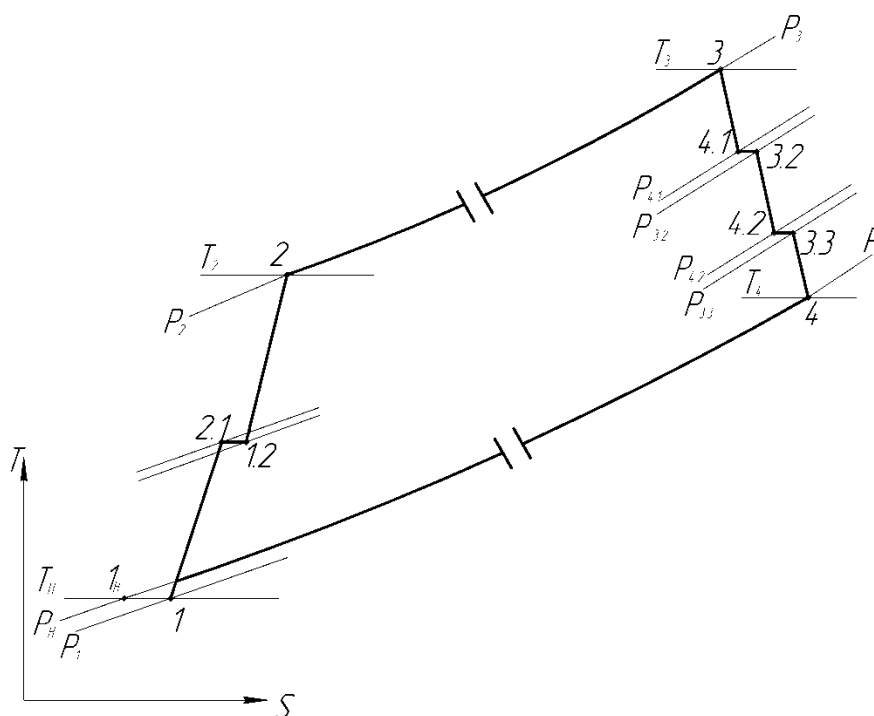


Рисунок 2.5 - Термодинамічний цикл ГТА простої схеми

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА– 16000 кВт, початкова температура газу – 1500 К, базовий двигун – UGT15000. За результатами оптимізації прийнята міра підвищення тиску – 24,5. Результати детального теплового розрахунку представлені в табл. 2.2.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ	Арк.
						19

Таблиця 2.2 – Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА простого циклу

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається[1]	24,5	
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1500	
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається[1]	288,0	
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається[1]	0,1013	
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається[1]	1080,0	
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається[1]	0,8950	
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається[1]	0,9950	
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається[1]	0,9850	
9. КВПТ у переходнику компресора $v_{\text{к}}$	Приймається[1]	0,9950	
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\text{кз}}$	Приймається[1]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\text{т2}}$	Приймається[1]	1,0000	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	Приймається[1]	1,0000	
13. КВПТ газовідводу $v_{\text{гв}}$	Приймається[1]	0,9800	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{\text{т1}}$	Приймається[1]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{\text{т2}}$	Приймається[1]	0,9100	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{\text{т3}}$	Приймається[1]	0,9250	
17. Механічний ККД турбін $\eta_{\text{мі}}$	Приймається[1]	0,9750	
18. Внутрішній ККД редуктора $\eta_{\text{р}}$	Приймається[1]	0,9800	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\text{к2}}$	Приймається[1]	0,9850	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря $g_{\text{е}}$	Приймається[1]	0,0235	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива $H_{\text{н}}$, кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури[1]	42915	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури[1]	14,78	
23. Ефективна потужність ГТА $N_{\text{е}}$, кВт	Задається завданням	16800	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\text{к2}}$	Приймається[1]	4,6	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\text{к1}}$	$\pi_{\kappa\Sigma} / \pi_{\text{к2}}$	5,326	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{\text{п1}}$	$\frac{c_{\text{рп1}}}{c_{\text{рп1}} - R_{\text{п}}}$	1,4000	
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\text{к1}}$	$\frac{\pi_{\text{к1}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1}{\pi_{\text{к1}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1} \eta_{\text{ак}}$	0,8682	0,8685

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ	Арк.
						20

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$	203,2	200,52
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	491,2	488,53
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{к1} \cdot \eta_{к1}}{2}$	376,2	375,08
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,015	1,015
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,394	1,394
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{306} \cdot \nu_{вх}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,5310	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3800	1,3713
35. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}} \eta_{ак}} - 1}$	0,8716	0,8697
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	294,36	287,39
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	785,59	775,91
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	619,5	613,5
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,0600	1,0580
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3713	1,3722
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot \nu_{к}$	0,5288	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	2,4320	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{p\Gamma\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1, 2320	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ	Арк.
						21

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{pp} _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.кз}})$	1,1150	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{pp} _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.кз}}^{\text{вх}})$	1,0420	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{\text{пал}}$	$\frac{c_{pp} _{293}^{T_3}(T_3 - 293) - c_{pp} _{293}^{T_2}(T_2 - 293)}{Q_p^u \cdot \eta_{\text{кз}} - [c_{pg} _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{pp} _{293}^{T_3} \cdot L_0] \cdot (T_3 - 293)}$	0,0212	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$	3,186	
48. Тиск на виході з КЗ Р ₃ , МПа	$P_2 \cdot \nu_{\text{кз}}$	2,335	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$	Приймається [1]	2	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_d \leq 100 \text{ К}$	1,4000	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_r	Приймається 1,05...1,10	1,0500	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t1}	Приймається 0,96...0,97	0,9200	
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох1}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_e \cdot \frac{(n_{\text{ох1}} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t1}$	0,0740	
54. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{\text{кз}}$	$\alpha_{\text{к2}} - g_{\text{ох1}} - g_{\text{ох2}} - 0,011$	0,87752	
55. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{\text{пал}}) \cdot \alpha_{\text{кз}}}{\alpha_{\text{к2}}}$	0,9140	
56. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{\text{кз}} + g_{\text{ох1}} + 0,010$	0,9800	
57. Коефіцієнт витрати газу для ТГ β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{\text{ох2}} + 0,004$	1,0027	
58. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{\text{сб}}$	$\beta_{t3} + 0,012$	1,0067	
59. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{\text{сер.т1}}$, К	$T_3 - \frac{0,9 \Delta T_{\text{к2}}}{2 \cdot \eta_{m1}}$	1359,2	
60. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pg1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.т1}}, \alpha)$	1,2500	
61. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ k_{r1}	$\frac{c_{p21}}{c_{p21} - R_r}$	1,298	
62. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ С ₂	$\frac{c_{pg2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pg1} \cdot \eta_{m1}}$	0,9499	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ	Арк.
						22

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
63. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	273	
64. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1217	
65. Телоемність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*, \alpha)$	1,2200	
66. Телоемність повітря для процесу змішування $c_{pп} \Big ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*)$	1,1800	
67. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$, К	$\frac{\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1}}{(\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{т1}) + \frac{c_{pп} \Big ^{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{pг} \Big ^{T_{4,1}^*} (\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} \cdot T$	1181,6	
68. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{т1}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{т1}}{T_3 \cdot \eta_{т1} - \Delta T_{т1}} \right)^{\frac{k_{c1}}{k_{c1}-1}}$	2,764	
69. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{к3}$	2,335	
70. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$	0,845	
71. Температура газу перед ТНТ $T_{3,2}$, К	$T_{3,2} = T_{4,1}$	1182	
72. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{к1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$	1091,3	
73. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{pr2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,195	
74. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_{г}}$	1,312	
75. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}	Приймається[1]	1	
76. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_{д} \leq 100$ К	1,4000	
77. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,0500	
78. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}	Приймається[1]	0,9800	
79. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox2}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \cdot \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_{д})}{(T_{д} - T_{ox})} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t2}$	0,0185	
80. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pп1}}{c_{pг2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$	0,8888	
81. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{т2}$,	$C_1 \cdot \Delta T_{к1}$	178,22	

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ

Арк.

23

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
82. Телоемність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big _{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*, \alpha)$	1,1380	
83. Телоемність повітря для процесу змішування $c_{p1} \Big _{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*)$	1,1770	
84. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3.2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{p1} \Big _{T_{4.2}^*} g_{ox2}}{c_{p1} \Big _{T_{4.2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	998,63	
85. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}	$\left(\frac{T_{3.2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3.2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2} - 1}}$	2,1267	
86. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}$, МПа	$P_{4.1} \cdot v_{t1}$	0,8447	
87. Тиск газу за ТНТ $P_{4.2}$, МПа	$\frac{P_{3.2}}{\pi_{t2}}$	0,3972	
88. Тиск газу перед турбіною гвинта $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{t2}$	0,397	
89. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	998,63	
90. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{3.3}}{v_{t3}}$	0,1030	
91. Міра розширення газу в ТГ π_{t3}	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	3,843	
92. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	876,7	
93. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{pг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,1500	1,1150
94. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ k_{t3}	$\frac{c_{pг3}}{c_{pг3} - R_t}$	1,3330	1,3470
95. Температурний перепад у ТГ ΔT_{t3} , К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{t3}^{\frac{k_{t3}-1}{k_{t3}}}} \right) \cdot \eta_{t3}$	263,58	270,5
96. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{t3}$	735,05	728,13
97. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{t3}}{2 \cdot \eta_{t3}}$	863,38	
98. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pг3} \cdot \Delta T_{t3} \cdot \beta_{t3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	290,447	
99. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	59,022	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.02.ПЗ	Арк.
						24

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
100. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot \nu_{вх}$	58,137	
101. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	57,265	
102. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{кз}$	51,244	
103. Годинна витрата палива на двигун $G_{нал_год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пкз} \cdot 3600$	3917	
104. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	52,332	
105. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ох1}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох1}$	4,303	
106. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	56,984	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ох2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох2}$	1,0620	
108. Витрата газу через ТГ $G_{т3}$, кг/с	$\beta_{т3} \cdot G_{к1}$	58,295	
109. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$, кг/с	$\beta_{гв} \cdot G_{к1}$	58,527	
110. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_год} / N_e$	0,233	
111. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3600	

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

[illegible]

РОЗДІЛ 3 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

3.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

КНТ: Тиск повітря на вході в КНТ $P_1=0,1000$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2=0,5310$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1=288$ К температура повітря за КНТ $T_2=491,232$ К; витрата повітря через КНТ $G_k=58,137$ кг/с.

