

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

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



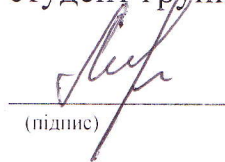
" 10 " 06 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: *Проект газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 18 МВт для приводу генератора електричного струму.*

Виконав:

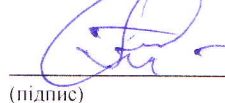
студент групи 4231


(підпис)

Моргун В.О.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент


(підпис)

Козловський А.В.

Миколаїв – 2025 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

" " _____ 2025 р.

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

Студенту _____ Моргун В.О.

1. Тема роботи: " **Проект газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 18 МВт для приводу генератора електричного струму.**"

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

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2025 року

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2025 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегату: **18 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1490 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка **системи змащення** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці.

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

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

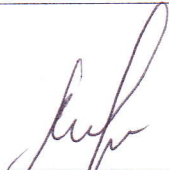
7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Інформаційний пошук	01.03.2025	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	01.04.2025	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	01.05.2025	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску ГТА	15.05.2025	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2025	
6	Розробка заходів з охорони праці.	01.06.2025	
7	Підготовка презентаційних креслень	08.06.2025	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2025	

Студент

Керівник роботи


(підпис)


(підпис)

Моргун В.О.

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проєктування газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 18 МВт для приводу генератора електричного струму. Послідовно освітлені наступні питання: виконано патентно-інформаційний пошук; проведено термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегату простої схеми на режимі повної потужності; виконано оптимізацію параметрів циклу газотурбінного агрегату, обрано оптимальну міру підвищення тиску; проведено детальний тепловий розрахунок схеми газотурбінного агрегату на режимі повної потужності та габаритно-компонувальний розрахунок двигуна; виконано термогазодинамічний розрахунок турбіни високого тиску на середньому діаметрі; за результатами розрахунків побудовано ескіз меридіанного перерізу двигуна та конструктивно – кінематичну схему двигуна; побудовано поздовжній розріз турбіни двигуна та його систему змащення.

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

ABSTRACT

The work has designed a simple gas turbine unit with a capacity of 18 MW to drive an electric generator. The following issues have been consistently addressed: a patent information search has been performed; thermodynamic and dimensional calculations of a simple gas turbine unit at full power; optimization of the gas turbine unit cycle parameters has been performed, the optimal pressure increase measure has been selected; a detailed thermal calculation of the gas turbine unit circuit at full power and a dimensional and layout calculation of the engine have been performed; a thermo-gasodynamic calculation of a high-pressure turbine at an average diameter has been performed; a sketch of the meridian section of the engine and a structural and kinematic diagram of the engine have been constructed based on the results of the calculations; a longitudinal section of the engine turbine and its lubrication system have been constructed.

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

					142.4231.01.KP	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3MICT

Пояснювальна записка	2
Вступ	5
1. Патентно-інформаційний пошук	7
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	20
2.1. Оптимізація параметрів циклу ГТА.....	21
2.2. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА.....	27
3. Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД.....	35
3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД	36
3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД.....	40
3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД	42
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску.....	47
5. Конструювання та конструктивні розрахунки.....	57
5.1. Розробка конструкції турбіни високого тиску.....	58
5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску.....	60
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність	64
5.4. Розробка системи змащення ГТА	73
5.4.1 Призначення і склад системи	73
5.4.2 Робота системи змащування	74
5.4.3 Технічні вимоги до системи	77
6. Охорона праці.....	81
6.1. Система виробничого освітлення в машинному залі електростанції	82
Висновки	88
Список використаних джерел	90

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску..... 60
					5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність 64
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	5.4. Розробка системи змащення ГТА 73
					5.4.1 Призначення і склад системи 73
					5.4.2 Робота системи змащування 74
					5.4.3 Технічні вимоги до системи 77
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	6. Охорона праці..... 81
					6.1. Система виробничого освітлення в машинному залі електростанції 82
					Висновки 88
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Список використаних джерел 90
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.3
					Арк. 4

ВСТУП

Актуальність теми. Потреби в електричній енергії у світі постійно зростають, і від того, яким способом ця енергія буде добуватися, багато в чому залежить майбутнє людства. Газотурбінні агрегати знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням ГТА для транспортування природного газу, їх все частіше встановлюють на електростанціях для покриття пікових та напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни.

Метою роботи є проєктування газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 18 МВт для блокової електростанції.

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

- інформаційний пошук;
- термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегату;
- габаритний розрахунок газотурбінного агрегату та його компоновання;
- термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску;
- конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегату, які містили в собі:
 - розробку конструкції турбіни високого тиску;
 - розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску;
 - перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність;
 - розробку системи змащення газотурбінного двигуна;
- охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

Об'єктом дослідження є система вироблення електричної енергії.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегату, який є приводом генератору електричного струму на електростанції, та його окремих елементів.

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.Вс	Арк. 5

[illegible]

РОЗДІЛ 1

ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

На електростанціях 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.

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 [1,2].

Домінуюче положення в області газотурбобудування займають компанії **"General Electric Co."** и **"Rolls-Royce plc"**. Комплектацію та поставку газотурбінних агрегатів фірм, зазначених вище, здійснює ряд європейських та азіатських виробників (**"Avio S.p.A."**, **"MTU Friedrichshafen GmbH"**, **"Ishikwajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd."** і **"Kawasaki Heavy Industries, Ltd."**). Деяке енергетичне призначення знаходять газотурбінні двигуни, які випускаються фірмами **"Vericor Power Systems Inc."**, **"Pratt & Whitney Corp."** і **"Siemens AG"**. [3,4]

"General Electric Co."(США). Сьогодні є транснаціональною корпорацією і другою за величиною компанією у світі. Виробництвом продукції займаються 44 підприємства, розміщені на всіх континентах. Сумарний обсяг реалізованої продукції компанії склав 163.4 млрд. дол. За межами США було реалізовано продукції на суму 85 млрд. долл., що складає 52% від її загального обсягу (54% приходилося на європейські країни, 24% – країни тихоокеанського басейну, 13% – американські країни) [2].

"Pratt & Whitney Corp."(США). Розробляє і виготовляє ГТД у широкому діапазоні потужностей для цивільної та військової авіації, промислового і суднового застосування, а також двигуни для ракетно-космічної техніки. Сумарний обсяг реалізованої у 2005 р. продукції "Pratt & Whitney Corp." Склав 9.3 млрд. дол.. Корпорація має широку мережу сервісних центрів і філій, розміщених у всьому світі. Її пред-

Підпис і дата		Heavy Industries Co., Ltd." і "Kawasaki Heavy Industries, Ltd."). Деяке енергетичне призначення знаходять газотурбінні двигуни, які випускаються фірмами "Vericor Power Systems Inc." , "Pratt & Whitney Corp." і "Siemens AG" . [3,4]					
Інв. № дубл.		"General Electric Co." (США). Сьогодні є транснаціональною корпорацією і другою за величиною компанією у світі. Виробництвом продукції займаються 44 підприємства, розміщені на всіх континентах. Сумарний обсяг реалізованої продукції компанії склав 163.4 млрд. дол. За межами США було реалізовано продукції на суму 85 млрд. долл., що складає 52% від її загального обсягу (54% приходилося на європейські країни, 24% – країни тихоокеанського басейну, 13% – американські країни) [2].					
Взам. інв. №		"Pratt & Whitney Corp." (США). Розробляє і виготовляє ГТД у широкому діапазоні потужностей для цивільної та військової авіації, промислового і суднового застосування, а також двигуни для ракетно-космічної техніки. Сумарний обсяг реалізованої у 2005 р. продукції "Pratt & Whitney Corp." Склав 9.3 млрд. дол.. Корпорація має широку мережу сервісних центрів і філій, розміщених у всьому світі. Її пред-					
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
						142.4231.01.KP.01	Арк.
							8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

ставництва розташовані в 76 містах 47 країн. Виробництво ГТА енергетичного, привідного та суднового призначення зосереджено в рамках підрозділу **"Pratt & Whitney Power Systems, Inc."**, який включає до свого складу заводи у м. Віндзор (штат Коннектикут, США) та м. Лонгюїл (штат Квебек, Канада). Сьогодні компанія є частиною американського промислового конгломерату **"United Technologies Corp."** [2].

"Rolls-Royce plc"(Великобританія). Виробнича діяльність компанії здійснюється за чотирма основними напрямками: цивільна авіація (53% від загального обсягу реалізованої продукції), військова авіація (21%), суднова енергетика (17%) та стаціонарна енергетика (8%). Сумарний обсяг реалізованої продукції у 2005 р. склав 6.6 млрд. фунтів стерлінгів. Філії та представництва компанії розміщені у 50 країнах. Корпорація є одним зі світових лідерів у галузі виробництва суднових енергетичних установок. В останні роки до складу "Rolls-Royce plc" влилися провідні виробники суднової продукції, що дало можливість корпорації акумулювати технологічні потужності для самостійного проектування, створювання, поставки та підтримання в експлуатації різних типів суднових енергетичних установок в залежності від потреб замовника. Виробництвом газотурбінних двигунів займаються наступні підрозділи компанії: "Rolls-Royce Power Engineering plc" в м. Брістоль і м. Ковентрі (Англія), "Rolls-Royce Corp." (м. Індіанополіс, США), "Rolls-Royce Energy Systems Inc." (м. Маунт Вернон, США).[2]

"Siemens AG"(Німеччина). У 2003 р. компанія здобуває турбобудівні центри в м. Лінкольн (Великобританія) і м. Фінгспон (Швеція), які раніше належали корпорації "ALSTOM". Унаслідок цього закінчується формування ряду потужностей виготовлюємих компанією ГТА, який тепер визначається межами 4...256 МВт. Корпорація представлена у 190 країнах світу. У 2005 р. обсяг проданої продукції склав 8.06 млрд. євро, загальна кількість заказів оцінювалась у 11 млрд. євро.[2]

"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."(Японія). Енергетичне машинобудування складає 24.3% від загального обсягу виробництва. Сумарний обсяг реалізованої у 2005 р. продукції склав 24.1 млрд. дол. Компанія має дев'ять виробничих підприємств у м. Нагасакі, Кобе, Шимоносекі, Йокогама, Хірошіма, Такасаго и Нагоя),

Підпис і дата		мування в експлуатації різних типів судових енергетичних установок в залежності від потреб замовника. Виробництвом газотурбінних двигунів займаються наступні підрозділи компанії: "Rolls-Royce Power Engineering plc" в м. Брістоль і м. Ковентрі (Англія), "Rolls-Royce Corp." (м. Індіаноліс, США), "Rolls-Royce Energy Systems Inc." (м. Маунт Вернон, США).[2]																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
Інв. № дубл.		"Siemens AG"(Німеччина). У 2003 р. компанія здобуває турбобудівні центри в м. Лінкольн (Великобританія) і м. Фінгспон (Швеція), які раніше належали корпорації "ALSTOM". Унаслідок цього закінчується формування ряду потужностей виготовлюємих компанією ГТА, який тепер визначається межами 4...256 МВт. Корпорація представлена у 190 країнах світу. У 2005 р. обсяг проданої продукції склав 8.06 млрд. євро, загальна кількість заказів оцінювалась у 11 млрд. євро.[2]																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
Взам. інв. №		"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."(Японія). Енергетичне машинобудування складає 24.3% від загального обсягу виробництва. Сумарний обсяг реалізованої у 2005 р. продукції склав 24.1 млрд. дол. Компанія має дев'ять виробничих підприємств у м. Нагасакі, Кобе, Шимоносекі, Йокогама, Хірошіма, Такасаго и Нагоя),																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
Підпис і дата																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
Інв. № подл.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					

шість науково-дослідних центри, має також закордонні підприємства у шести країнах. "Mitsubishi Heavy Industries" випускає привідні та судові турбіни потужністю до 200 МВт.

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 [1].

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.

UGT 15000 (рис.1.1) добре зарекомендував себе на самому початку своєї експлуатації завдяки повним і всебічним дослідженням, виконаним при його створенні,

¹ Найменування корабельного варіанта цього двигуна.

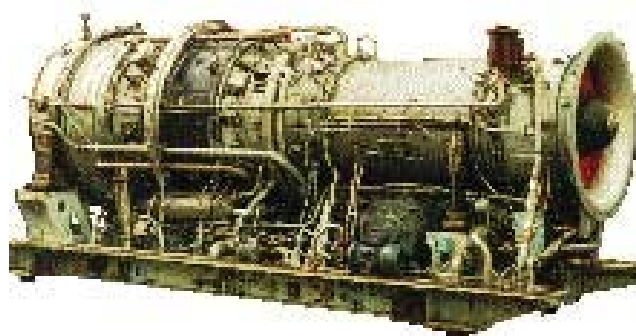


Рисунок 1.1 – Двигун UGT 15000

Підпис і дата					
Інв. № дубл.					
Взам. інв. №					
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.01
					Арк.
					10

які включали повузлове доведення компресора, камери згоряння, турбіни на лабораторних стендах, відпрацьовування газодинамічних, теплотехнічних, міцностних, віброакустичних характеристик на базі п'ятнадцяти двигунів із проведенням тривалих іспитів з вироблення еквівалента ресурсу. Іспити проводилися з подаванням морської солі на вхід до компресора, з максимальним розцентруванням вихідного вала, з перевищенням номінального крутного моменту на силовій турбіні, при граничних параметрах для цього двигуна, з виробленням максимальної кількості запусків і перехідних процесів, очікуваних в експлуатації.

Старанність відпрацьовування двигуна UGT 15000 обумовила його високі експлуатаційні якості і широке застосування. Двигун може працювати на різних сортах рідкого і газоподібного палива при температурі зовнішнього повітря від мінус 50 до плюс 50 °С і відносній вологості повітря, що досягає 100% при температурі 15 °С. [2]

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 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 начіпних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресора низького тиску, силової турбіни. Запасні частини не вимагають пригону по місцю і допускають мінімальне підрегулювання.

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
					142.4231.01.KP.01 Арк. 11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

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".[2]

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. [2]

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 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.

Інв. № подл.	Підпис і дата					142.4231.01.KP.01 Арк. 12
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

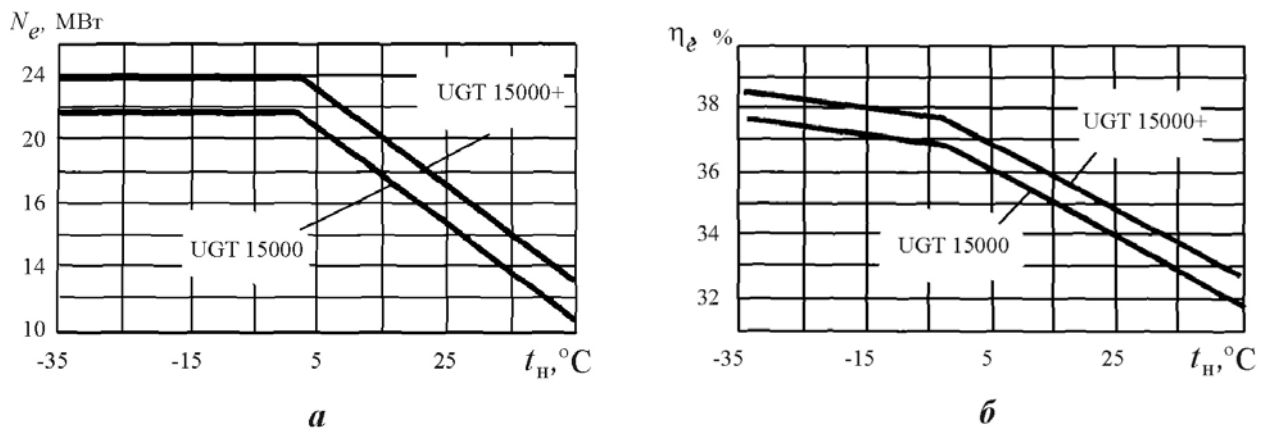


Рисунок 1.2 – Залежність потужності (а) і ККД (б) двигунів UGT 15000 і UGT 15000+ від температури повітря на вході
Конструктивні особливості

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 турбіни (турбіни нагнітача) 7, агрегатів, навішених на двигун. [3]

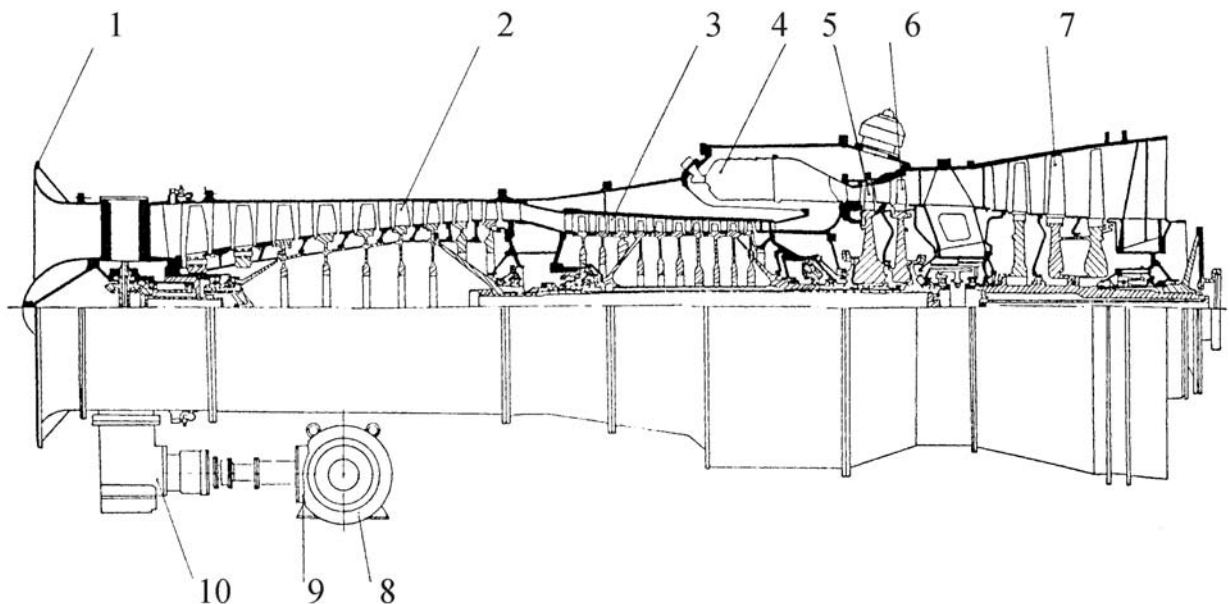
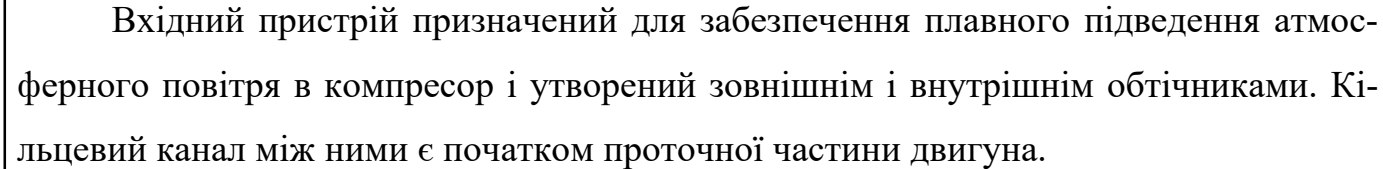


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема двигуна UGT 15000:

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

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

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



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

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

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

					142.4231.01.KP.01	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

напрямних апаратів, що кріпляться до корпусу гвинтами. У нижній половині зовнішньої поверхні корпусу є дві бобишки з різьбовими отворами для кріплення опор двигуна.

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

Робочі лопатки перших двох ступенів мають шарнірне кріплення, що дозволяє їм повертатися щодо осі пальця при роботі двигуна. Робочі лопатки інших ступенів встановлені в пазах дисків сполученням типу "ластівчин хвіст".[1]

Компресор високого тиску (рис. 1.5) – осьовий, 10-ступінчастий, складається з перехідника 1, корпусів 2, ротора 3 турбокомпресора високого тиску.

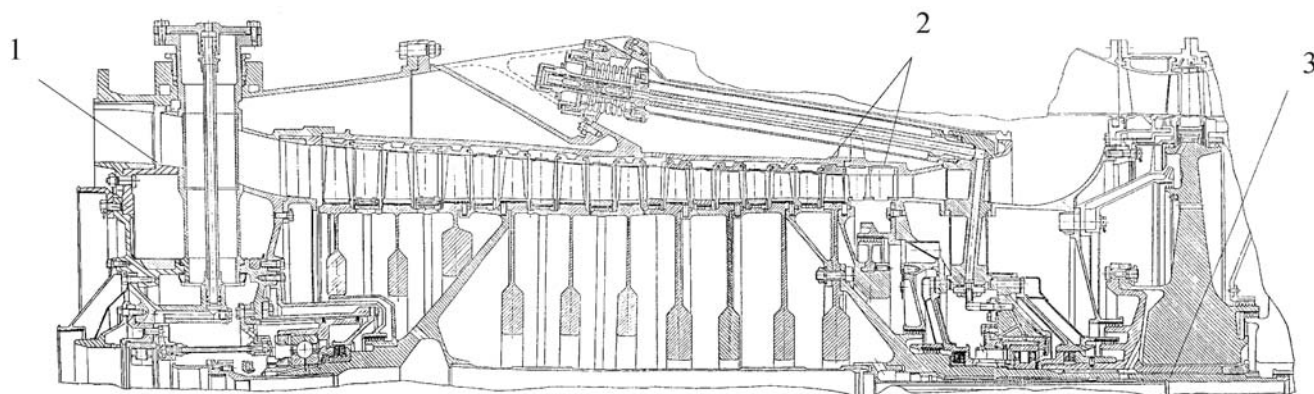


Рисунок 1.5 – Компресор високого тиску:

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.01
					Арк.
					15

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

За ротором КВТ організована розвантажувальна порожнина для забезпечення необхідного зусилля на упорний підшипник. Для стабілізації осьових зусиль, що діють на підшипник, розвантажувальна порожнина поєднана трубами з порожниною перед диском ТВТ. На десятому диску ротора встановлений лабіринт, що обмежує надходження повітря в розвантажувальну порожнину. [1]

Камера згоряння (рис.1.6) – трубчасто-кільцева, протитокова, складається з переднього конуса, виконаного заодно з корпусом КВТ 4, кожуха камери згоряння 8, кожуха 14, шістнадцяти жарових труб 7, розташованих паралельно осі двигуна в кільцевому просторі між кожухами 8 і 14, шістнадцяти змішувачів 9, закріплених на сопловому апараті ТВТ, шістнадцяти одноканальних паливних форсунок з пальцем 5 і форсунок 6.

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Для зниження швидкості потоку повітря перед жаровими трубами передбачений кільцевий двоступінчастий дифузор 13. Запалення палива в камері згоряння під час запуску здійснюється від двох запалювачів. Перекидання полум'я між жаровими трубами забезпечується через полум'яперекидні патрубки. На корпусі 12 і двох компенсаторах 11 встановлені два клапани перепуску повітря 10, один із яких стравлює повітря з камери згоряння в атмосферу при запуску двигуна, другий – при спрацьовуванні захисту по обмеженню частоти обертання силової турбіни.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.01 16

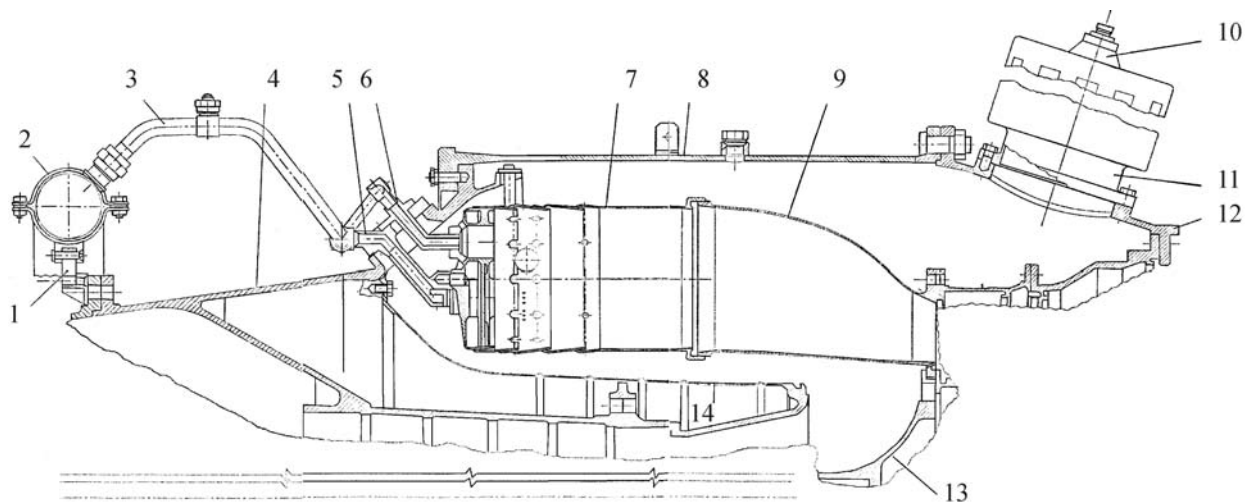


Рисунок 1.6 - Камера згоряння, працююча на газоподібному паливі:
1 – підвіска; 2 – колектор; 3 – трубка підведення; 4 – корпус КВТ; 5 – форсунка з пальцем; 6 – форсунка; 7 – жарова труба; 8 – кожух камери згоряння; 9 – змішувач; 10 – клапан перепуску повітря; 11 – компенсатор; 12 – силовий корпус; 13 – дифузор; 14 – внутрішній кожух

Паливні форсунки – одноканальні, складаються з корпуса і ковпачка, у якому виконані один центральний отвір і два ряди отворів по колу, призначених для рівномірної подачі палива. Форсунка з пальцем має штуцер перекидання газу на одноголовочну форсунку і палець для установки в жарову трубу. [1]

Турбіна високого тиску (рис.1.7) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата 1 і ротора 2. Лопатки турбіни мають конвективне охолодження. Усередину соплових лопаток вставляється дефлектор, що служить для перерозподілу охолодного повітря, яке надходить через отвори в корпусі і після охолодження залишає лопатки через щілини у вихідних крайках.