КВТ: Тиск повітря на вході в КВТ $P_1=0,5290$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2=2,432$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1=491,23$ К; температура повітря за КВТ $T_2=785,59$ К; витрата повітря через КВТ $G_k=57,265$ кг/с

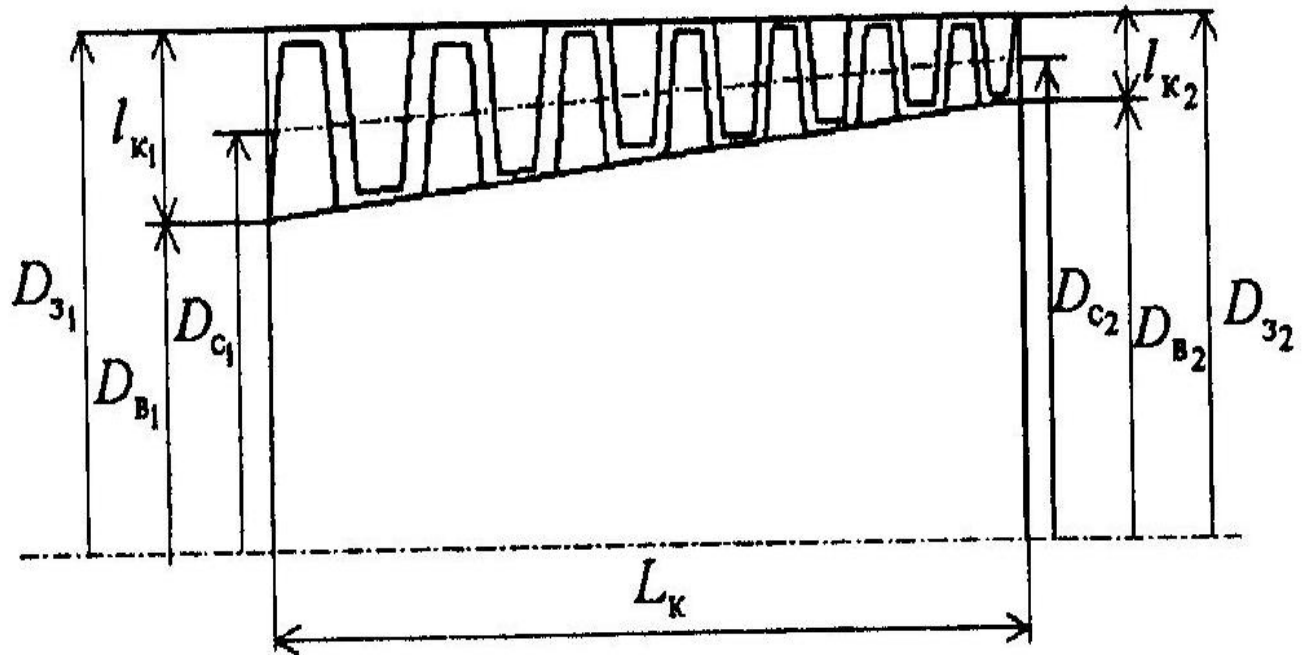


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.03.ПЗ	Арк.
						27

Таблиця 3.1 – Габаритний розрахунок осевих компресорів ГТД

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{з1}$, м/с	Приймається[1]	300	285
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	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{з1}$	135,00	128,25
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,4020	1,3860
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} R T_1}}$	0,4350	0,3170
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,6330	0,48
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,386	0,124
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{вт}$	Приймається[1]	0,55	0,80
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор $D_{з1}$, м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{вт}^2)}}$	0,84	0,663
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{в1}$, м	$\bar{d}_{вт} \cdot D_{з1}$	0,462	0,53
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{с1}$, м	$\frac{1}{2}(D_{з1} + D_{в1})$	0,651	0,597
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$(D_{з1} - D_{в1}) / 2$	0,189	0,066
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{з1}}{\pi \cdot D_{з1}}$	6822	8212
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається[1]	ВТЗ-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{МК}$, кг/м ³	Приймається[1]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається[1]	950	920
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{к1}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{МК}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	101,9	82,09

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
					28

КР.142.4237ст3.01.03.ПЗ

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{міц1}$	σ_K / σ_{K1}	9,517	11,572
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9 \div 1,0) c_{a1}$	128,25	115,425
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3860	1,3570
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,317	0,2265
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,48	0,48
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,125	0,047
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_c = \text{const}$	$D_a = \text{const}$
	$D_{c2} = D_{c1}$	0,651	
	$D_{B2} = D_{c2} - \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c2}}$	0,59	
	$D_{32} = D_{c2} + \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c2}}$	0,712	
	$D_{B2} = D_{B1}$		0,53
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$		0,584
	$D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,557
25. Висота останньої лопатки компресора l_{K2} , м	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,061	0,027
26. Ступінь підвищення тиску в компресорі π_K	Приймається[1]	5,326	4,6
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{KCT}	Приймається[1]	1,22	1,17
28. Число ступенів компресора z_K	$\frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{KCT}}$	8	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CK} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,256	0,086

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

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_c = \text{const}$	$D_b = \text{const}$
	$D_{c1} = D_{cc}$	0,728	
	$D_{bc} = D_{cc} - \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,616	
	$D_{zc} = D_{cc} + \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,84	
	$D_{bc} = D_{b1}$		0,53
	$D_{zc} = \sqrt{D_{bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$		0,625
	$D_{cc} = (D_{bc} + D_{zc}) / 2$		0,577
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{kc} , м	$(D_{zc} - D_{bc}) / 2$	0,112	0,047
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{лк}$	D_{cc} / l_{kc}	6,504	12,236
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стк}$	$0,087353 + 0,02604 v_{лк} + 0,00092 \times v_{лк}^2 + 0,00004 v_{лк}^3$	1,093	1,403
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стк}$, м	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{стк}$	0,122	0,066
38. Осьовий габарит проточної частини L_k , м	$L_{стк} \cdot z_k$	0,978	0,662
39. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}$, м	$0,22 \cdot D_{31}$	0,151	—
40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,378	—
41. Довжина переходника компресора $L_{п.к.}$, м	$0,34 \cdot D_{32}$	0,249	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.03.ПЗ	Арк.
						30

3.2 Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз} = 57,57$ кг/с; Годинна витрата палива на двигун $G_{пал, год} = 4932,6$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{пдиф} = 64,62$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,99$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 50056$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,24$.

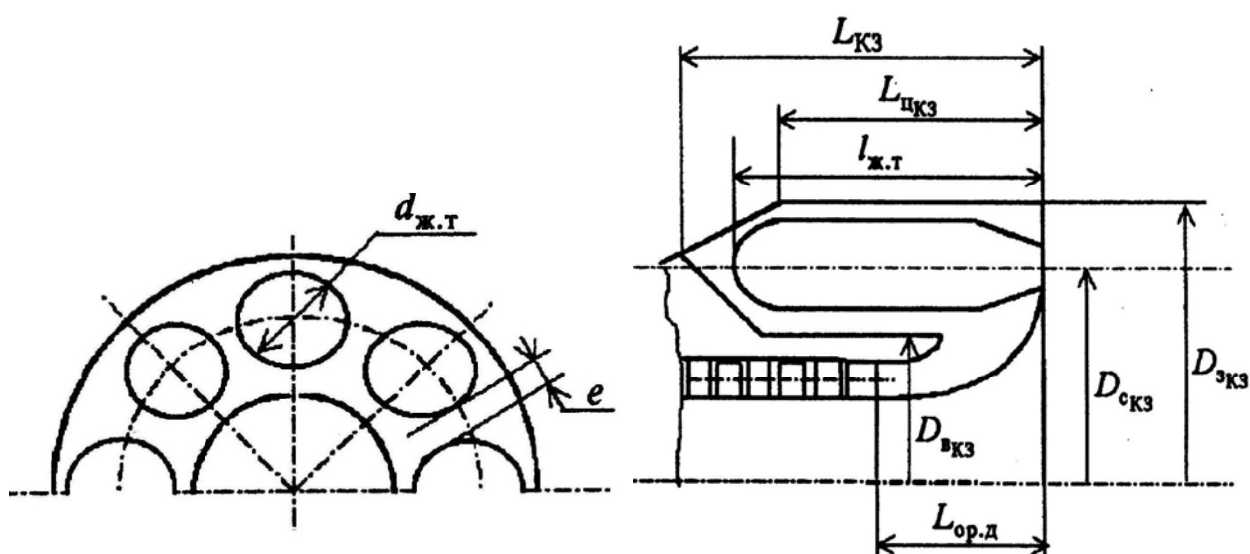


Рисунок 3.2 – Схема трубчасто-кільцевої протитокової КЗ

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.03.ПЗ	Арк.
						31

Таблиця 3.2 – Габаритний розрахунок протитокової камери згоряння

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$2,432 \cdot 10^6$
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[1]	1000
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,069
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[5]	16
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	$4,298 \cdot 10^{-3}$
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[1]	0,7
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,25
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,1340
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,435
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,2 \cdot d_{ж.т.}$	0,027
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,824
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.8)	1,4
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	22,516
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	28,728
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,226
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,3 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	0,519
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{с_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,025
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,624
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,56 \cdot D_{с_{2_{кз}}}$	0,312
20. Довжина циліндричної частини камери згоряння $L_{ц_{кз}}$, м	$l_{ж.тр.} / b$	0,395
21. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,10 \cdot l_{ж.т.}$	0,501

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

					КР.142.4237ст3.01.03.ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

ТВТ: Витрата газу через ТВТ $G_T=52,332$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox}=4,303$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3=1490$ К; температура газу за ТВТ $T_4=1182$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3=2,335$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4=0,845$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T=0,88$.

ТНТ: Витрата газу через ТНТ $G_T=56,984$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox}=1,062$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3=1182$ К; температура газу за ТНТ $T_4=998,63$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3=0,845$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4=0,397$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T=0,89$.