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

Для зменшення радіального зазору над обандаженими робочими лопатками розташовані стільникові вставки, що своїми виступами входять у пази корпуса. [1]

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

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	142.4231.01.KP.01					Арк.
										17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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

Для передачі крутного моменту з вала турбіни на вал споживача використовується пружна муфта. На корпусі муфти встановлений збудник датчика обмеження частоти обертання силової турбіни. [1]

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

Ресурс до капітального ремонту двигуна UGT 15000 становить 25000 год, призначений ресурс – 75000 год. [1]

Інв. № подл.	Підпис і дата																							
	Інв. № дубл.																							
	Взам. інв. №																							
	Підпис і дата																							
<table border="1"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td rowspan="3">142.4231.01.KP.01</td> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>19</td> </tr> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td></td> </tr> </table>											142.4231.01.KP.01	Арк.						19	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					142.4231.01.KP.01	Арк.																		
						19																		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																				

[illegible]

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. [3]

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

вірогідністю. Крок сканування $\Delta\pi_k$ варто підбирати емпірично. [3]

На рис.2.1 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування. [3]

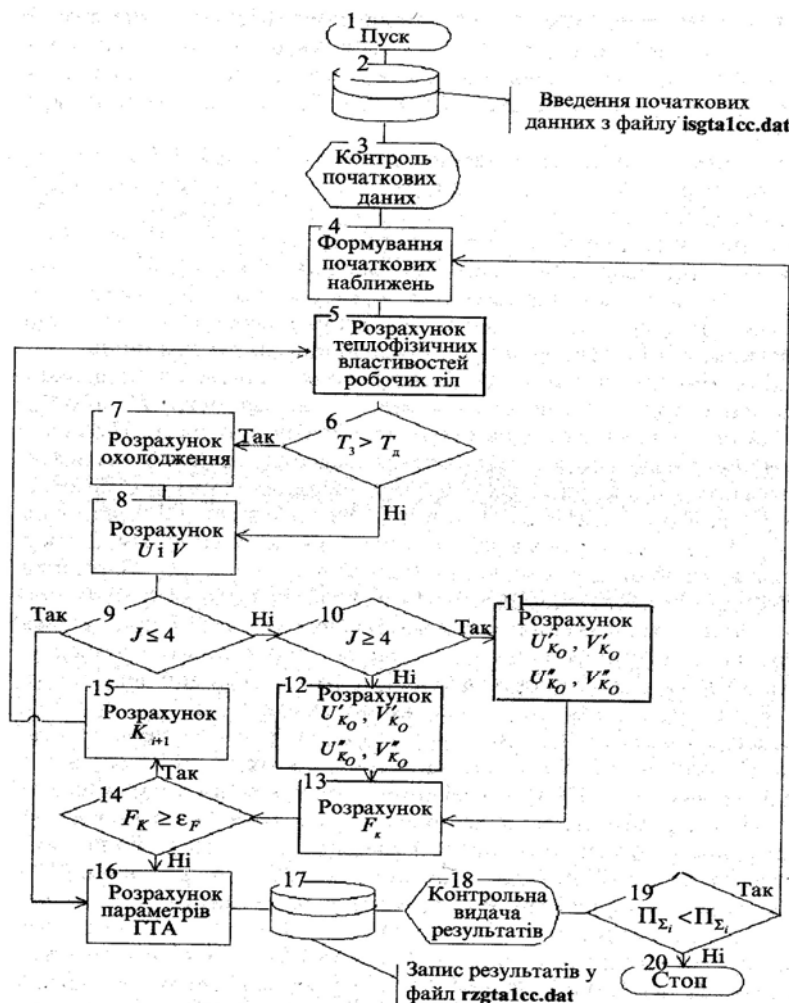


Рисунок 2.1 – Структурно-логічна схема алгоритму програми «GTA1CC».

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	142.4231.01.KP.02		Арк.
							21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_z}, c_{p_e}, k_z, k_e$. Перевірка необхідності здійснювати охолодження турбін ГТД виконується блоком 6. Якщо охолодження турбін необхідне, то в блоці 7 виконується розрахунок потрібної кількості охолоджуючого повітря, коректується ККД турбін, оцінюється кількість охолоджуваних вінків турбін. В іншому випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, де відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_e . Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язуваних методом Ньютона рівнянь (21) або (26). Якщо задана точність розв'язку ϵ_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення $K_{O_{i+1}}$ або $K_{D_{i+1}}$ здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні параметра π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл rzgtalcc.dat. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4. [3]

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 [3]

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	—

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										22
					142.4231.01.KP.02					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Продовж. табл. 2.1

Ідентифіка- тор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця ви- мірювання
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	—
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску (КВПТ) для ППО	ν_{60}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	ν_{6x}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	ν_{26}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	ν_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	$\nu_{kз}$	—
HKSD	КВПТ КЗПП	$\nu_{kзпп}$	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	$\nu_{унг}$	—
HR	КВПТ регенератора	ν_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	ν_m	—
HU	Питома потужність ГТА	N_{nut}	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	$\eta_{сз}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_m}	

#

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.02	Арк. 23
-----	------	----------	--------	------	-------------------	------------

Продовж. табл. 2.1

Ідентифіка- тор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця ви- мірювання
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nm}	

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

Початкові дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файла `isgtalcc.dat`, що знаходиться в директорії `GRUP5`, розміщених в каталозі `STUDENT`, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файлу `isgtalcc.dat` здійснюється екранним редактором. Редактор мови ФОРТРАН 77 WEDIT, використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні компілятора WATFOR 77/87 це файл `watfor77.exe`, що знаходиться в директорії компілятора [3].

Запуск програми на рахунок здійснюється файлом `gtalcc.exe`, розміщеним в директорії `SAPRTA`, що також знаходиться у вищезгаданому каталозі `STUDENT`. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файла `isgtalcc.dat`, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл `rzgtalcc.dat`, який також розміщується в директорії `GRUP5`. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних `D:\STUDENT\GRUP5\isgtalcc.dat` і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми `D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe`. За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі `D:\STUDENT\GRUP5\rzgtalcc.dat` будуємо графіки (рис.2.2, рис.2.3) - залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску в циклі [3].

Підпис і дата		Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файла isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщується в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GRUP5\isgtalcc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe. За результатами розрахунку ,що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GRUP5\rzgtalcc.dat будуємо графіки (рис.2.2, рис.2.3) - залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску в циклі [3].				
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.02	Арк.
						24

Таблица 2.2 - Оптимізація параметрів циклу ГТА

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент гр. 4231 Моргун В.О.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД, К	1490.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9900
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СТОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	15.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	35.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0210
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО, ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП, ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
15.0	0.35760	326.5	0.000	0.000	666.3	853.8	0.000	4.0	0.0758	2.88
16.0	0.36191	325.1	0.000	0.000	679.1	841.4	0.000	4.0	0.0776	2.92
17.0	0.36568	323.2	0.000	0.000	691.2	829.9	0.000	4.0	0.0795	2.96
18.0	0.36894	321.0	0.000	0.000	702.8	819.1	0.000	4.0	0.0814	3.00
19.0	0.37176	318.5	0.000	0.000	713.9	809.0	0.000	4.0	0.0834	3.04
20.0	0.37417	315.7	0.000	0.000	724.6	799.5	0.000	4.0	0.0854	3.08
21.0	0.37621	312.7	0.000	0.000	734.8	790.6	0.000	4.0	0.0874	3.12
22.0	0.37792	309.6	0.000	0.000	744.7	782.2	0.000	4.0	0.0895	3.16
23.0	0.37931	306.2	0.000	0.000	754.3	774.2	0.000	4.0	0.0916	3.19
24.0	0.38040	302.8	0.000	0.000	763.5	766.6	0.000	4.0	0.0938	3.23
25.0	0.38122	299.1	0.000	0.000	772.5	759.3	0.000	4.0	0.0960	3.27
26.0	0.38179	295.4	0.000	0.000	781.2	752.4	0.000	4.0	0.0982	3.31
27.0	0.38210	291.6	0.000	0.000	789.6	745.8	0.000	4.0	0.1006	3.35
28.0	0.38218	287.7	0.000	0.000	797.8	739.5	0.000	4.0	0.1029	3.38
29.0	0.38202	283.6	0.000	0.000	805.7	733.5	0.000	4.0	0.1054	3.42
30.0	0.38165	279.5	0.000	0.000	813.5	727.6	0.000	4.0	0.1079	3.46
31.0	0.38105	275.3	0.000	0.000	821.0	722.1	0.000	4.0	0.1104	3.49
32.0	0.38024	271.1	0.000	0.000	828.4	716.7	0.000	4.0	0.1131	3.53
33.0	0.37922	266.7	0.000	0.000	835.6	711.5	0.000	4.0	0.1158	3.57
34.0	0.37799	262.3	0.000	0.000	842.6	706.5	0.000	4.0	0.1186	3.61
35.0	0.37655	257.8	0.000	0.000	849.5	701.7	0.000	4.0	0.1214	3.64

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.	
										142.4231.01.KP.02	25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

За результатами оптимізації циклу будуються графіки залежностей $\eta_e = f(\pi_k)$ і $Ne_{y\partial} = f(\pi_k)$ - відповідно ККД і питома потужність від ступеня підвищення тиску в циклі. Графік залежності зображено на рис. 2.2.

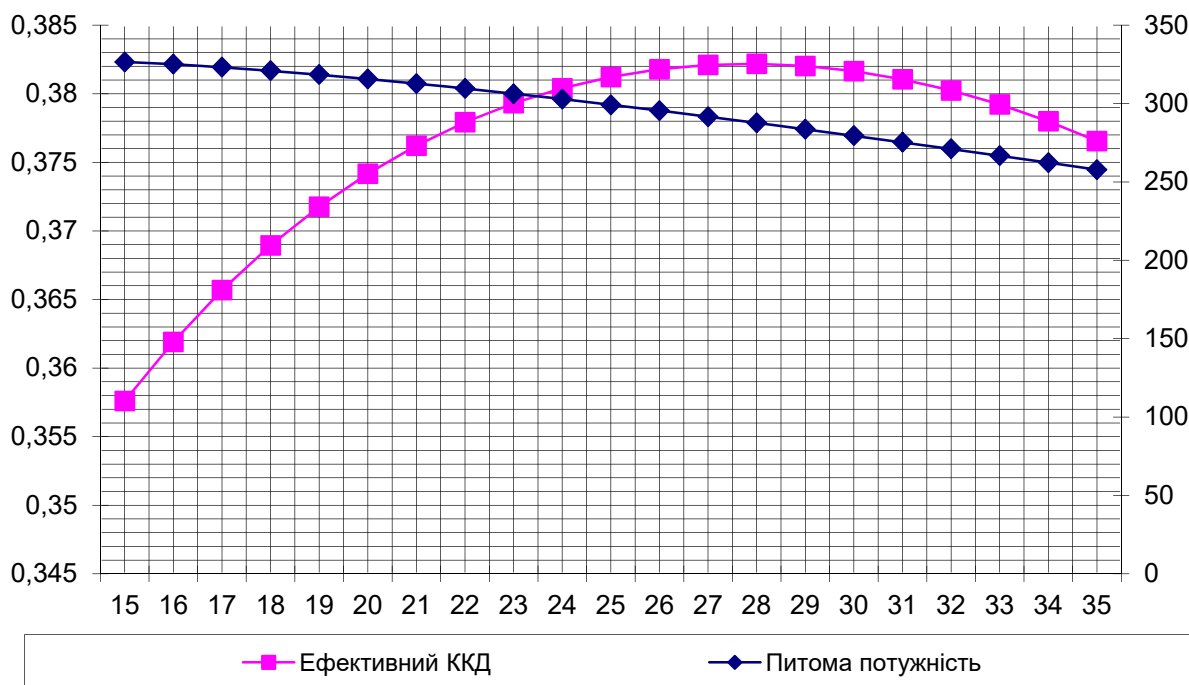
Як видно з результату розрахунку питома потужність зменшується з ростом π_k , а ККД спочатку зростає до максимуму, а потім плавно зменшується. Максимальний ККД досягається при $\pi_{k\eta} = 28$, $\eta_e = 0.38218$ (табл. 2.2). Але проектне (розрахункове) значення π_k^{PO3} необхідно брати дещо меншим за величиною. Зменшені значення π_k^{PO3} дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи компресорного блока. Для обраного значення $\pi_k^{PO3} < \pi_{k\eta}$ повинне виконуватись співвідношення:

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

Згідно з перерахованими вище умовами міра підвищення тиску π_k^{PO3} приймається рівною $\pi_k^{PO3} = 21$, при цьому $\eta_e = 0,37621$, $Ne_{y\partial} = 312,7 \text{ кВт/(кг/с)}$.

Ефективний ККД, %

Питома потужність, кВт/(кг/с)



π_k

Рисунок 2.2 – Залежність ефективного ККД циклу ГТА та $Ne_{пит}$ від загальної міри підвищення тиску в циклі

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.02	Арк.
						26

2.2. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 18000 кВт, початкова температура газу – 1490 К, базовий двигун – UGT 15000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 21.