ТГ: Витрата газу через ТГ $G_T=58,295$ кг/с; температура газу перед ТГ $T_3=998,63$ К; температура газу за ТГ $T_4=735,05$ К; тиск газу перед ТГ $P_3=0,397$ МПа; тиск газу за ТГ $P_4=0,103$ МПа; внутрішній ККД ТГ $\eta_T=0,92$.

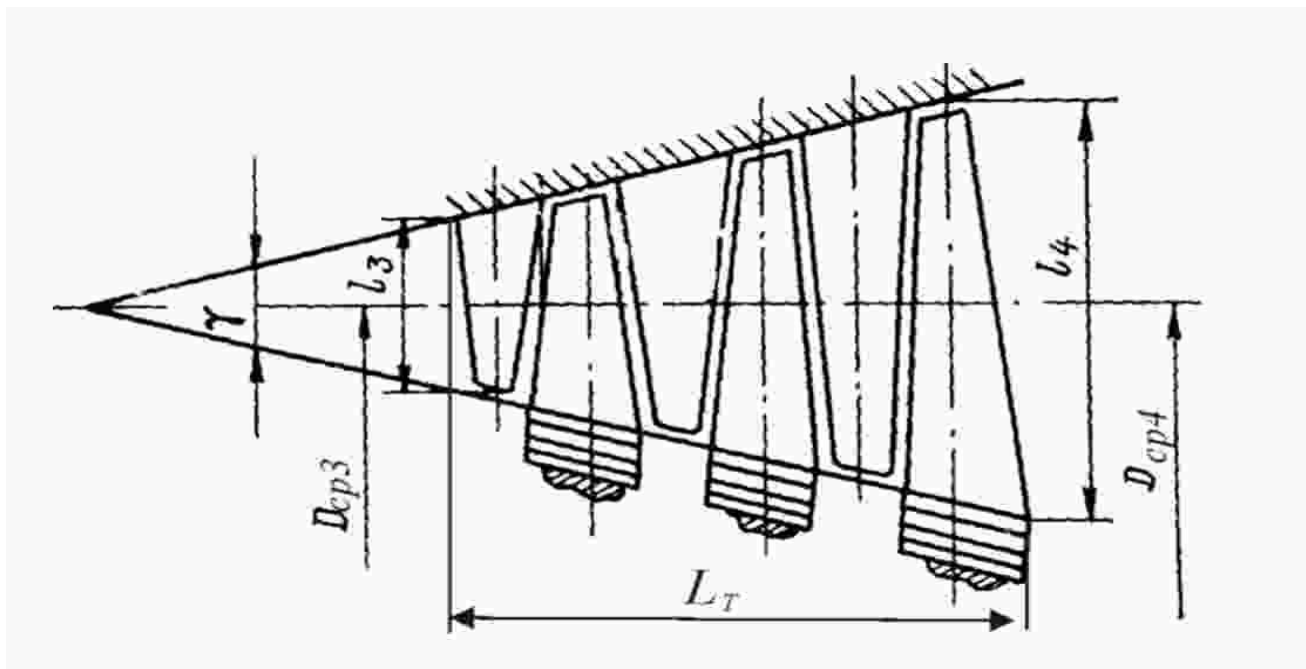


Рисунок 3.3 – Меридіанний переріз турбіни ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.03.ПЗ	Арк.
						33

Таблиця 3.3 – Габаритний розрахунок осьових турбін ГТД

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg[1 - (\Delta T/T)_{\text{ст}}]}$	1	1	3
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_a^* \cdot 10^5$, кДж/кг	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_{p\gamma} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	4,147	2,509	3,65
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня ν_T	Приймається[1]	15	12	9
5. Корнева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається[1]	0,27	0,1	0,05
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot \nu_T - 1}{\nu_T^2}$	0,399	0,26	0,26
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,98	0,98	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	691,94	597,273	411,658
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_T}$	1,2920	1,3090	1,3230
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,995	0,9620	0,7190
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається[1]	14	20	25
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \cdot \left[\frac{\kappa_{T3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{T3} - 1)}{(\kappa_{T3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{T3} - 1}}$	0,9996	0,9980	0,9070
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,0900	0,171	0,305
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,95	0,95	1,0000
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,03	0,057	0,097
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,032	0,06	0,102
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня ν_T	D_{C_3} / l_{p1}	29,913	15,75	9,797
18. Оптимальна характеристика ступеня $\nu_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,807	0,635	0,612
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається	8212	6822	5300

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.03.ПЗ	Арк.
						34

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в кореновому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4r}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	2,763	2,308	3,559
38. Діаметри на виході з турбіни				
$D_c = const$	$D_{c4} = D_{c3}$ $D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$ $D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,95 0,914 0,986	0,95 0,89 1,01	
$D_B = const$	$D_{4B} = D_{3B}$ $D_{43} = \sqrt{D_{4B}^2 + 4F_4 / \pi}$ $D_{4c} = (D_{4B} + D_{43}) / 2$			0,903 1,266 1,084
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4}) / 2$	0,036	0,06	0,181
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня V_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	26,515	15,797	5,976
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст.}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,099	0,176	0,462
42. Габаритні розміри				
$D_c = const$	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{Bc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$ $D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,95 0,917 0,983	0,95 0,891 1,009	
$D_B = const$	$D_{Bc} = D_{B3}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{cm} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$			0,903 1,184 1,044
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,033	0,059	0,141
44. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065 + 0,05899 v_T + 0,00331 \times v_T^2 + 0,00003 v_T^3$	-	1,74	0,765
45. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}$, м	$l_{Tc} \cdot \bar{L}_{стт}$	0,100	0,103	0,108
46. Осьовий габарит проточної частини L_T , м	$L_{стт} \cdot z_T$	0,100	0,103	0,323

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
					36

КР.14.2.4.237см3.01.03.ПЗ

M 1:15

3700

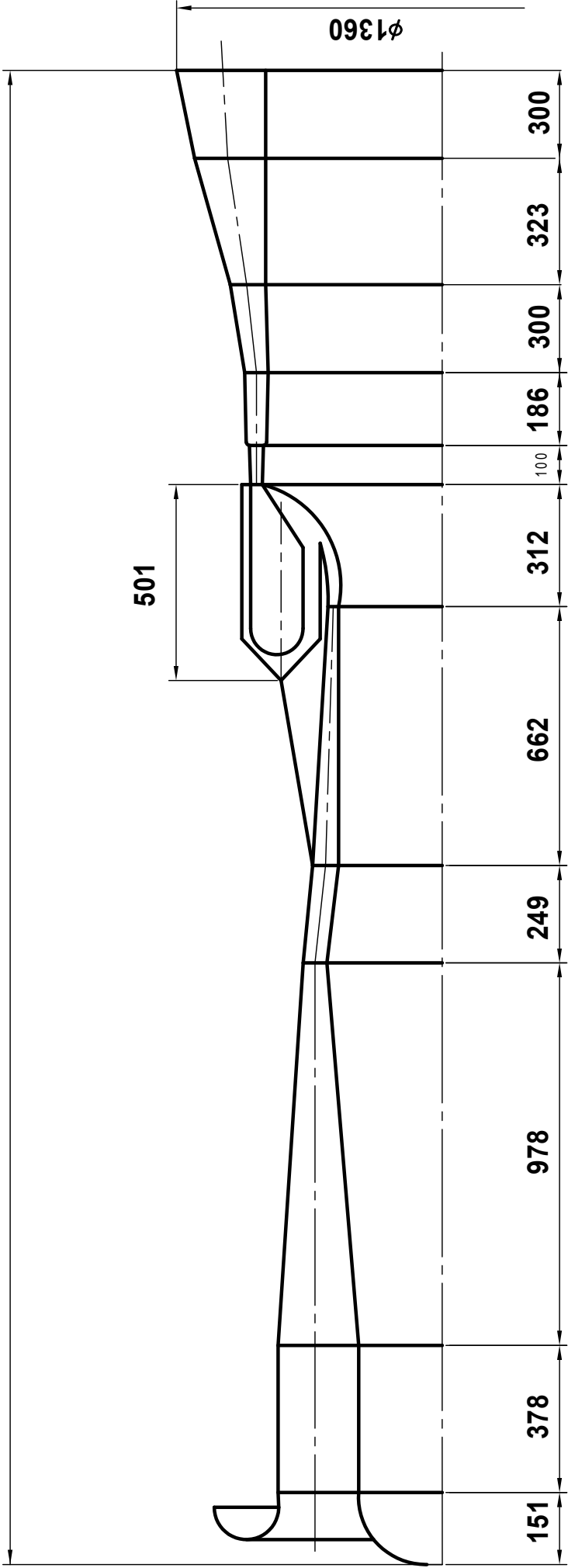


Рисунок 3.4 - Ескіз мередіонального перерізу проточної частини ГТД

МнБ, № подл.	Подл. у дата	Взам. члБ, №	МнБ, № дцл	Подл. у дата
--------------	--------------	--------------	------------	--------------

МнБ, № подл.	Подл. у дата	Взам. члБ, №	МнБ, № дцл	Подл. у дата
КР.14.2.4.237см3.01.03.ПЗ				
Лист	37			

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
Зм.		Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.04.ПЗ				
Студент.		Колко В.К.				Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчатої турбіни низького тиску		Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.							38	47
Консульт.								НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.								