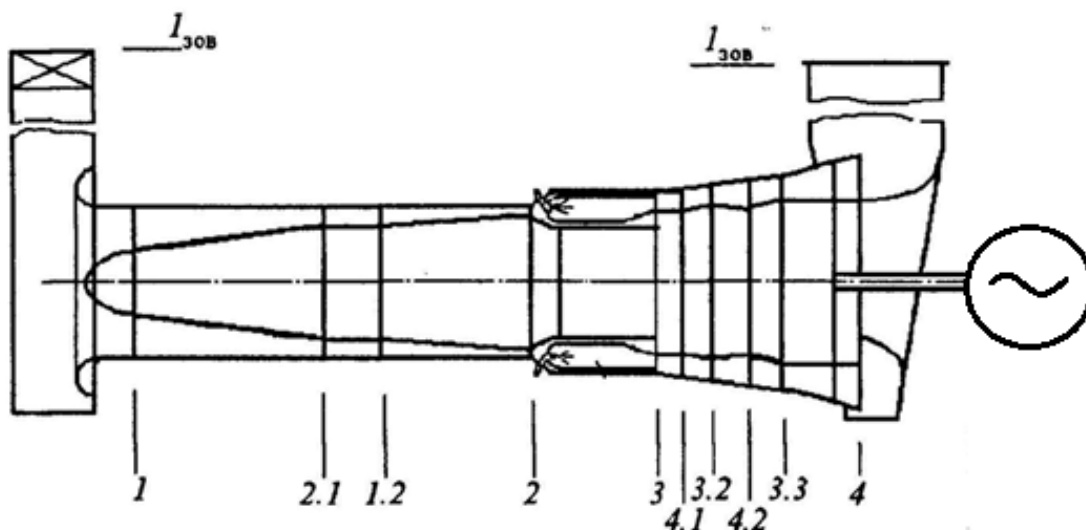


Рисунок 2.3 – Конструктивна схема і розрахункові перерізи ГТА

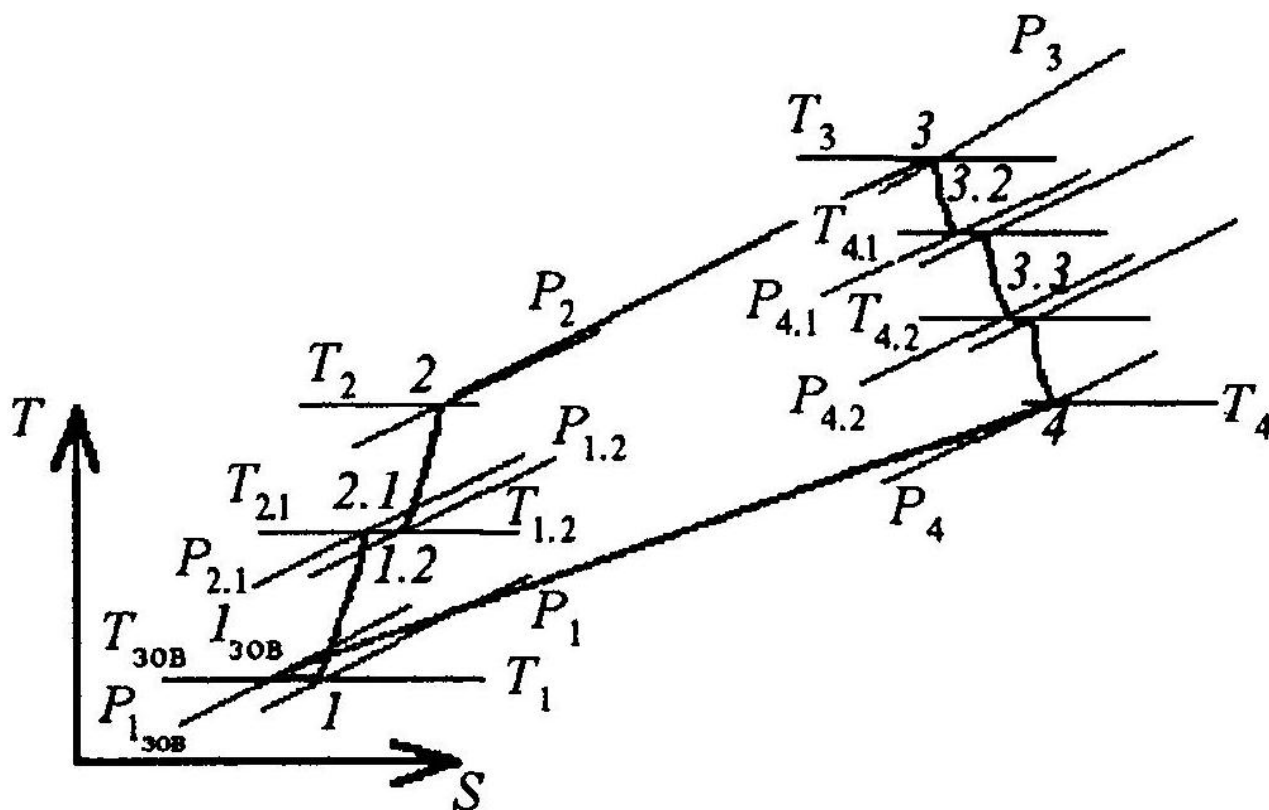


Рисунок 2.4 – Термодинамічний цикл двокаскадного ГТД з вільною ТГ

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.02	Арк.
						27

Таблиця 2.3 – 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[4]	21	
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1490	
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається[4]	288,0	
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається[4]	0,1013	
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається[4]	1090,0	
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається[4]	0,8950	
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається[4]	0,9950	
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається[4]	0,9850	
9. КВПТ у перехіднику компресора $v_{\text{к}}$	Приймається[4]	0,9950	
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\text{кз}}$	Приймається[4]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\text{т2}}$	Приймається[4]	1,0000	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	Приймається[4]	1,0000	
13. КВПТ газовідводу $v_{\text{гв}}$	Приймається[4]	0,9850	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{\text{т1}}$	Приймається[4]	0,8900	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{\text{т2}}$	Приймається[4]	0,9100	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{\text{т3}}$	Приймається[4]	0,9250	
17. Механічний ККД турбін $\eta_{\text{мi}}$	Приймається[4]	0,9950	
18. Внутрішній ККД редуктора $\eta_{\text{р}}$	Приймається[4]	1,0000	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\text{к2}}$	Приймається[4]	0,9850	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря $g_{\text{е}}$	Приймається[4]	0,022	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива $H_{\text{у}}$, кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури[4]	50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури[4]	17,18	
23. Ефективна потужність ГТА $N_{\text{е}}$, кВт	Задається завданням	18000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\text{к2}}$	Приймається[4]	4,583	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\text{к1}}$	$\pi_{\kappa\Sigma} / \pi_{\text{к2}}$	4,583	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{\text{п1}}$	$\frac{c_{\text{рп1}}}{c_{\text{рп1}} - R_{\text{п}}}$	1,4000	
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\text{к1}}$	$\frac{\pi_{\text{к1}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1}{\pi_{\text{к1}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1}$ $\pi_{\text{к1}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1$	0,8708	0,8709

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.02	Арк.
						28

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$	180,21	178,83
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	468,21	466,83
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{к1} \cdot \eta_{к1}}{2}$	366,46	365,87
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,011	1,011
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3966	1,3966
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	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,4570	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3800	1,3759
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}} \eta_{ак}} - 1}$	0,8717	0,8718
37. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	279,69	276,64
38. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	747,90	743,47
39. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	590,11	587,43
40. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,0490	1,0480
41. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3767	1,3770
42. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot \nu_{к}$	0,4550	
43. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	2,0850	
44. Середня масова теплоємність "чис- тих" продуктів згоряння $C_{p\Gamma\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,2910	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.02	Арк.
						29

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
45. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{pp} _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.кз}})$	1,1190	
46. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{pp} _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.кз}}^{\text{вх}})$	1,0330	
47. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{\text{пал}}$	$\frac{c_{pp} _{293}^{T_3}(T_3 - 293) - c_{pp} _{293}^{T_2}(T_2 - 293)}{Q_p^u \cdot \eta_{\text{кз}} - [c_{pg\alpha=1} _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{pp} _{293}^{T_3} \cdot L_0] \cdot (T_3 - 293)}$	0,0196	
48. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$	2,976	
49. Тиск на виході з КЗ Р ₃ , МПа	$P_2 \cdot \nu_{\text{кз}}$	2,0020	
50. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$	Приймається[4]	2	
51. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_d \leq 100 \text{ К}$	1,4000	
52. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_r	Приймається 1,05...1,10	1,0500	
53. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t1}	Приймається 0,96...0,97	0,9200	
54. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох1}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_e \frac{(n_{\text{ох1}} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t1}$	0,0610	
55. Оціночна температура перед ТНТ $T_{3,2}$	$T_3 - 0,91 \cdot \Delta T_{\text{к2}}$	1238,3	
56. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$	Приймається[4]	1	
57. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТНТ $g_{\text{ох2}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_e \frac{(n_{\text{ох2}} + 1)}{2} \frac{(T_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_{3,2}}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t2}$	0,0154	
58. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{\text{кз}}$	$\alpha_{\text{к2}} - g_{\text{ох1}} - g_{\text{ох2}} - 0,011$	0,8970	
59. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{\text{пал}}) \cdot \alpha_{\text{кз}}}{\alpha_{\text{к2}}}$	0,9290	
60. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{\text{кз}} + g_{\text{ох1}} + 0,010$	0,9820	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТГ β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{\text{ох2}} + 0,004$	1,0016	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{\text{св}}$	$\beta_{t3} + 0,012$	1,0056	
63. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{\text{сер.т1}}$, К	$T_3 - \frac{0,9 \Delta T_{\text{к2}}}{2 \cdot \eta_{m1}}$	1364,1	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.02	Арк.
						30

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
64. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т1}, \alpha)$	1,2740	
65. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ k_{r1}	$\frac{c_{p21}}{c_{p21} - R_r}$	1,2907	
66. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{m1}}$	0,8902	
67. Температурний перепад у ТВТ ΔT_{T1} , К	$C_2 \cdot \Delta T_{k2}$	246,27	
68. Оціночна температура за ТВТ $T'_{4.1}$, К	$T_3 - \Delta T_{T1}$	1243,7	
69. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*, \alpha)$	1,2520	
70. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*)$	1,1830	
71. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодженого повітря $T_{4.1}$, К	$\frac{\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{t1}) + \frac{c_{pn} \Big ^{T_{4.1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} \Big ^{T_{4.1}^*} (\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T$	1209,7	
72. Міра розширення газу у ТВТ π_{T1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{T1}}{T_3 \cdot \eta_{T1} - \Delta T_{T1}} \right)^{\frac{k_{c1}}{k_{c1} - 1}}$	2,4900	
73. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{k3}$	2,002	
74. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{T1}}$	0,804	
75. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1210,0	
76. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3.2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{k1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$	1129,3	
77. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{pr2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,2310	
78. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ k_{p2}	$\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_r}$	1,3039	
79. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$	0,8398	
80. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{T2} , К	$C_1 \cdot \Delta T_{k1}$	150,18	
81. Оціночна температура за ТНТ $T'_{4.2}$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{T2}$	1060,0	
82. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} \Big ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*)$	1,1520	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.02	Арк.
						31

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
83. Телоемність повітря для процесу змішування $c_{p1} \Big _{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*, \alpha)$	1,2180	
84. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{p1} \Big _{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{p1} \Big _{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	1054,1	
85. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2} - 1}}$	1,8763	
86. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot \nu_{t1}$	0,8039	
87. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$	0,4285	
88. Тиск газу перед турбіною гвинта $P_{3,3}$, МПа	$P_{4,2} \cdot \nu_{t2}$	0,4280	
89. Температура газу перед ТГ $T_{3,3}$, К	$T_{3,3} = T_{4,2}$	1054,0	
90. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{3,3}}{\nu_{t3}}$	0,1030	
91. Міра розширення газу в ТГ π_{t3}	$\frac{P_{3,3}}{P_4}$	4,166	
92. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{k1} + \Delta T_{k2}}{4}$	940,19	
93. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{pг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,1910	1,1480
94. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ k_{t3}	$\frac{c_{pг3}}{c_{pг3} - R_{г}}$	1,3170	1,3330
95. Температурний перепад у ТГ ΔT_{t3} , К	$T_{3,3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{t3}^{\frac{k_{t3}-1}{k_{t3}}}} \right) \cdot \eta_{t3}$	283,65	292,56
96. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3,3} - \Delta T_{t3}$	770,41	761,51
97. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{t3}}{2 \cdot \eta_{t3}}$	900,74	
98. Питома потужність ГТД $N_{пнтГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pг3} \cdot \Delta T_{t3} \cdot \beta_{t3} \cdot \nu_{вх} \cdot \eta_{mi}$	329,67	
99. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{пнтГТД} \cdot \eta_p}$	54,60	

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

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
100. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1np} \cdot v_{ex}$	53,78	
101. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	52,97	
102. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{кз}$	48,26	
103. Годинна витрата палива на двигун $G_{нал, год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пкз} \cdot 3600$	3398,0	
104. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	49,20	
105. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox1}$	3,296	
106. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	52,82	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{к2} \cdot g_{ox2}$	0,8160	
108. Витрата газу через ТГ $G_{т3}$, кг/с	$\beta_{т3} \cdot G_{к1}$	53,86	
109. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$, кг/с	$\beta_{гв} \cdot G_{к1}$	54,08	
110. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал, год} / N_e$	0,1890	
111. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3810	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.02	Арк.
						33

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата																
					142.4231.01.КР.03															
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД					Літ.			Арк.	Аркушів	
					Студент.	Моргун В.О.														
					Керівник	Козловський А.В.														
					Консульт.															
					Зав.кафедр	Патлайчук В.М.														
											НУК									

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 $P_1=0,1013$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2=0,4570$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1=288$ К температура повітря за КНТ $T_2=468,21$ К; витрата повітря через КНТ $G_k=53,781$ кг/с.