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

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

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

Слід зазначити, методика розрахунку ступеня осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є плоскорівнобіжним. Таке допущення може бути прийняте і не вносить істотних погрешностей у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = D_{cp}/l_p \geq 10 \dots 12$. У противному випадку по-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.04.ПЗ	Арк.
						39

тік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Результати розрахунку зведені до табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Робоче тіло (продукти згоряння дизельного палива)	Вихідні дані	—
2. Витрата робочого тіла G , кг/с	Вихідні дані	56,984
3. Статичні параметри на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Вихідні дані	$844,7 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Вихідні дані	1182
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Вихідні дані	120,0
5. Статичний тиск за ступенем p_2 , Па	Вихідні дані	$397,2 \cdot 10^3$
6. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихідні дані	6822
7. Коефіцієнт надлишку повітря α	Вихідні дані	3,186
8. Температура робочого тіла за ступенем T'_{2t} , К	Береться із подальшим уточненням $T_0 - (80 \dots 120)$	1082
9. Середня температура процесу в ступені T_{cp} , К	$0,5 (T_0 + T'_{2t})$	1132
10. Теплоємність робочого тіла c_p , Дж/(кг·К)	Приймається[7]	1273
11. Комплекс $m = \frac{k-1}{k}$	Приймається[7]	0,229
12. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,297
13. Газова стала R , Дж/(кг·К)	$c_p m$	291,52
14. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	668,39
15. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,18
16. Повні параметри на вході до ступеня:		
тиск p_0^* , Па	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$	$862,5 \cdot 10^3$
температура T_0^* , К	$T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)$	1187

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.04.ПЗ	Арк.
						40

17. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	245900
18. Температура газу за ступенем T_{2t} , К	$\frac{c_p T_0^* - \Delta h_a^*}{c_p}$	994,05
19. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня c_{ad} , м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	701,28
20. Віяловість ступеня $\lambda = D_{cp2}/l_p$	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	20
21. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_κ	Береться 0,03...0,05[7]	0,4
22. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_\kappa + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,498
23. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 11...20	14,0
24. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,95...0,98	0,98
25. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	123600
26. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	487,18
27. Характеристика ступеня $v_{ad} = u_1/c_{ad}$	$\frac{\varphi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,671
28. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ad} v_{ad}$	470,35
29. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	$\frac{60u_1}{\pi n}$	1,317
30. Розрахункова температура робочих лопаток $T_{розр}$, К	$T_0^* - \frac{u_1^2}{2c_p} \left(\frac{2\varphi\sqrt{1-\rho} \cos \alpha'_1}{v_{ad}} - 1 \right)$	1099
31. Марка матеріалу	Береться з [7]	ЧС88
32. Густина матеріалу лопаток ρ_m , кг/м ³	Визначається залежно від обраної марки матеріалу [7]	8100

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

33. Границя тривалої міцності матеріалу σ_{mp} , Па	Визначається залежно від обраної марки матеріалу і розрахункової температури лопаток [7]	$300 \cdot 10^6$
34. Напруження розтягу в кореновому перерізі робочих лопаток σ_p , Па	$(1,4 \dots 2,0) \rho_m \frac{u_1^2}{\lambda}$	$123,9 \cdot 10^6$
35. Сумарні максимальні напруження в робочій лопатці σ , Па	$\sigma_p \left(1 + \frac{\sigma_{32}}{\sigma_p} \right)$, де $\sigma_{32} / \sigma_p \approx 0,1 \dots 0,2$	$148,7 \cdot 10^6$
36. Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_σ	σ_{mp} / σ	2,42
37. Перевірка умови	$n_\sigma \geq 1,5 \dots 2,0$	виконується
38. Розрахункова температура робочих лопаток з урахуванням охолодження $T_{розр}$, К	Береться [7]	1100
39. Границя тривалої міцності матеріалу σ_{mp} , Па	Визначається залежно від обраної марки матеріалу і розрахункової температури лопаток [7]	$300 \cdot 10^6$
40. Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_σ	σ_{mp} / σ	2,018
41. Перевірка умови	$n_\sigma \geq 1,5 \dots 2,0$	виконується
42. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	4893
43. Статичні параметри робочого тіла за сопло- вою решіткою:		
тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	$594,3 \cdot 10^3$
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2 c_p}$	1094
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	1,864
44. Критичне відношення тисків $p_{кр} / p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,546

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.04.ПЗ	Арк.
						42

45. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,689
46. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град:		
при $(p_1/p_0^*) \geq (p_{кр}/p_0^*)$	α'_1	14,0
при $(p_1/p_0^*) < (p_{кр}/p_0^*)$	$\arcsin \sin \alpha'_1 \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}}$	—
47. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	643,15
48. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,757
49. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,063
50. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_\kappa$,	Береться 4...20 [7]	4,0 (2,0 + 2,0)
51. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,020 [7]	0,010
52. Коефіцієнт $(l/B)_c$	Береться з [7]	1,4
53. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,045
54. Коефіцієнт $(l/B)_p$	Береться з [7]	1,5
55. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$ [7]	$3,45 \cdot 10^{-4}$
56. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(tg\gamma_n + tg\gamma_\kappa) - \delta_r}{(l/B)_p - tg\gamma_n - tg\gamma_\kappa}$	0,045
57. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,067
58. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_\kappa}{2}$	1,317
59. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	470,35
60. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	19,687
61. Мінімально допустима при знайдений λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_\kappa + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,499

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.04.ПЗ	Арк.
						43

62. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,003 %
63. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ (кут α_0 береться рівним 90°) [7]	40
64. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,07
65. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$	Береться 0,75...0,90	0,80
66. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	117,88
67. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	88,86
68. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,98 [7]	0,98
69. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	122300
70. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	129300
71. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	498,32
72. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	5120
73. Статичні параметри потоку на виході з робочої решітки:		
температура T_2 , К	$T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2c_p}$	1002
густина ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,36
74. Швидкість звуку на виході з робочої решітки a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	615,49
75. Число Маха на виході з робочої решітки M_{w2}	w_2 / a_2	0,81

¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.22 цієї таблиці

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.04.ПЗ				
					Арк.				
					44				

76. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	17,69
77. Кут установки профілів робочої решітки β_y , град	Береться з [7]	63,5
78. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,05
79. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p / b_p$	0,4 ρ + 0,6	0,799
80. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	151,51
81. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2 / 2$	11480
82. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	88,34
83. Колові складові абсолютних швидкостей:		
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	472,7
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	4,398
84. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	224400
85. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,913
86. Характеристики ущільнення діафрагми:		
число щілин z	конструкція ущільнення[7]	10
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15) [7]	0,3
радіальний зазор $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020[7]	0,0003
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення [7]	0,2
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	$1,885 \cdot 10^{-4}$
87. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{y.д}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,018
88. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{y.д}$	$\frac{G_{y.д}}{G} \eta_u$	0,00029
89. Характеристики периферійних зазорів:		
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	(0,001...0,002)	0,002

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

коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5[7]	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80[7]	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення[7]	2
90. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$1,8 \cdot 10^{-4}$
91. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори $\xi_{заз}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0095
92. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,612
93. Коефіцієнт K_m	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,58 \cdot 10^{-3}$
94. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажу о робоче тіло ξ_{mp}	$K_m \frac{D_{cp1}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{cp}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{a0}}\right)^3$	0,019
95. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{y.o} - \xi_{заз} - \xi_{mp}$	0,884
96. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	217400
97. Внутрішня потужність ступеня N_i , Вт	$G \Delta h_i$	$12390 \cdot 10^3$

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

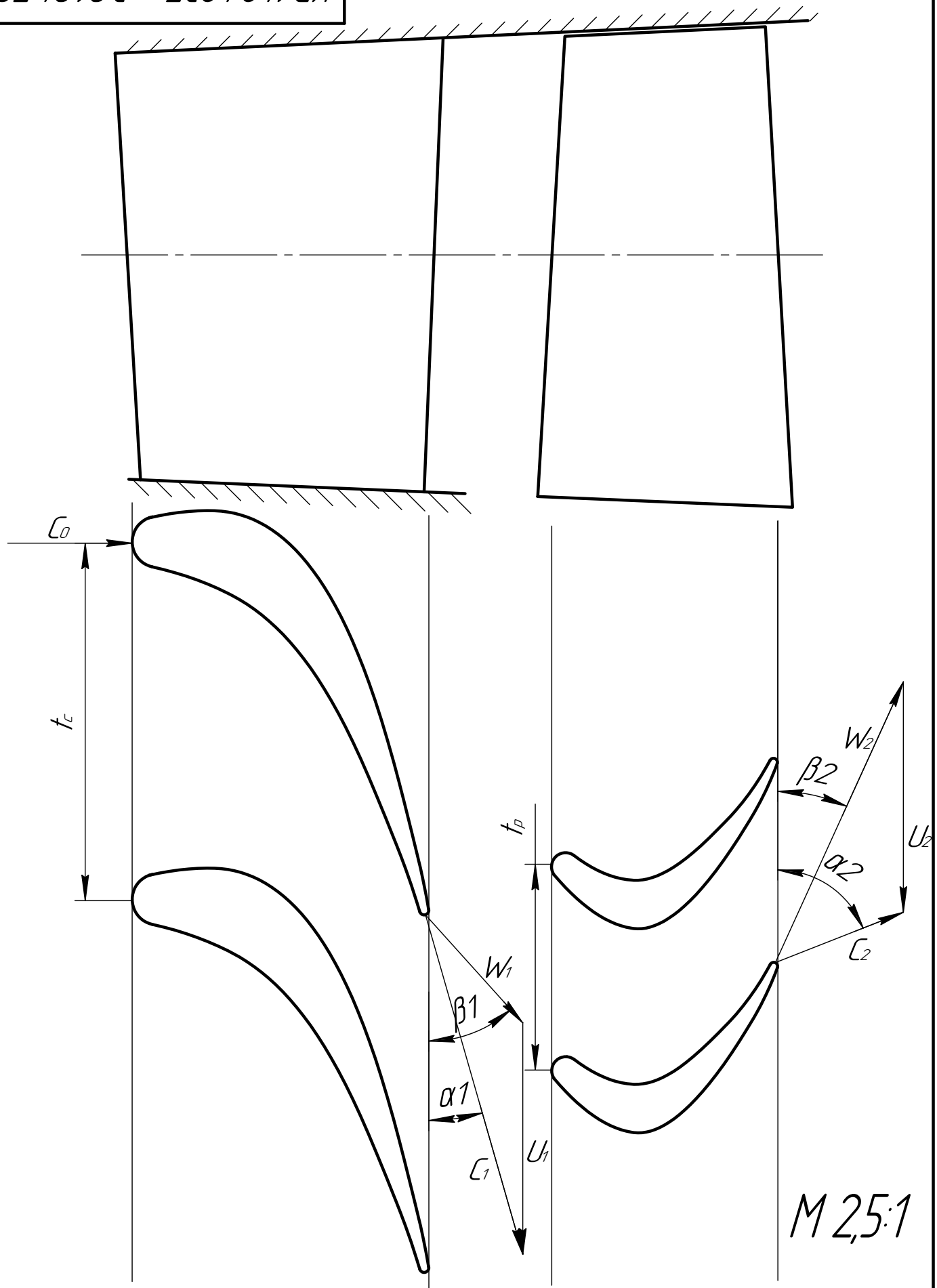


Рисунок 4.1 – Ескіз проточної частини ТНТ

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.4237см3.01.04.ПЗ

Лист
47

[illegible]

РОЗДІЛ 5

5.1. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску

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

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{\text{сн}2} = 1,317 \text{ м}$;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,067$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки

$$u_{2cp} = 470,35 \text{ м/с};$$

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

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{\text{лн}} = 655,16 \text{ м/с}$;

відношення $(u/c_1)_{\text{ср}}=0,637$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 89,98^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp}=151,51$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 17,69^\circ$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 498,32$ м/с;

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

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,98$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції. Результати розрахунку зведені до табл.5.1.

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 89,98^0$; абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 151,51$ м/с; кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 17,69^0$; відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 498,32$ м/с; швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,97$; швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,98$. Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції. Результати розрахунку зведені до табл.5.1. За результатами розрахунку будуюмо профілі соплових і робочих лопаток турбінного ступеня на трьох перерізах: кореневому, середньому та периферійному (рис.5.2).				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ				Арк.
				49

Таблиця 5.1 – Розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p);$ для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2};$ для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,625	0,658	0,692
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,949	1	1,051
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	446,46	470,35	494,24
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	511,73	487,18	465,06
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	13,32	14	14,68
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,606	0,671	0,738
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	32,105	38,92	47,9
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	221,76	187,6	158,85
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	18,56	17,69	16,9

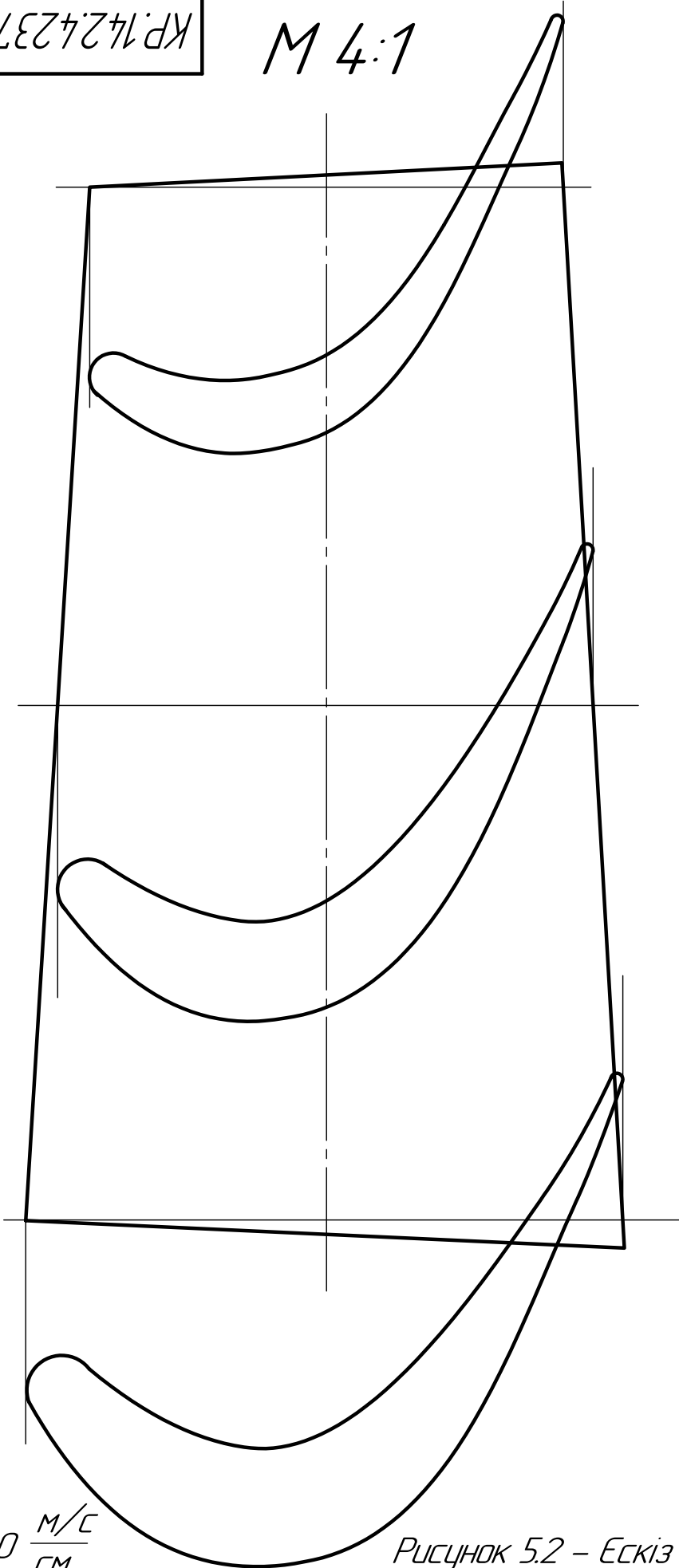
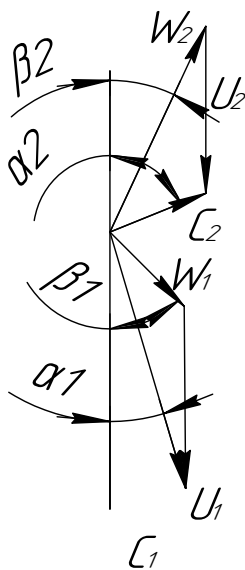
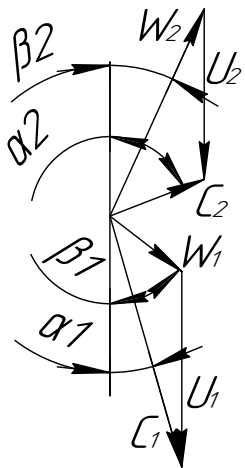
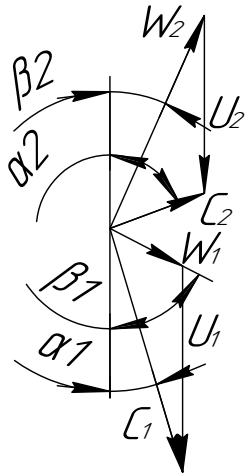
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ	Арк.
						50

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	475,84	498,32	520,93
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$; при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	91,75	91,66	91,58
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	151,5	151,5	151,5
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,406	0,475	0,533

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

					КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



m $n = 180 \frac{m}{cm}$

Рисунок 5.2 – Ескіз закрутки лопатки ТВТ

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

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

5.2. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність

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

витрата газу через турбіну $G = 56,984$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 6822$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,317$ м;

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

число робочих лопаток на вінці $z = 89$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1182$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 594300$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 397200$ Па;

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

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4): швидкості $c_1 = 691,94$ м/с та $c_2 = 225,98$ м/с; кути $\alpha_1 = 14^\circ$ та $\alpha_2 = 89,98^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферійний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	33,65	35,98	38,54
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	20,5	20,15	19,81

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

$$T_{розр} = T_1 = 1182 \text{ К.}$$

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ	Арк.
						53

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

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

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

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

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для використовуваного матеріалу [8]:

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

Оскільки випробування на тривалу міцність проводилися тільки для декількох значень температури і часу до руйнування, то для визначення необхідного значення границі тривалої міцності скористаємося способом інтерполяції, який запропонували Ф. Ларсон та Дж. Міллер [9].

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

$$P_{\text{л}} = T (\lg \tau + C),$$

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

Розраховані значення зведемо до табл.5.2.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ					Арк.
										54

Таблиця 5.2 - Розраховані значення

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

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

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

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

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

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

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

4) Розрахунок робочих лопаток на міцність проводиться після термогазодинамічного розрахунку турбінного ступеня і виконаного профілювання лопаткового апарату, наслідком чого є побудова профілю досліджуваної робочої лопатки в трьох характерних перерізах: кореневому, середньому і периферійному (див. рис.5.2).

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ					Арк.
										55

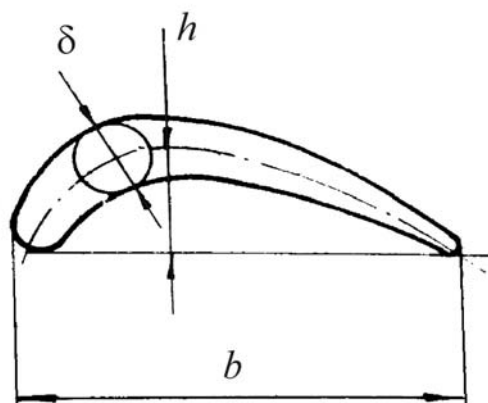
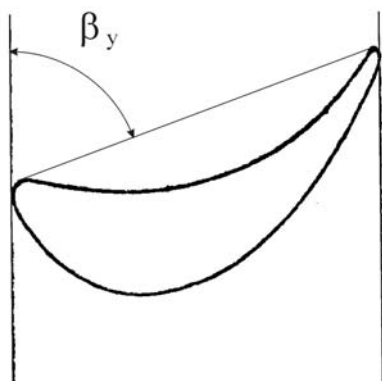


Рисунок 5.3 – Геометричні характеристики профілю

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

Наприклад, згідно з [7, с.236], кут установки профілю

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

Розмір хорди профілю

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

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

$$\delta \geq (0,040...0,045) \text{ b}.$$

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

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

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.5.3.

					КР.142.4237сТ3.01.05.ПЗ	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3 - Результати замірювання

Переріз	Ширина профілю, м	Кут установки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбільша товщина профілю, м	Найбільша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	0,02	61,5	0,023	0,006	0,008	0,000065
Середній	0,018	60,3	0,021	0,003	0,007	0,000032
Периферійний	0,016	59,0	0,019	0,002	0,007	0,000017

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [7, с.236]:

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

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

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства НВКГ "Зоря"-Машпроект" наведена на рис.5.4 [10].