КВТ: Тиск повітря на вході в КВТ $P_1=0,4550$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2=2,085$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1=468,21$ К; температура повітря за КВТ $T_2=747,90$ К; витрата повітря через КВТ $G_k=52,974$ кг/с

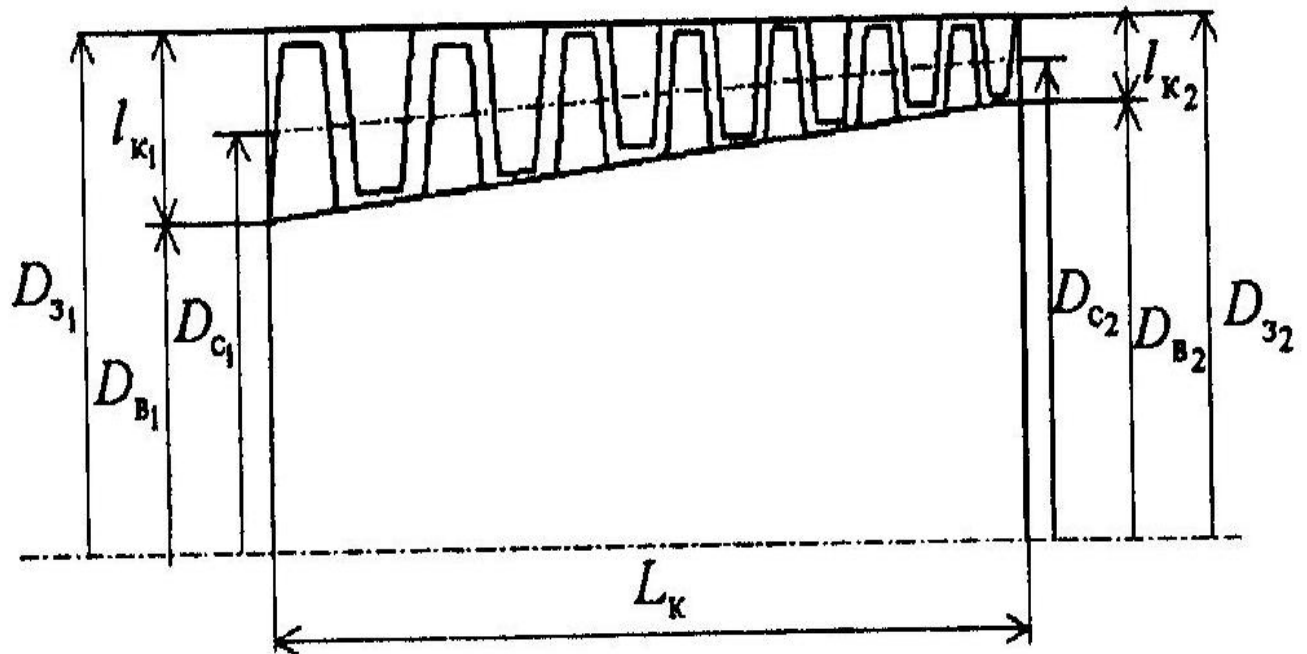


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

142.4231.01.КР.03

Таблиця 3.1 – Габаритний розрахунок осьових компресорів ГТД

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі u_{31} , м/с	Приймається[4]	300	300
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається [4] (0.45...0.55)	0,50	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{31}$	150,0	135,0
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3990	1,3890
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора λ_{ca1}	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} R T_1}}$	0,4830	0,3410
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{ca1})$	$\lambda_{ca1} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,6900	0,5130
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{ca1})}}$	0,3280	0,1220
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається[4]	0,5000	0,8000
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	0,7460	0,6560
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,3730	0,5250
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,5600	0,5910
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході l_{k1} , м	$(D_{31} - D_{B1}) / 2$	0,1870	0,0660
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	7678	8731
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається[4]	BT3-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора ρ_{MK} , кг/м ³	Приймається[4]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається[4]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня σ_{k1} , МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{MK}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	109,6	90,96

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.03	Арк.
						36

Продовж. табл.3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{міц1}$	σ_K / σ_{K1}	8,85	10,44
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9 \div 1,0) c_{a1}$	135,0	121,5
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3890	1,3590
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,3410	0,2440
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5130	0,3770
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,1230	0,0460
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_a = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,7460	
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,6330	
	$D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,6890	
	$D_{B2} = D_{B1}$		0,5250
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$		0,5780
	$D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,5520
25. Висота останньої лопатки компресора l_{K2} , м	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,0570	0,0270
26. Ступінь підвищення тиску в компресорі π_K	Приймається[4]	4,583	4,583
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{KCT}	Приймається[4]	1,22	1,17
28. Число ступенів компресора z_K	$\frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{KCT}}$	9	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CK} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,2250	0,0840

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

					142.4231.01.КР.03	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{c1} = D_{cc}$	0,6330	
	$D_{bc} = D_{cc} - \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,5190	
	$D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,7460	
	$D_{6c} = D_{B1}$		0,5250
	$D_{3c} = \sqrt{D_{bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$		0,6180
	$D_{cc} = (D_{bc} + D_{3c}) / 2$		0,5720
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{kc} , м	$(D_{3c} - D_{bc}) / 2$	0,1130	0,0470
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{лк}$	D_{cc} / l_{kc}	5,578	12,238
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{cтк}$	$0,087353 + 0,02604 v_{лк} + 0,00092 \times v_{лк}^2 + 0,00004 v_{лк}^3$	1,0540	1,4030
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{cтк}$, м	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{cтк}$	0,1200	0,0660
35. Осьовий габарит проточної частини L_k , м	$L_{cтк} \cdot z_k$	1,0760	0,6560
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}$, м	$0,18 \cdot D_{31}$	0,1340	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,3360	—
38. Довжина переходника компресора $L_{п.к.}$, м	$0,35 \cdot D_{32}$	0,2610	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.03	Арк.
						38

3.2 Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

Витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 48,258$ кг/с; Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год} = 3398$ кг/год; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,995$; нижча нааявна теплотворна здатність палива $H_u = 50032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$;

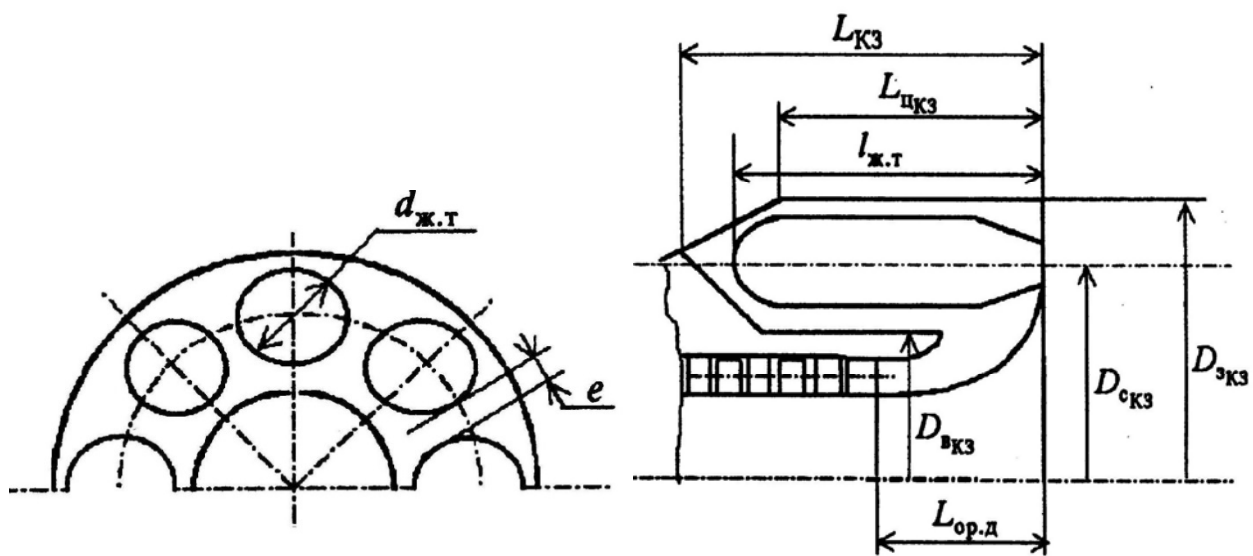


Рисунок 3.2 – Схема трубчато-кільцевої протитокової КЗ

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

142.4231.01.КР.03

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	$p_2 \cdot 10^6$	$2,085 \cdot 10^6$
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[4]	1100
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,066
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[5]	16
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	$4,610 \cdot 10^{-3}$
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[4]	0,7
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,65
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,1320
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,4820
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,0330
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,8450
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	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	22,71
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	25,55
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,2190
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,3 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	0,5030
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,0350
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,6560
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,56 \cdot D_{с_{2_{квт}}}$	0,3090
20. Довжина циліндричної частини камери згоряння $L_{ц_{кз}}$, м	$l_{ж.тр.} / b$	0,4220
21. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,5540

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.03	Арк.
						40

3.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

ТВТ: Витрата газу через ТВТ $G_T=49,202$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3=1490$ К; температура газу за ТВТ $T_4=1210$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3=2,002$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4=0,804$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T=0,89$.

ТНТ: Витрата газу через ТНТ $G_T=52,821$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3=1210$ К; температура газу за ТНТ $T_4=1054$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3=0,804$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4=0,428$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T=0,91$.

ТГ: Витрата газу через ТГ $G_T=53,864$ кг/с; температура газу перед ТГ $T_3=1054,0$ К; температура газу за ТГ $T_4=770,41$ К; тиск газу перед ТГ $P_3=0,428$ МПа; тиск газу за ТГ $P_4=0,103$ МПа; внутрішній ККД ТГ $\eta_T=0,92$.

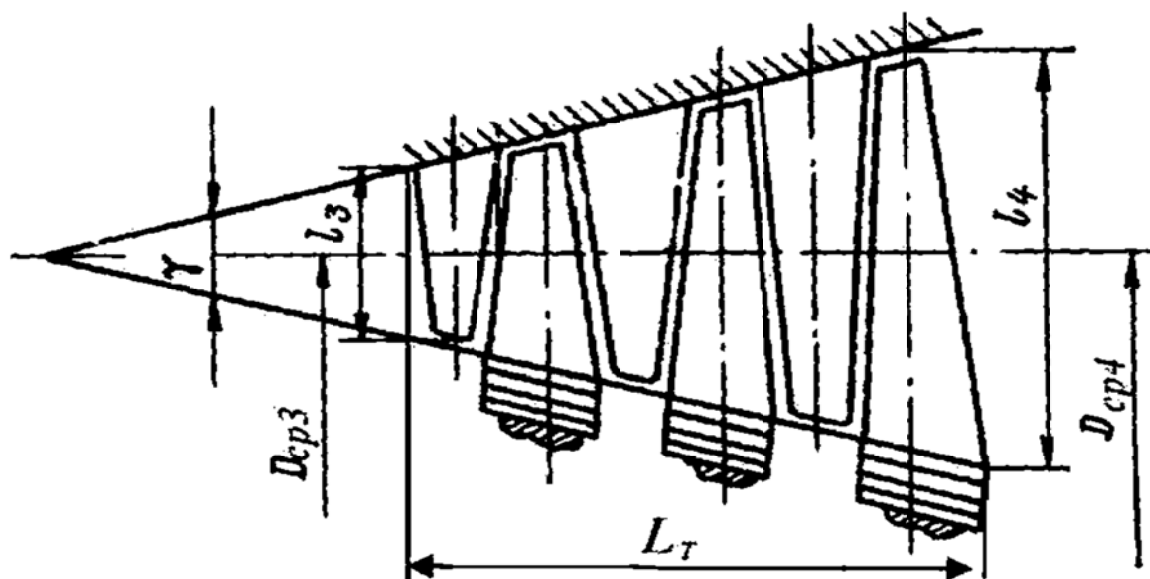


Рисунок 3.3 – Меридіанний переріз турбіни ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.03	Арк.
						41

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	4
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	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_{p_3} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	3,703	2,118	3,935
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається[4]	30	20	30
5. Корнева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається[4]	0,30	0,15	0,00
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,3660	0,2480	0,0660
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,98	0,98	0,98
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	671,73	553,27	420,21
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	1,2840	1,2990	1,3090
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,9690	0,8830	0,7180
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається[4]	14	16	20
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \cdot \left[\frac{\kappa_{T3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{T3} - 1)}{(\kappa_{T3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{T3} - 1}}$	0,9998	0,9840	0,9070
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2 + 1}{k_2 - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,0990	0,2130	0,3320
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,8450	0,8450	1,1000
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,0370	0,0800	0,0960
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,0390	0,0840	0,1010
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	21,568	10,053	10,892
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,7650	0,6390	0,5030

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.03	Арк.
						42

Продовж. табл. 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	8731	7678	3000
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	386,52	339,90	172,79
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,5750	0,6140	0,4110
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{\text{опт}}$	$v_{\text{опт}} / v_d$	1,1290	1,0400	1,102
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{cl}$	0,8830	0,9260	1,1960
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3} , м	$D_{3c} - l_{cl}$	0,8080	0,7650	1,0040
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається[4]	ЧС88	ЧС88	ЭП539
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M_3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними[4]	8100	8100	8300
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M_3} , К	Приймається $T_{M_3} = T_d$	1080	1080	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p_2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 70$			992
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[1]	195	195	330
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{\text{міц3}}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M_3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	2,551	1,537	10,646
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	190,13	183,00	172,47
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_\Gamma}$	1,2990	1,3090	1,3330
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_2}{k_2 + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,3040	0,3120	0,3430
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_2 + 1}{2} \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_2 - 1}}$	0,4650	0,4770	0,5180
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_T + G_{\text{ок}}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2 + 1}{k_2 - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,1240	0,2160	0,7070
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{M_4} , К	Приймається $T_{M_4} = T_d$	1080	1080	
	$1,08 \cdot T_4$			832,05

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

142.4231.01.КР.03

Арк.

43

Продовж. табл. 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{M4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[4]	195	195	640
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в кореневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	2,076	1,515	9,714
38. Діаметри на виході з турбіни				
$D_c = const$	$D_{c4} = D_{c3}$ $D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$ $D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,8450 0,7990 0,8920	0,8450 0,7640 0,9270	
$D_B = const$	$D_{4B} = D_{3B}$ $D_{43} = \sqrt{D_{4B}^2 + 4F_4 / \pi}$ $D_{4c} = (D_{4B} + D_{43}) / 2$			1,004 1,3810 1,1920
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4}) / 2$	0,0470	0,0810	0,1890
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня V_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	18,087	10,399	6,322
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст.}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,1120	0,2140	0,5190
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня				
$D_c = const$	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{Bc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$ $D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,8450 0,8030 0,8870	0,8450 0,7650 0,9260	
$D_B = const$	$D_{Bc} = D_{B3}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{cm} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$			1,0040 1,2920 1,1480
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,0420	0,0810	0,1440
44. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065 + 0,05899 v_T + 0,00331 \times v_T^2 + 0,00003 v_T^3$	-	1,5390	0,8120

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

142.4231.01.KP.03

Арк.

44

Продовж. табл. 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
45. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{сгт}}$,м	$l_{\text{тс}} \cdot \bar{L}_{\text{сгт}}$	0,090	0,1240	0,1170
46. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{т}}$,м	$L_{\text{сгт}} \cdot z_{\text{т}}$	0,090	0,1240	0,4680

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

					142.4231.01.KP.03	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

M 1:20

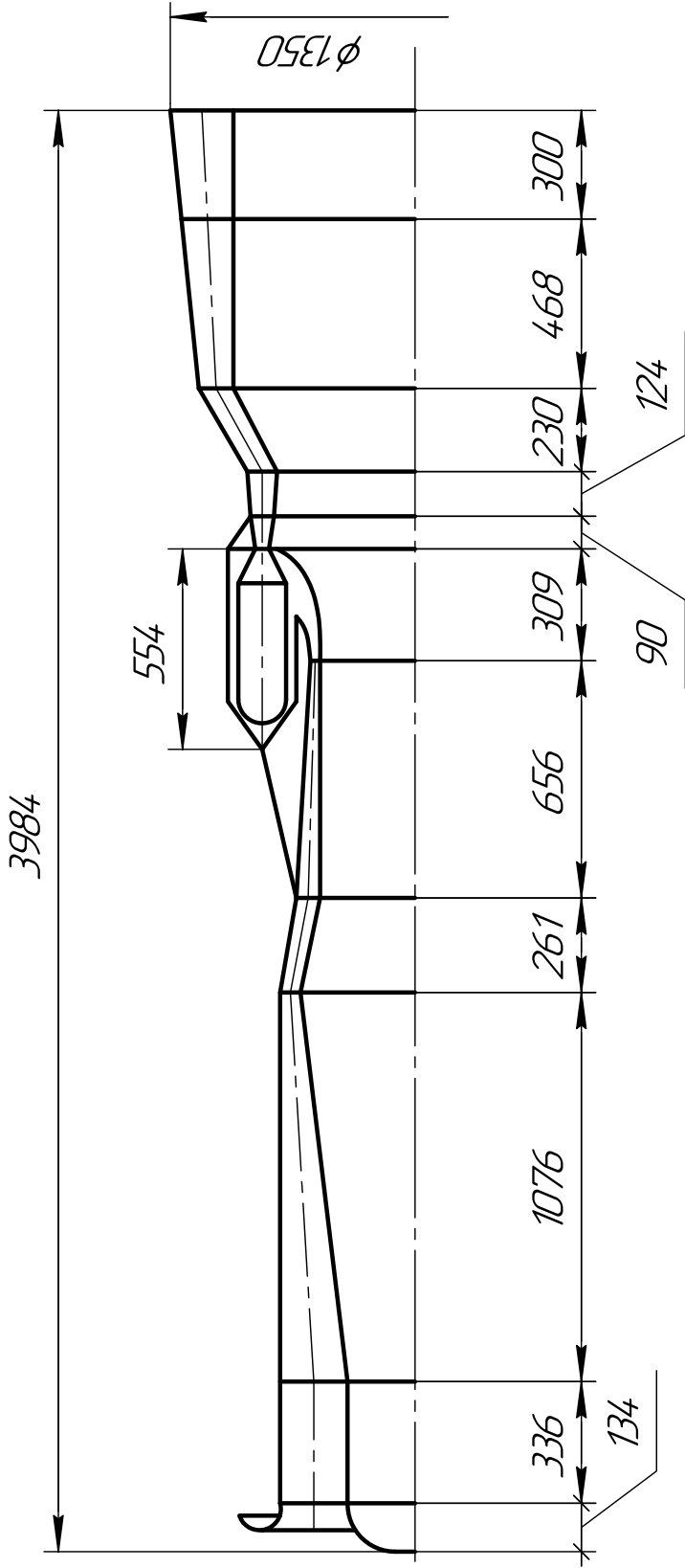


Рисунок 1.15 - Ескіз мередіонального перерізу проточної частини ГТД

Інв. № подл.	Подп. у дата	Взам. инв. №	Инв. № дучл.	Подп. у дата
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	14.2.4.231.01.KP.03	Лист	46
-----	------	----------	-------	------	---------------------	------	----

[illegible]

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ ВИСОКОГО 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 $\lambda = D_{cp}/l_p \geq 10...12$. У противному випадку по-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.04	Арк. 48

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	49,20
3. Статичні параметри на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Вихідні дані	$2002 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Вихідні дані	1490
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	$803,9 \cdot 10^3$
6. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихідні дані	8731
7. Коефіцієнт надлишку повітря α	Вихідні дані	2,976
8. Температура робочого тіла за ступенем T'_{2t} , К	Береться із подальшим уточненням $T_0 - (80 \dots 120)$	1390,0
9. Середня температура процесу в ступені T_{cp} , К	$0,5 (T_0 + T'_{2t})$	1440,0
10. Теплоємність робочого тіла c_p , Дж/(кг·К)	Приймається[7]	1299,0
11. Комплекс $m = \frac{k-1}{k}$	Приймається[7]	0,3
12. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,429
13. Газова стала R , Дж/(кг·К)	$c_p m$	389,74
14. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	910,82
15. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,132
16. Повні параметри на вході до ступеня:		
тиск p_0^* , Па	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$	$2,026 \cdot 10^3$
температура T_0^* , К	$T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	1496,0

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

Продовж. табл. 4.1

17. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	470600
18. Температура газу за ступенем T_{2t} , К	$\frac{c_p T_0^* - \Delta h_a^*}{c_p}$	1133,0
19. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня c_{ad} , м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	970,17
20. Віяловість ступеня $\lambda = D_{cp2}/l_p$	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	39
21. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_κ	Береться 0,03...0,05[7]	0,3
22. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_\kappa + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,351
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	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	305600
26. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	766,16
27. Характеристика ступеня $v_{ad} = u_1/c_{ad}$	$\frac{\varphi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,5900
28. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ad} v_{ad}$	572,40
29. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	$\frac{60u_1}{\pi n}$	1,252
30. Розрахункова температура робочих лопаток $T_{розр}$, К	$T_0^* - \frac{u_1^2}{2c_p} \left(\frac{2\varphi\sqrt{1-\rho} \cos \alpha'_1}{v_{ad}} - 1 \right)$	1294,0
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	142.4231.01.КР.04	Арк.
						50

Продовж. табл. 4.1

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	$(1,4 \dots 2,0) \rho_m \frac{u_1^2}{\lambda}$	$94,09 \cdot 10^6$
35. Сумарні максимальні напруження в робочій лопатці σ , Па	$\sigma_p \left(1 + \frac{\sigma_{32}}{\sigma_p} \right)$, де $\sigma_{32} / \sigma_p \approx 0,1 \dots 0,2$	$112,9 \cdot 10^6$
36. Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_σ	σ_{mp} / σ	2,66
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	2,66
41. Перевірка умови	$n_\sigma \geq 1,5 \dots 2,0$	виконується
42. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	12100
43. Статичні параметри робочого тіла за сопло- вою решіткою:		
тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	$1145 \cdot 10^3$
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2 c_p}$	1270,0
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	2,315
44. Критичне відношення тисків $p_{кр} / p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,524

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.04	Арк.
						51

Продовж. табл. 4.1

45. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,5650
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	$\sqrt{kRT_1}$	840,77
48. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,9110
49. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,029
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]	0,021
52. Коефіцієнт $(l/B)_c$	Береться з [7]	1,4
53. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,021
54. Коефіцієнт $(l/B)_p$	Береться з [7]	2
55. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$ [7]	0,00016
56. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(tg\gamma_n + tg\gamma_\kappa) - \delta_r}{(l/B)_p - tg\gamma_n - tg\gamma_\kappa}$	0,016
57. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,031
58. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_\kappa}{2}$	1,252
59. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	572,40
60. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	39,76
61. Мінімально допустима при знайдений λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_\kappa + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,350

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.04	Арк.
						52

Продовж. табл. 4.1

62. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,274 %
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	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,032
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	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	252,19
67. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	47,31
68. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,98 [7]	0,98
69. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	165000
70. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	196800
71. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	614,84
72. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	7794
73. Статичні параметри потоку на виході з робочої решітки:		
температура T_2 , К	$T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2c_p}$	1149,0
густина ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,796
74. Швидкість звуку на виході з робочої решітки a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	799,70
75. Число Маха на виході з робочої решітки M_{w2}	w_2 / a_2	0,769

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

Інв. № подл.	Підпис і дата					142.4231.01.KP.04	Арк.			
	Інв. № дубл.						53			
	Взам. інв. №									
Інв. № подл.	Підпис і дата					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
	Інв. № дубл.									
	Взам. інв. №									

Продовж. табл. 4.1

76. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	21,09
77. Кут установки профілів робочої решітки β_y , град	Береться з [7]	63,5
78. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,018
79. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p / b_p$	0,4 ρ + 0,6	0,74
80. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	221,21
81. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2 / 2$	24470
82. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	89,67
83. Колові складові абсолютних швидкостей:		
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	743,40
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	1,269
84. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	426300
85. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,906
86. Характеристики ущільнення діафрагми:		
число щілин z	конструкція ущільнення[7]	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15) [7]	0,5
радіальний зазор $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020[7]	0,0004
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення [7]	0,3
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	$3,77 \cdot 10^{-4}$
87. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{y.\delta}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,1660
88. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{y.\delta}$	$\frac{G_{y.\delta}}{G} \eta_u$	0,003051
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		

142.4231.01.КР.04

Арк.

54

Продовж. табл. 4.1

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: $0,75 \delta_r$	$0,8470 \cdot 10^{-4}$
91. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори $\xi_{заз}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0077
92. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	2,055
93. Коефіцієнт K_m	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,58 \cdot 10^{-3}$
94. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло ξ_{mp}	$K_m \frac{D_{cpl}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{cp}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{ad}}\right)^3$	0,023
95. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{y.\partial} - \xi_{заз} - \xi_{mp}$	0,872
96. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	410200
97. Внутрішня потужність ступеня N_i , Вт	$G \Delta h_i$	$20180 \cdot 10^3$

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

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

										Арк.
										55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

142.4231.01.KP.04

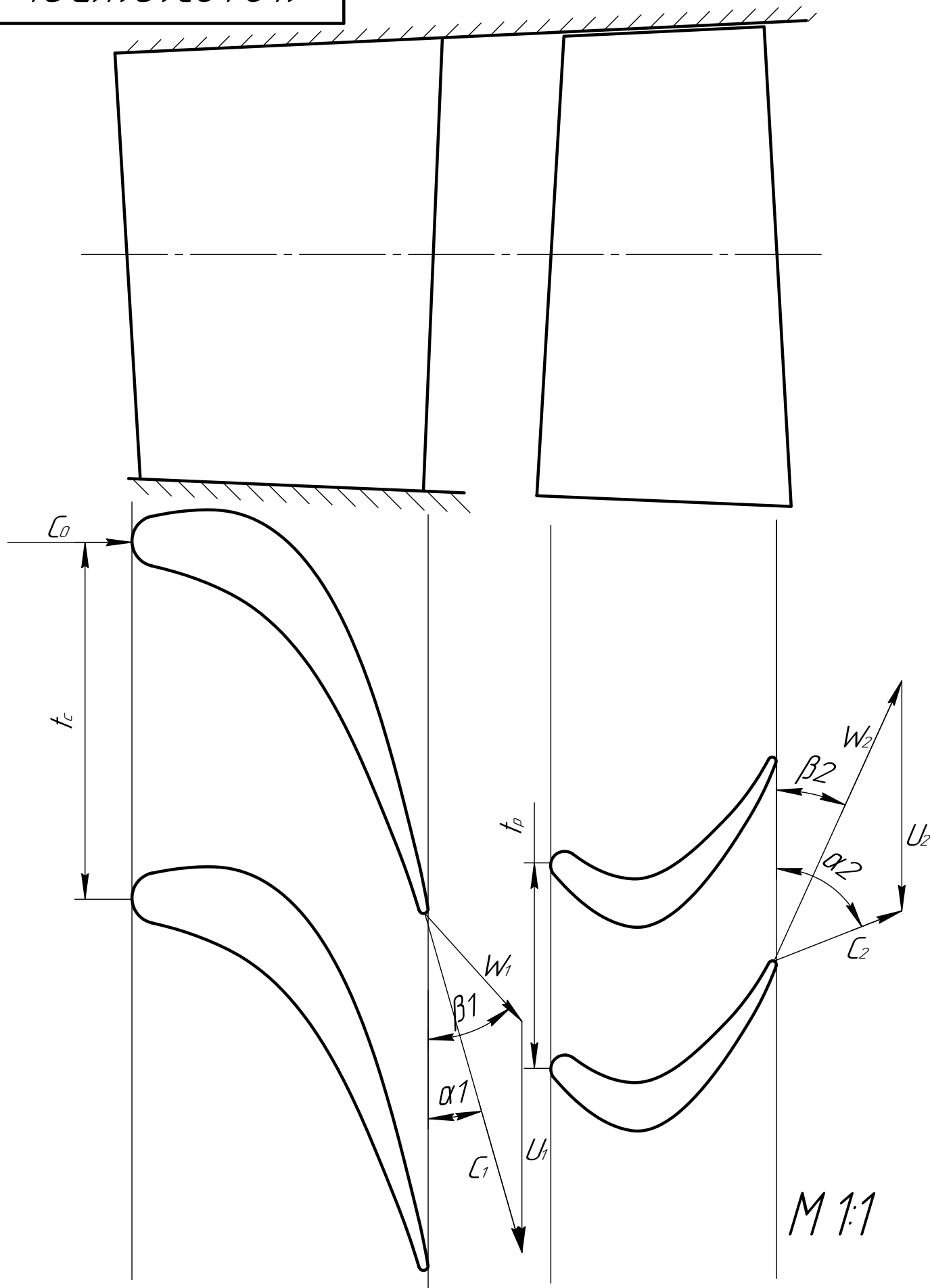


Рисунок 4.1 – Ескіз проточної частини ТВТ

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

14.2.4231.01.KP.04

Лист
56

[illegible]

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

Проектуємий газотурбінний агрегат складається з газогенератора і вільної силової турбіни. Газогенератор містить у собі два каскади осьового компресора (відповідно, низького і високого тисків), які приводяться в обертання двома незалежними турбінами (низького і високого тисків), а також трубчасто-кільцеву камеру згоряння.