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

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

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

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

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

де $F_o = 0,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

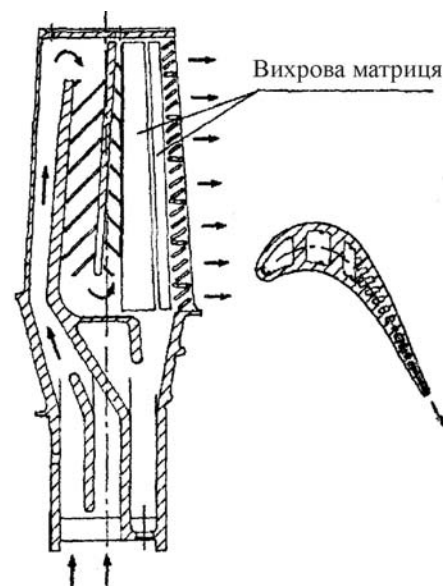


Рис.5.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ		Арк.
							57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$a = \frac{F_o - F_n}{l^m} = \frac{(0,65 - 0,17) \cdot 10^{-4}}{0,032^{0,541}} = 3,05 \cdot 10^{-4},$$

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\text{н}} = \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{с}}} = \frac{0,17 \cdot 10^{-4}}{0,65 \cdot 10^{-4}} = 0,269.$$

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

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 8212}{30} = 860 \text{ c}^{-1}.$$

$$C_{\frac{2}{6}} = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_{\frac{6}{6}}^2 \Delta_{\frac{6}{6}} h_{\frac{6}{6}} = \frac{2 \cdot 3,14}{89} \cdot 8100 \cdot (860)^2 \cdot (0,450)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,030 = 5130 \text{ H},$$

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

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

$$= \frac{0,541 + 0,269}{0,541 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 860^2}{2} 0,950 \cdot 0,032 + \frac{5130}{0,65 \cdot 10^{-4}} \right] = 89,4 \text{ МПа.}$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н. Кутова швидкість обертання ротора $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 8212}{30} = 860 \text{ с}^{-1}.$ Відцентрова сила від ваги бандажної полиці $C_{\text{г}} = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_{\text{г}}^2 \Delta_{\text{г}} h_{\text{г}} = \frac{2 \cdot 3,14}{89} \cdot 8100 \cdot (860)^2 \cdot (0,450)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,030 = 5130 \text{ Н},$ де радіус центру ваги бандажної полиці $r_{\text{г}} = 0,450$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_{\text{г}} = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_{\text{г}} = 0,030$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни. Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу $\sigma_{\text{ро}} = \frac{m + \mu_{\text{п}}}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{\text{сп}2} l + \frac{C_{\text{г}}}{F_{\text{о}}} \right] =$ $= \frac{0,541 + 0,269}{0,541 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 860^2}{2} \cdot 0,950 \cdot 0,032 + \frac{5130}{0,65 \cdot 10^{-4}} \right] = 89,4 \text{ МПа}.$
					Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ Арк. 58

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

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

$$\alpha = 90^{\circ} - \beta_v = 90 - 61,5 = 28,5^{\circ},$$

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.5.5)¹. Для цього використовуємо формули [11, 12]:

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

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

$$= -0,053 \frac{0,023 \cdot 0,006^3}{0,008} \left[1 + \left(\frac{0,008}{0,006} \right)^2 \right] = -8,27 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3;$$

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

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

$$W_{FA} = -0,088b^2\delta = -0,088 \cdot 0,023^2 \cdot 0,006 = -2,60 \cdot 10^{-7} \text{ M}^3;$$

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

$$W_{\tilde{C}} = 0,066b^2\delta = 0,066 \cdot 0,023^2 \cdot 0,006 = 1,95 \cdot 10^{-7} \text{ M}^3,$$

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

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

$$P_u = \frac{G}{Z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{52,332}{89} (691,94 \cos 14 + 225,98 \cos 89,98) = 394,8 \text{ H},$$

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

$$= \frac{52,332}{89}(691,94 \sin 14 - 225,98 \sin 89,98) + \frac{3,14 \cdot 0,950}{89} 0,032 \cdot (2335000 - 845000) = 1564,4 \text{ H.}$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$\underset{P}{P} = \underset{P}{P} \sin \alpha + \underset{P}{P} \cos \alpha = 1564,4 \sin 28,5 + 394,8 \cos 28,5 = 1094 \text{ Н},$$

$$P = P \cos \alpha - P \sin \alpha = 1564,4 \cos 28,5 - 394,8 \sin 28,5 = 1185,9 \text{ Н.}$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки A :

Підпис і дата	10) З боку газу на робочу лопатку діє газодинамічна сила P , яку можна розкласти на дві складові – колову P_u та осьову P_a . Використовуючи рівняння Ейлера, розрахуємо ці складові:				
Інв. № дубл.	$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{52,332}{89}(691,94 \cos 14 + 225,98 \cos 89,98) = 394,8 \text{ Н},$				
Взам. інв. №	$P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{\pi D_{cp^2}}{z}l(p_1 - p_2) =$ $= \frac{52,332}{89}(691,94 \sin 14 - 225,98 \sin 89,98) + \frac{3,14 \cdot 0,950}{89}0,032 \cdot (2335000 - 845000) = 1564,4 \text{ Н}.$				
Підпис і дата	Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:				
Інв. № подл.	$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 1564,4 \sin 28,5 + 394,8 \cos 28,5 = 1094 \text{ Н},$				
	$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 1564,4 \cos 28,5 - 394,8 \sin 28,5 = 1185,9 \text{ Н}.$				
11) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:					
для точки A :					
					Арк.
					60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ

5.3. Розробка системи змащення ГТА

5.3.1 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 маслоблока 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 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.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ	Арк.
						62

5.3.2 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 маслоагрегату 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 відкачуваючих насоси маслоагрегата Н1 працюють паралельно з насосами відкачувального маслоагрегата з електроприводом Н3; при цьому з нижньої коробки приводів масло надходить безпосередньо до відкачувального насоса маслоагрегата Н1, без використання трубопроводів.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ	Арк.
						63

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 навішним 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, перехідника, масловіддільного бака БМ1 і з відкачувального трубопроводу ОВ ТГ по трубах суфлірування відводиться в статичний масловіддільник МС1. У статичному масловіддільнику МС1, який має два ступіня 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 кільцювці 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 после натискання кнопки “Пуск”.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ
					Арк.
					64

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 КНД) і на лінії відкачки (перед і після маслоохолоджувача АТ1) змірюється 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. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.05.ПЗ Арк. 65

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата										
					КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ									
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці					Літ.		Арк.	Аркушів
Студент.	Колко В.К.													
Керівник	Козловський А.В.													
Консульт.														
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.													
						НУК								

ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1. Загальні питання

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	природного середовища. Факт наявності такої ситуації підтверджується спеціалістами з охорони праці підприємства з участю представника профспілки і уповноваженого трудового колективу, а в разі виникнення конфлікту – відповідним органом державного нагляду за охороною праці з участю представника профспілки. За період простою з цих причин не з вини працівника за ним зберігається середній заробіток. Працівник має право розірвати трудовий договір за власним бажанням, якщо власник не виконує законодавство про охорону праці, умови колективного договору з цих питань. У цьому випадку працівникові виплачується вихідна допомога в розмірі, передбаченому колективним договором, але не менше тримісячного заробітку." Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці звести до мінімуму імовірність ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ Арк. 67

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

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

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ 68

6.2. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі компресорної станції

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. До того ж, сам об'єкт транспортування – природний газ – становить загрозу виникнення вибухопожежної ситуації на газоперекачувальній станції. 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.

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.

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

Згідно з ГОСТ 12.1.005-76 «Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги» встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл.6.1).

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ	Арк.
						69

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.

Таблиця 6.1 - Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин

Речовина	Пил	Сажа (С)	Оксид вуг- лецю СО	Альде- гід СН ₂ О	Бензпірен С ₂₀ Н ₁₂	Оксид азоту NO ₂	З'єднання сірки	
							SO ₂	H ₂ SO ₄
Гранично допу- стима концент- рація, мг/м ³	—	4	20	0,7	0,00015	9	—	1

На підставі цього ГОСТом 12.1.005-76 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.6.2).

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

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ					

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

Таблиця 6.2 – ГДК повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря поза постійних робочих місць, °С
холодний і перехідний	15...21	75	0,4	13...24
теплий	Не більше ніж на 5 вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год, але не більше 28	При 25°С не більше 70 При 24°С і нижче не більше 75	0,5...1,0	Не більше ніж на 5 вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год

Згідно з нормами БНіП II-4-79 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл.6.3).

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ 71				Арк.

Таблиця 6.3 - Рівні мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь

Приміщення і поверхні	Мінімальна освітленість $E_{\min}$, лк	
	При люмінесцентних лампах	При лампах розжарювання
Машинні приміщення:		
Розподільні пристрої і пульти керування	100	75
Місця керування головними механізмами	100	75
Котельні приміщення:		
Площадки обслуговування котлів	100	—
Приміщення димососів, вентиляторів	100	—
Конденсаторна, хімводоочищення, деаераторна, бойлерна	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 працездатності, поганого самопочуття, порушень серцевої діяльності. Вібрація може не викликати больових відчуттів, але утруднить проведення виробничих процесів.

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

Шум. За своєю природою шум в ГТА ділиться на шуми аеродинамічного (газодинамічного) та механічного походження, причому найбільше значення має аеродинамічний шум, що випромінюється повітрязабірним трактом ГТА. Основним джерелом цього шуму є компресор, при роботі якого рівень сумарного шуму досягає 135...145 дБ. В свою чергу джерелами шуму компресорних установок є повітрязабі-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ				Арк.
				72

рні та вихлопні (для скидання повітря) повітроводи, що виходять в атмосферу, а також корпуси компресорів. Шум турбокомпресорів та турбін є високочастотним, що пов'язано з природою виникаючого шуму (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.

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

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

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

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

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

При дії шуму дуже високих рівней (більше 145 дБ) 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.6.4).

Інв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ	Арк. 73

Таблиця 6.4 - Допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях

Робочі місця	Рівень звукового тиску, дБ, в октавних полосах зі середньгеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабіни спостережень і дистанційного управління:								
Без мовного зв'язку по телефону	94	87	82	78	75	73	71	70
З мовним зв'язком по телефону	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.

Компресорна станція магістрального газопроводу, 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.

Аналіз зареєстрованих великих 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.

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

					КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.3 Засоби гасіння пожежі в цеху компресорної станції

Основою пожежогасіння є примусове припинення процесу горіння. На практиці використовують декілька способів припинення горіння.