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Лопатки турбіни мають конвективне охолодження. Усередину соплових лопаток вставляється дефлектор, що служить для перерозподілу охолодного повітря, яке надходить крізь отвори в корпусі і після охолодження залишає лопатки крізь щілини у вихідних крайках. Ротор турбіни високого тиску складається з диска, робочих лопаток, цапфи турбіни. Робочі лопатки в диску кріпляться ялинковими замками. Для зниження динамічних напружень у кишені під нижньою полицею лопаток встановлені демпфери. Для зменшення радіального зазору над обандаженими робочими лопатками розташовані стільникові вставки, які своїми виступами входять у пази корпуса.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.05 Арк. 58

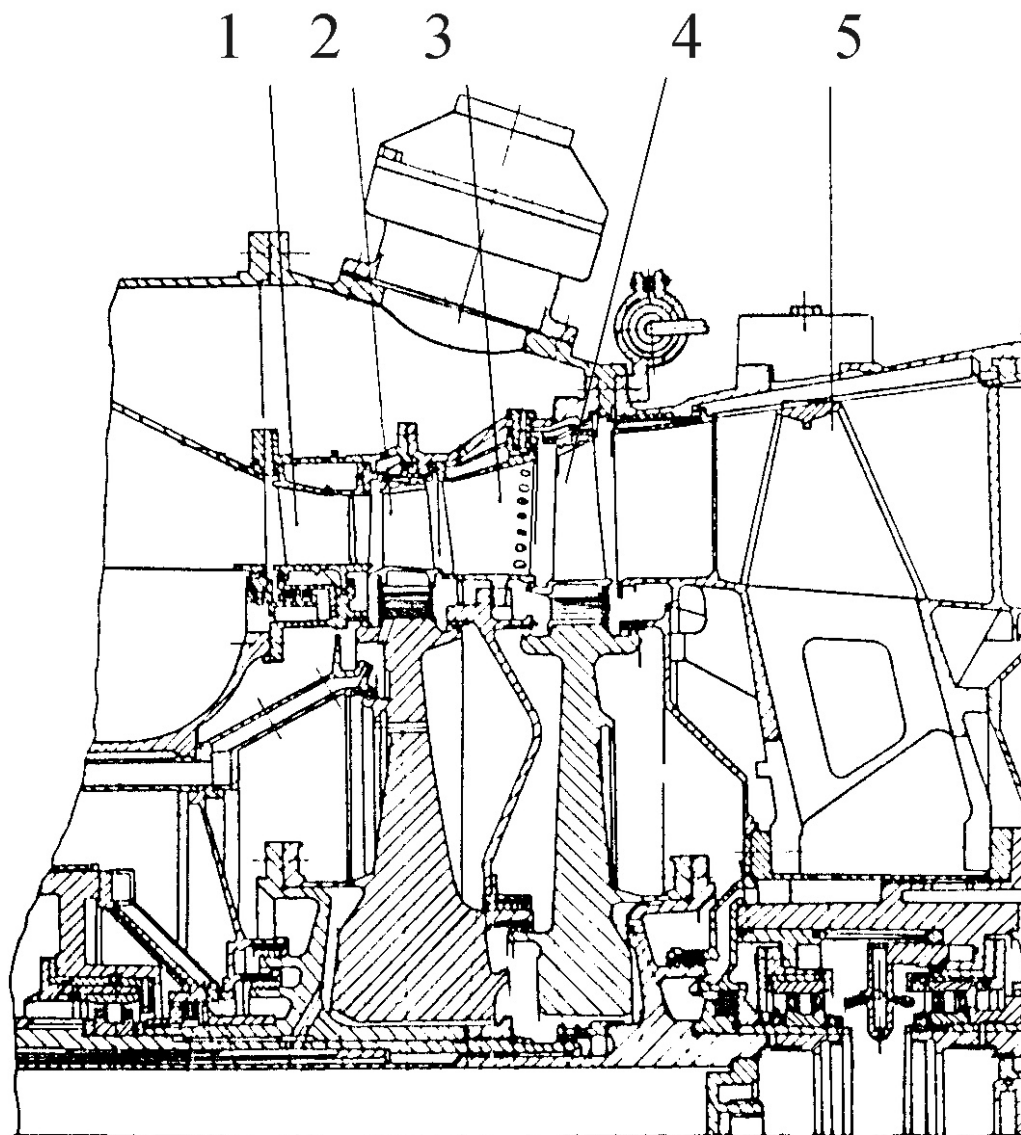


Рисунок 5.1 - Турбіни високого та низького тисків проектуемого ГТА:

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

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.05	Арк.
						59

5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни високого 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 $D_{cp2} = 1,252$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,031$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 554,79$ м/с;

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

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 766,16$ м/с;

відношення $(u / c_1)_{cp} = 0,5800$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 89,67^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 221,21$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 21,09^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 614,84$ 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 будемо профілі соплових і робочих лопаток турбінного ступеня на трьох перерізах: кореневому, середньому та периферійному (рис.5.2).

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.05	Арк. 60

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: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,610	0,626	0,642
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,975	1	1,025
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	558,00	572,40	586,80
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	784,76	766,16	748,50
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	13,66	14	14,34
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,562	0,590	0,619
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	29,93	32,46	35,3
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	371,46	345,33	320,74
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	21,58	21,09	20,62

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.05	Арк.
						61

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня ло- паток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	601,46	614,84	628,26
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^0$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$; при $\alpha_{2cp} > 90^0$: $180^0 - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	90,34	90,33	90,32
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	221,21	221,21	221,21
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,271	0,31	0,346

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

					142.4231.01.KP.05	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

14.2.4231.01.KP.05

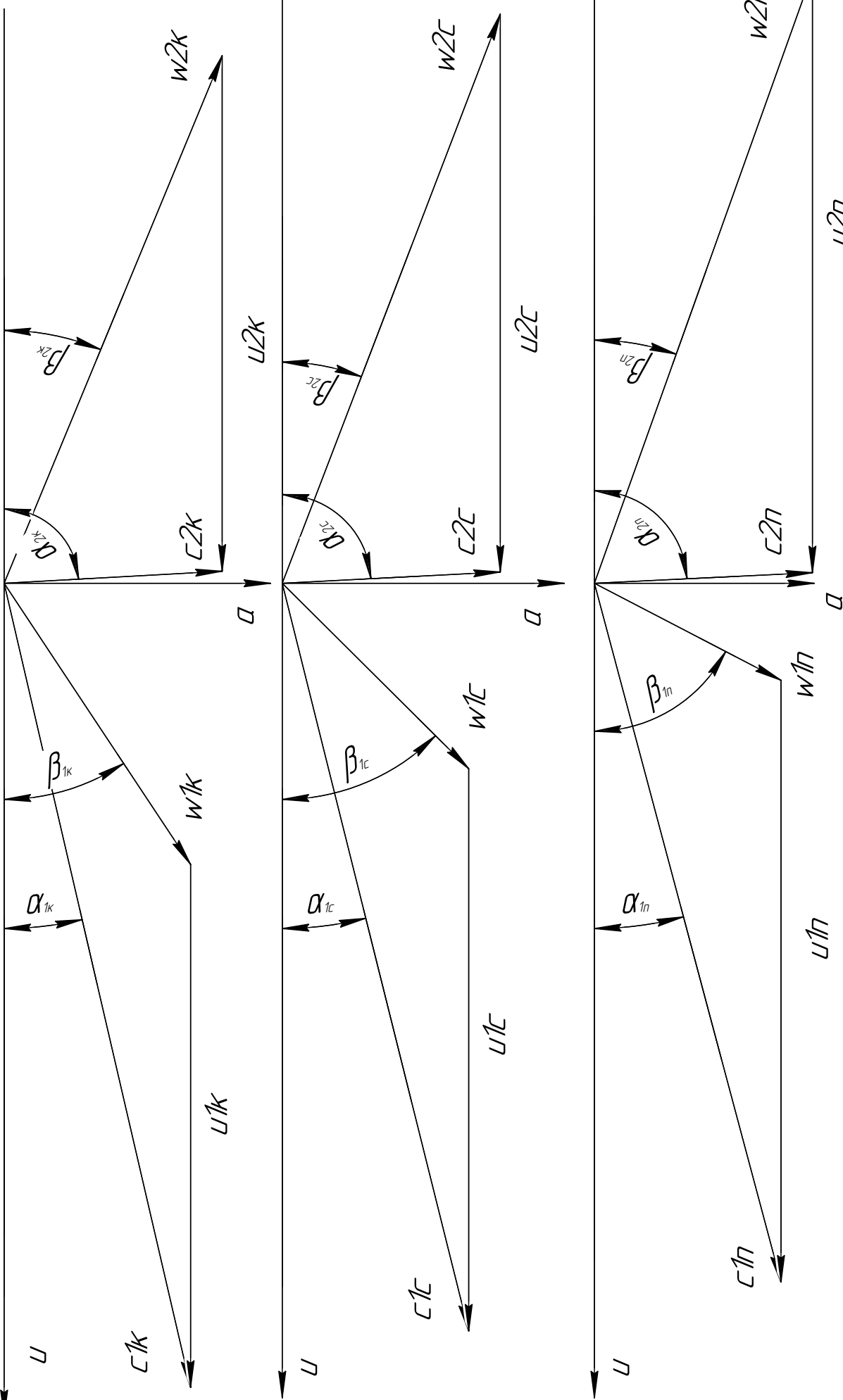


Рисунок 1.27 – Трикутники швидкостей турбінного ступеня

1mm=4m/c

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инд. №	Инд. № дучл.	Подп. и дата
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
14.2.4231.01.KP.05				
Лист				
63				

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

витрата газу через турбіну $G = 49,2$ кг/с;
 частота обертання ротора $n = 8731$ об/хв;
 середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,252$ м;
 довжина робочої лопатки $l = 0,031$ м;
 число робочих лопаток на вінці $z = 96$;
 температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1490$ К;
 тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 1145000$ Па;
 тиск газу за робочими каналами $p_2 = 803900$ Па;
 допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1090$ К;
 параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розд. 1.1):
 $c_1 = 766,1$ м/с та $c_2 = 221,21$ м/с; кути $\alpha_1 = 14^\circ$ та $\alpha_2 = 89,67^\circ$;
 геометричні параметри робочої решітки (за результатами закр.

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	29,93	32,46	35,3
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	21,58	21,09	20,62

$$T_{\text{порр}} = T_1 = 1490 \text{ K.}$$

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:

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

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

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

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

$T, \text{ К}$	$\sigma_{1000}, \text{ МПа}$
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	142.4231.01.КР.05					Арк.
										65

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:

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

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

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

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

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

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

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_v , 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	За відомим значенням параметра Ларсона-Міллера за допомогою аналітичної формули розраховуємо необхідне значення границі тривалої міцності:											
					$\sigma_{дл} = 247,1 \text{ МПа.}$											
					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).											
										142.4231.01.КР.05					Арк.	
															66	
Зм.		Арк.		№ докум.		Підпис		Дата								

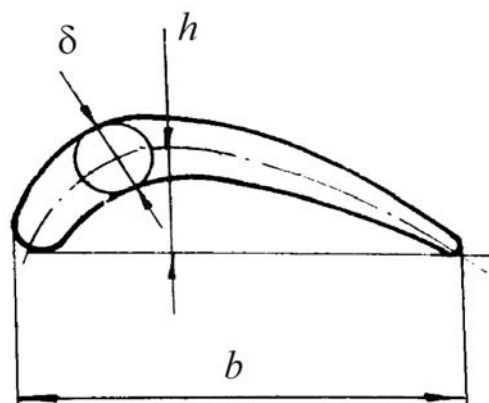
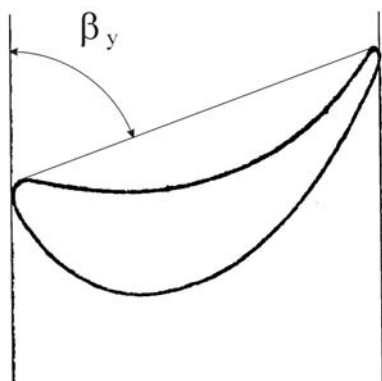


Рисунок 5.3 – Геометричні характеристики профілю

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

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

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

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.5.3.