Спосіб охолодження ґрунтується на тому, що горіння речовини можливе тільки тоді, коли температура її верхнього шару вища за температуру його запалювання. Якщо з поверхні горючої речовини відвести тепло, тобто охолодити її нижче температури запалювання, горіння припиняється.

Спосіб розведення базується на здатності речовини горіти при вмісті кисню у атмосфері більше 14-16% за об'ємом. Зі зменшенням кисню в повітрі нижче вказаної величини полум'яне горіння припиняється, а потім припиняється і тління внаслідок зменшення швидкості окислення. Зменшення концентрації кисню досягається введенням у повітря інертних газів та пари іззовні або розведенням кисню продуктами горіння (у ізольованих приміщеннях).

Спосіб ізоляції ґрунтується на припиненні надходження кисню повітря до речовини, що горить. Для цього застосовують різні ізолюючі вогнегасні речовини (хімічна піна, порошок та інше).

Спосіб хімічного гальмування реакцій горіння полягає у введенні в зону горіння галоїдно-похідних речовин (бромисті метил та етил, фреон та інше), які ігри потраплянні у полум'я розпадаються і з'єднуються з активними центрами, припиняючи екзотермічну реакцію, тобто виділення тепла. У результаті цього процес горіння припиняється.

Спосіб механічного гасіння полум'я сильним струменем води, порошку чи газу.

Спосіб вогнеперешкоди заснований на створенні умов, за яких полум'я не поширюється через вузькі канали, переріз яких менше критичного.

Реалізація способів припинення горіння досягається використанням вогнегасних речовин та технічних засобів. До вогнегасних належать речовини, що мають фізико-хімічні властивості, які дозволяють створювати умови для припинення горіння. Серед них найпоширенішими є вода, водяна пара, піна, газові вогнегасні склади, порошки, пісок, пожежостійкі тканини тощо. Кожному способу припинення горіння

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ	Арк.
						75

відповідає конкретний вид вогнегасних засобів. Наприклад, для охолодження використовують воду, водні розчини, снігоподібну вуглекислоту; для розведення горючого середовища - діоксид вуглецю, інертні гази, водяну пару; для ізоляції вогнища - піну, пісок; хімічне гальмування горіння здійснюється за допомогою брометилу, хладону, спеціальних порошків.

Вибір вогнегасної речовини залежить від характеру пожежі, властивостей і агрегатного стану речовин, що горять, параметрів пожежі (площі, інтенсивності, температури горіння тощо), виду пожежі (у закритому або відкритому повітрі), вогнегасної здатності щодо гасіння конкретних речовин та матеріалів, ефективності способу гасіння пожежі.

Оскільки вода є основною вогнегасною речовиною, необхідно приділити особливу увагу створенню та працездатності надійних систем водопостачання.

Відповідно до протипожежних норм, кожне промислове підприємство обладнують пожежним водопроводом. Він може бути об'єднаним з господарсько-питним або водопроводом, який використовують у виробничому процесі. Воду також можна подавати до місця пожежі з водоймищ річок або підвозити в автоцистернах.

Основними елементами устаткування водяного пожежогасіння на об'єктах є пожежні гідранти, пожежні крани, пожежні рукави, насоси та ін.

Пожежні гідранти використовують для відбору води із зовнішнього водопроводу. Біля місця їх розташування повинні бути встановлені покажчики з нанесеними на них: літерним індексом "ПГ", цифровими значеннями відстані в метрах від покажчика до гідранта, внутрішнього діаметра трубопроводу в міліметрах, зазначенням виду водопровідної мережі (тупикова чи кільцева).

Пожежний кран являє собою комплект пристроїв, який складається із клапана (вентиля), встановленого на пожежному трубопроводі і обладнаного пожежною з'єднувальною головкою, та пожежного рукава з ручним стволом. Пожежні крани повинні розміщуватись у вбудованих або навісних шафах, які мають отвори для провітрювання і пристосовані для опломбування та візуального огляду їх без розкривання. Пожежні рукави необхідно утримувати сухими, складеними в "гармошку" або скатку, приєднаними до кранів та стволів. Не рідше одного разу на 6 місяців їх

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					
КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ					Арк.
					76

треба розгортати та згортати заново. На дверцятах пожежних шафок повинні бути вказані після літерного індексу "ПШ" порядковий номер крана та номер телефону для виклику пожежної охорони.

Для ліквідації невеликих осередків пожеж, а також для гасіння пожеж у початковій стадії їх розвитку силами персоналу об'єктів, застосовуються первинні засоби пожежогасіння. До них належать: вогнегасники, пожежний інвентар (покривала з негорючого теплоізоляційного полотна або повсті, ящики з піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати), пожежний інструмент (гаки, ломи, сокири тощо). Їх застосовують для ліквідації невеликих загорянь до приведення в дію стаціонарних та пересувних засобів гасіння пожежі або до прибуття пожежної команди. Кожне приміщення, відділення, цех, транспортні засоби повинні бути забезпечені такими засобами у відповідності з нормами.

Серед первинних засобів пожежогасіння особливе місце займають вогнегасники. Залежно від вогнегасних речовин, що використовуються, вогнегасники ділять на пінні, газові та порошкові (рис. 6.1).

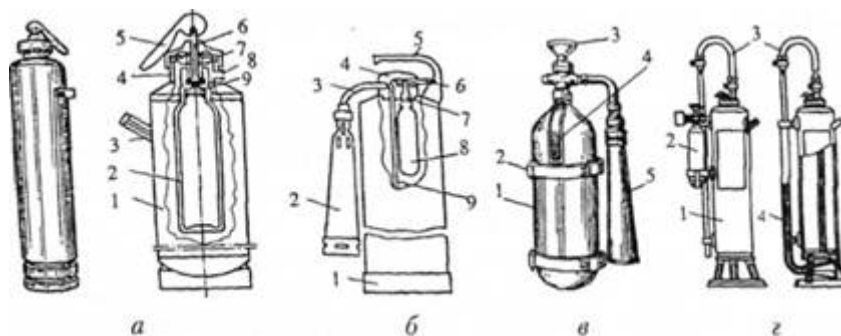


Рисунок 6.1 - Вогнегасники: а) хімічний пінний ВХП-10:1 - корпус, 2 - поліетиленовий стакан з кислим розчином, 3 - ручка, 4 - горловина, 5 - рукоятка, 6 - шток, 7 - кришка, 8 - сприск, 9 - гумовий клапан; б) повітряно-пінний ВПП: 1 - корпус, 2 - дифузор, 3 - гумова трубка, 4 - кришка, 5 - ручка, в ~ важіль, 7 - шток, 8 - балон з повітрям, 9 - трубка сифону; в) вуглекислотний ВВ -2; 1 - суцільнотягнутий сталевий корпус, 2 - хомути кріплення вогнегасника, 3 - маховичок голчастого запірного клапана, 4 - рукоятка, 5 - дифузор; г) порошковий ВП: 1 - корпус, 2 - балон зі стисненим повітрям, 3 - шланг, 4 - патрубок.

Пінні вогнегасники застосовують для гасіння твердих та рідких горючих матеріалів, за виключенням речовин, які здатні горіти та вибухати при взаємодії з піною. Також ними не можна гасити електрообладнання, що знаходиться під напругою.

За способом утворення піни пінні вогнегасники поділяються на хімічні та повітряно-механічні.

Заряд хімічно-пінного вогнегасника ВХП-10 складається з кислотної та лужної частин. При приведенні вогнегасника в дію кислотна та лужна складові змішуються, і відбувається хімічна реакція з інтенсивним виділенням вуглекислого газу. Частина цього газу іде на утворення піни з розчину, який містить піноутворювач. Інша частина створює тиск (до 1 МПа), необхідний для викиду піни. Час дії вогнегасника - 60 с, довжина струменя - 6-8 м, кратність піни - 8-10. У повітряно-пінних вогнегасниках піна утворюється завдяки механічному перемішуванню розчину піноутворювача стиснутим повітрям, яке міститься у спеціальному балончику. Вони випускаються двох типів: ВИ 11-5 та ВПП-10. Кратність піни цих вогнегасників - 55, дальність викиду піни - 4,5 м.

Вуглекислотні вогнегасники випускають трьох типів: ВВ-2, ВВ-5 та ВВ-8 (цифри показують місткість балону у літрах). Їх застосовують для гасіння рідких та твердих речовин (крім тих, що можуть горіти без доступу повітря), а також електроустановок, що знаходяться під напругою до 1000 В.

Вуглекислота у вогнегаснику знаходиться у рідкому стані під тиском 6-7 МПа. При відкритті вентиля балона вогнегасника за рахунок швидкого адіабатичного розширення вуглекислий газ миттєво перетворюється у снігоподібну масу, у вигляді якої він і викидається з конусного дифузора вогнегасника. Час дії вогнегасників цього типу 25-40 с, довжина струменя 1,5-3 м.

Вуглекислотно-брометилові вогнегасники ВВБ-3 та ВВБ-7 за зовнішнім виглядом та будовою мало відрізняються від вуглекислотних, їх заряджають сумішшю, що складається із 97% бромистого етилу та 3% вуглекислого газу. Завдяки високій змочувальній здатності бромистого етилу продуктивність цих вогнегасників у 4 рази вища продуктивності вуглекислотних.

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

КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ

Арк.

78

Порошкові вогнегасники призначені для гасіння твердих, рідких та газоподібних горючих речовин та електроустановок під напругою до 1000 В. Вид матеріалів та речовин, горіння яких можна гасити, залежить від типу порошку. Промисловість випускає порошкові вогнегасники марок ПС-1, ПС-2, ОП-9, ОП-ІО(з), ОПУ-5 та ін.

Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників проводиться на підставі рекомендацій, наведених в таблицях (див. ОНТІІ 24-86) в залежності від їх вогнегасної здатності, граничної площі, класу пожежі у приміщенні чи об'єкта, що потребує захисту. Громадські будівлі та споруди промислових підприємств повинні мати на кожному поверсі не менше двох ручних вогнегасників. При захисті приміщень, у яких знаходяться електронно-обчислювальні машини, копіювальна та інша оргтехніка, а також телефонних станцій, архівів тощо, необхідно враховувати специфіку вогнегасних речовин у вогнегасниках, що можуть призвести під час гасіння пожежі до псування обладнання. Такі приміщення рекомендується забезпечувати вуглекислотними вогнегасниками з урахуванням граничнодопустимої концентрації вогнегасної речовини.

Максимально допустима відстань від можливого осередку пожежі до місця розташування вогнегасника має бути: 20 м - для громадських будівель та споруд, 30 м - для приміщень категорії А, Б, В (горючі гази та рідини); 40 м - для приміщень категорії В і Г; 70 м - для приміщень категорії Д.

Приміщення, обладнані стаціонарними установками автоматичного пожежогасіння, комплектуються вогнегасниками на 50% їх розрахункової кількості.

Для гасіння великих загорянь у приміщеннях категорій А, Б, В застосовують стаціонарні установки водяного, газового, хімічного та повітряно-пінного гасіння.

До розповсюджених стаціонарних засобів гасіння пожежі відносять спринклерні (рис. 6.2) та дренчерні (рис. 6.3) установки. Вони являють собою розгалужену мережу трубопроводів зі спринклерними або дренчерними головками (рис. 6.4) і розташовуються під стелею приміщення, яке потребує захисту, або в інших місцях - залежно від типу і властивостей вогнегасних речовин.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

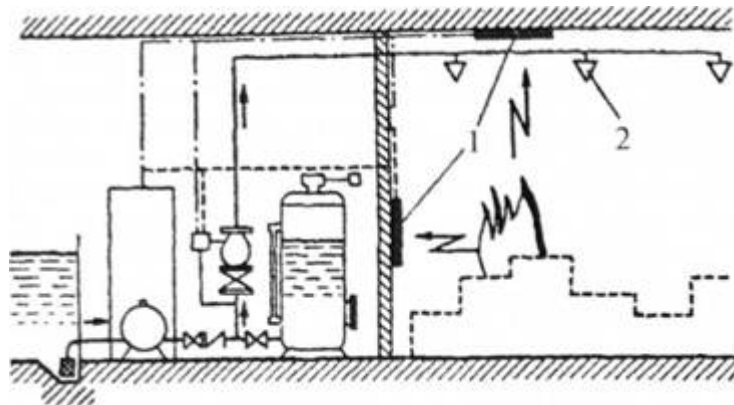


Рисунок 6.2 - Схема спринклерної установки водяного пожежогасіння: 1 - сповіщувач, 2 - спринклерні головки

У водяних спринклерних установках водорозпилюючі головки одночасно є датчиками. Вони спрацьовують при підвищенні температури у зоні дії спринклерної головки. Сплав, який з'єднує пластини замка, що закриває вихід води, плавиться, замок розпадається, і розпилена завдяки спеціальній розетці вода починає падати на джерело займання. Кількість спринклерних головок визначають з розрахунку 12м підлоги на одну головку.

Дренчерна головка за зовнішнім виглядом мало відрізняється від спринклерної. Але вона порожниста - не має замка. Вмикання дренчерної установки при пожежі у приміщенні, що потребує захисту, здійснюється або за допомогою пускового вентиля, який відкривається вручну, або за допомогою спеціального клапана, що діє за принципом спринклерної головки та об'єднує до 8 дренчерів. В обох випадках вода потрапляє до всіх дренчерів і в розпиленому стані одночасно починає зрошувати всю площу, над якою розташовані дренчерні головки. Таким чином можуть створюватися водяні завіси або здійснюватися гасіння пожежі на великій площі. Замки спринклерних головок та контрольні клапани дренчерних установок розраховані на температуру розкривання 72,93,141 та 182 °С в залежності від небезпечної температури у приміщенні, що потребує захисту.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ				Арк. 80

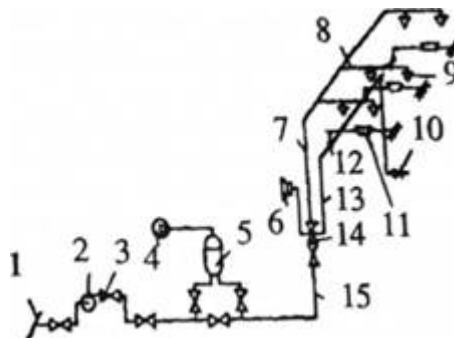


Рисунок 6.3 - Схема дренчерної установки водяного пожежогасіння: 1 - зовнішній водопровід, 2 - насос, 3 - зворотний клапан, 4 - компресор, 5 - резервуар для вирівнювання тиску, 6 - звуковий випромінювач, 7 - трубопроводи, 8 - дренчерна мережа, 9 ~ дренчерні головки, 10 - кран ручного увімкнення, 11 - легкоплавкі замки, 12 - збуджувальний клапан, 13 - збуджувальний водогін, 14 - клапан групової дії, 15 - труба водогінної мережі

Спринклерні та дренчерні установки безперервно вдосконалюються. На даний час застосовують дренчерні установки для гасіння пожеж повітряно-механічною піною, у яких звичайні дренчери замінені пінними, а керування автоматизоване. Кран автоматичного пуску зв'язаний із температурним датчиком, що знаходиться безпосередньо у приміщенні.

Є також автоматичні вуглекислотні установки гасіння пожежі.

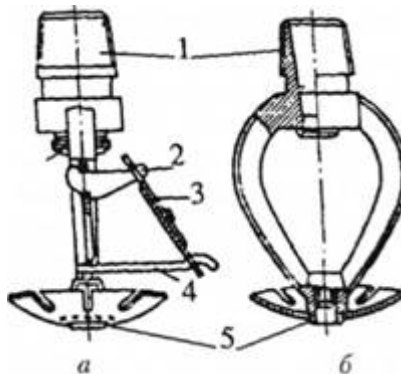


Рисунок 6.4 - Спринклерна (а) та дренчерна (б) головки: 1 - корпус зі штуцером, 2,4 - коромисла запірнього замка, 3 - легкоплавкий замок, 5 - розетка

Система організаційно-технічних заходів (блоки 7,7.1 - 7.3, рис. 6.1) є невід'ємною складовою загальної системи забезпечення пожежної безпеки об'єкта.

Складність та різноманітність завдань, пов'язаних з організацією забезпечення пожежної безпеки, зумовлюють необхідність безпосередньої участі в цьому процесі

всіх державних, господарських, комерційних та громадських організацій, окремих громадян. Залежно від призначення та функцій відповідні організації наділяються певними повноваженнями, а власники підприємств, орендарі та громадяни - обов'язками, розподіл яких встановлено Законом України "Про пожежну безпеку".

Проблеми пожежної безпеки на державному рівні належать до компетенції Кабінету Міністрів України (КМУ) і уповноваженого КМУ центрального органу виконавчої влади, яким з 2003 р. є Міністерство України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків чорнобильської аварії (МНС). До складу цього органу входить Департамент пожежної безпеки.

Згідно з Законом України "Про пожежну безпеку" центральні органи виконавчої влади забезпечують:

- проведення єдиної політики в галузі пожежної безпеки;
- визначення основних напрямів розвитку науки й техніки, координацію державних, міжрегіональних заходів і наукових досліджень у галузі пожежної безпеки, керівництво відповідними науково-дослідними установами;
- розробку та затвердження державних стандартів, норм і правил пожежної безпеки;
- встановлення єдиної системи обліку пожеж;
- організацію навчання спеціалістів у галузі пожежної безпеки, керівництво пожежно-технічними навчальними закладами;
- оперативне управління силами і технічними засобами, які долучаються до ліквідації великих пожеж;
- координацію роботи щодо створення і випуску пожежної техніки та засобів протипожежного захисту, встановлення державного замовлення на їх випуск і постачання;
- співробітництво з органами пожежної безпеки інших держав.

Окремі міністерства і відомства, Рада Міністрів Автономної Республіки Крим, місцеві органи державної виконавчої влади, органи місцевого та регіонального самоврядування в межах своєї компетенції забезпечують розроблення та впровадження у відповідних галузях і регіонах організаційних і науково-технічних заходів щодо

Інв. № подл.	Підпис і дата					КР.142.4237ст3.01.06.ПЗ	Арк.
	Інв. № дубл.						82
	Взам. інв. №						
	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено газотурбінний агрегат потужністю 16 МВт простої теплової схеми для приводу нагнітача природного газу компресорної станції магістрального газопроводу.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного агрегата, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1500 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 24,5$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_e = 0,36$, питома потужність $N_{уд} = 290,44 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{Ne} = 0,233 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 728 \text{ K}$.

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

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. КНТ має у своєму складі – 8 ступенів, КВТ – 10 ступенів; частота обертання ротора КНТ – 6822 об/хв, КВТ – 8212 об/хв;

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 16 жарових труб.

Турбінна частина двигуна складається з осьових одноступеневих охолоджуваних турбін високого і низького тисків та осьової чотирьохступінчастої неохолоджуваної силової турбіни. ТВТ - одноступенева, ТНТ – одноступенева; ТВТ та ТНТ – охолоджувальні; силова турбіна – триступенева, реверсивна; частота обертання ротора силової турбіни 5300 об/хв.

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни високого тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного агрегата UGT 15000, який

Підпис і дата		5. У роботі розроблено конструкцію турбіни високого тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного агрегата UGT 15000, який				
Інв. № дубл.						Арк.
Взам. інв. №						84
Підпис і дата						
Інв. № подл.						Арк.
		КР.142.4237ст3.01.В.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

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

7. Детально розроблена система змащення газотурбінного агрегата.

8. В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі компресорної станції, розроблено заходи щодо їх зниження. Описані засоби гасіння пожежі в цеху компресорної станції

[illegible]

Список використаних джерел

1. Романовський Г.Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, М.В. Ващиленко, С.І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с
2. Ващиленко М.В. Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування: Навчальний посібник [Текст] / М.В. Ващиленко. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.
3. Романовський Г.Ф. Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: Навчальний посібник / Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. – Миколаїв: НУК, 2005. – 344с., 12 с. іл..
4. Романовський Г.Ф. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.
5. Романовський Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навч. посібник [Текст] / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.

Інв. № подл.	5. Романовський Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін. навч. посібник [Текст] / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.					Підпис і дата	Інв. № дубл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4237ст3.01.Л.ПЗ			Арк.
								86