					142.4231.01.КР.05	Арк.
						67
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:

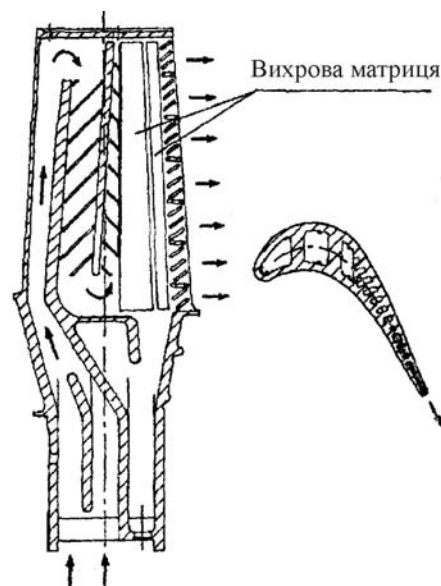


Рис.5.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	142.4231.01.КР.05		Арк.
							68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

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.

$$\alpha = 90^0 - \beta_v = 90 - 61,5 = 26,2^0,$$

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]:

$$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = -3,18 \cdot 10^{-7} \text{ M}^3;$$

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.

5.4. Розробка системи змащення ГТА

5.4.1. Призначення і склад системи

Система змащування двигуна (креслення 6.090506.4231.02.03.BP) — 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 З1, З2 і трубопроводи.

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.KP.05	Арк. 73

5.4.2 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	142.4231.01.КР.05	Арк. 74

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

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

Маслоповітряна суміш з переднього корпусу КНТ, 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 кільцю 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	142.4231.01.КР.05
					Арк.
					75

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	142.4231.01.КР.05
					Арк.
					76

Змащування виносної коробки приводів — картерне, з періодичністю зміни масла відповідно інструкції. Керування елементами маслосистеми і контроль її параметрів здійснюється САК.

5.4.3 Технічні вимоги до системи

1. Застосовуване масло:

- основна марка — масло Тп–22с ТУ 38.101821–83;
- дублююча марка — масло МС–8п ОСТ 38.01163–78.

2. Максимальний робочий тиск (для підбора сортаменту труб і арматури):

- у трубопроводах нагнітання 0,7 МПа;
- у трубопроводах відкачки 0,25 МПа;
- у трубопроводах, що примикають до масловіддільного бака БМ1 — 0,25 МПа;
- в інших трубопроводах 0,1 МПа.

3. Температура масла:

3.1. на вході в двигун:

- при роботі — 40...50 °С на маслі Тп–22с і 30...50 °С на маслі МС–8п;
- при запуску — 35...50 °С на маслі Тп–22с і 10...50 °С на маслі МС–8п.

3.2. на виході з двигуна — не більш 120 °С.

4. Термоперетворювачі опору Т2...Т5 і сигналізатори стружки ССМ2...ССМ5 установити відповідно до інструкції И 255.102.084–86 у доступному для обслуговування місці, максимально наближеному до агрегату.

5. Клапан КО1 установити нижче мінімального рівня масла в баці Б1 на вертикальній ділянці трубопроводу.

6. Об'єм масловіддільного бака БМ1 рекомендується — не менш 25 л.

7. Проектанту установки забезпечити:

7.1. Конструкцію і розміщення циркуляційного бака Б1, що відповідають наступним вимогам:

7.1.1. Ємність — не менш 1,5 м³.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	142.4231.01.KP.05	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.1.2. Кількість масла в баці:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.05	Арк. 78

- 7.5. Трасування трубопроводів об'єкта, що перешкоджає сливу масла в циркуляційну цистерну при непрацюючому двигуні.
- 7.6. Очищення та іспит трубопроводів маслосистеми об'єкта і цистерни Б1 перед підключенням їх до маслосистеми двигуна.
- 7.7. Заправлення цистерни Б1 маслом з класом чистоти не гірше 13 за ГОСТ 17216–71.
- 7.8. Виготовлення циркуляційного бака (цистерни) Б1 і трубопроводів об'єкта з антикорозійного матеріалу.
8. Система керування і захисту повинна передбачати:
- 8.1. Функціонування захистів по падінню тиску масла на вході в двигун:
- по датчику РД2 (зупинка ГТД) — при частоті обертання ротора КНТ вище 3600 об/хв;
 - по датчику РД3 (переклад двигуна на холостий хід) — при частоті обертання ротора КНД вище 7000 об/хв.
- 8.2. Функціонування захисту по падінню тиску масла відкачки по датчику РД4 (зупинка ГТД) — від 10 с після включення електронасоса Н2 до його відключення.
- 8.3. Функціонування захисту по зниженню перепаду тисків нижче припустимого по сигналу від датчика РД7.
- 8.4. Функціонування захисту по незакриттю крана СК3 — при тиску повітря за КВТ нижче 0,9 МПа.
- 8.5. Керування роботою електронасоса Н4 по прокачуванню масла при підігріві і вивантаженні масла з місцевого пульта по команді оператора, тільки при відкритих кранах СК2 або 32.
- 8.6. Включення електронасосів Н2, Н3 з натисканням кнопки “Пуск” при заданих оборотах і при тиску нижче тиску спрацьовування датчиків РД2, РД3.
- 8.7. Відключення електронасосів Н2, Н3 при заданих оборотах через 15 хв. після сигналу “Стоп”; по сигналу датчика РД4.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.05					Арк.
										79

- 8.8. Включення і відключення електронасосів Н2 і Н3 при непрацюючому двигуні по команді оператора.
- 8.9. Блокування включення електронасоса Н2 при виключеному електронасосі Н3.
- 8.10. Блокування запуску ГТД при відкритому крані СК3.
- 8.11. Сигналізацію про забруднення фільтрів Ф1 і Ф10 по сигналах від датчиків РД5 і РД6 відповідно при перепаді тисків вище 0,15 МПа.
- 8.12. Закрите положення стоп-крана СК1 при роботі виробу.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. інв. №						
	Інв. № дубл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.05		Арк.
							80

[illegible]

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1. Система виробничого освітлення в машинному залі електростанції

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

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

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

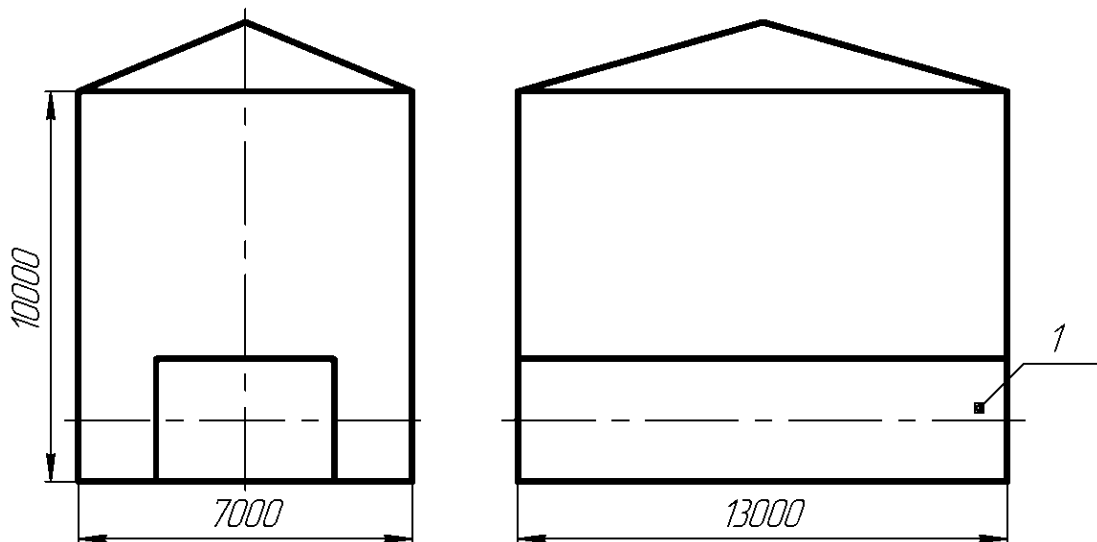


Рисунок 6.1 - Схема машинного залу на електростанції і розташування ГТД на рамі (1 – ГТД на рамі)

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

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
					142.4231.01.КР.06					82
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

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

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

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

H – висота підвісу світильників над робочою поверхнею, м;

x – коефіцієнт, який характеризує оптимальне розташування світильників.

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

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

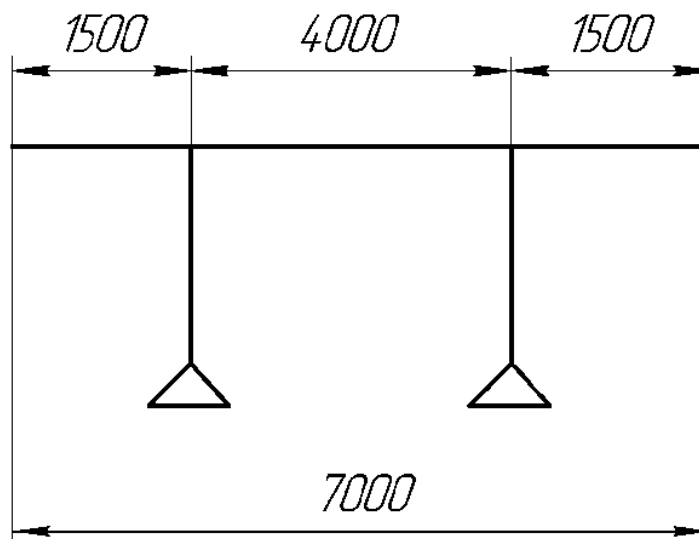


Рисунок 6.2 - Схема розташування світильників у рядах.

Кількість світильників:

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

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

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

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.06	Арк.
						83

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

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

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

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

За табл.22,26 [22]: $\rho_n=50$;

$\rho_c=30$;

$\rho_p=10$.

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

де A - довжина приміщення;

B - ширина приміщення;

h - висота приміщення;

тоді, $\eta=0.36$.

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

4.3 Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів

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

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.						
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> </tr> </table> 142.4231.01.КР.06 Арк. 84										Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										

приміщеннях, ізольованих від ГТД, на безпечній відстані від високотемпературної зони.

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

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

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

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

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

1. Виконання проточної і природної вентиляції.

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

3. Аварійну вентиляцію з автоматичним включенням і сигналізацією.

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

Важливим в умовах приміщення ГПА захист від випромінювання теплоти. Засобами такого захисту можуть бути: теплоізоляція нагрітих поверхонь, екранування теплових випромінювань. Теплоізоляція є ефективним заходом не тільки для зменшення інтенсивності теплового випромінювання від нагрітих поверхонь, але також для запобігання опіків при доторканні до цих поверхонь. Для теплоізоляції застосо-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.06	Арк. 85

вують різноманітні матеріали і конструкції (спеціальний бетон і цеглу, металеві каркаси, мінеральну і скляну вату, азбест, волок та ін.).

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

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	142.4231.01.КР.06 Арк. 86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

ВИСНОВКИ

1. Виконано патентно-інформаційний пошук з описом сучасних газотурбінних установок різноманітних світових виробників ГТД. Обрано двигун-прототип підприємства «Зоря - Машпроект» - UGT 15000.

2. Виконано оптимізаційний розрахунок з допомогою навчальної програми «GTA1CC». На етапі оптимізації по результатам розрахунку побудовані графіки залежності ККД та питомої потужності ГТД від загальної міри підвищення тиску у циклі. Вибране оптимальне значення міри підвищення тиску $\pi_k=21$ для подальших розрахунків.

3. Виконано детальний тепловий розрахунок для визначення температур та теплоперепадів у проточній частині, тиску газу та повітря в компресорному та турбінному блоках а також у камері згоряння. Визначені витрати повітря та газу а також годинна витрата палива і сумарна потужність ГТД.

4. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_e = 0,3810$, питома потужність $N_{yd} = 329,67$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{Ne} = 0,1890$ кг/(кВт·год), температура газів на виході з ГТА $T_4 = 761,51$ К.

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

6. Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. КНТ має у своєму складі – 9 ступенів, КВТ – 10 ступенів; частота обертання ротора КНТ – 7678 об/хв, КВТ – 8731 об/хв;

7. Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 16 жарових труб. Для змішування природного газу з повітрям та подачі в камеру призначений пальниковий пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.

Інв. № подл.	Підпис і дата					Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_c = 0,3810$, питома потужність $N_{уд} = 329,67$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{Nc} = 0,1890$ кг/(кВт·год), температура газів на виході з ГТА $T_4 = 761,51$ К.	
									5. Протягом проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини ГТА, камери згоряння і турбінної частини та проведене їхнє компонування.	
									6. Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. КНТ має у своєму складі – 9 ступенів, КВТ – 10 ступенів; частота обертання ротора КНТ – 7678 об/хв, КВТ – 8731 об/хв;	
									7. Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 16 жарових труб. Для змішування природного газу з повітрям та подачі в камеру призначений пальниковий пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.	
						142.4231.01.КР.В			Арк.	
									88	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

8. 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 – чотирьохступінчастої; частота обертання ротора силової турбіни 3000 об/хв.

9. У роботі розроблено конструкцію турбіни високого тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного агрегата UGT 15000, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

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

11. Детально розроблена система змащення газотурбінного агрегата.

12. В розділі охорони праці розроблена система виробничого освітлення в машинному залі електростанції.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.В
					Арк.
					89

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.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.4231.01.КР.Л		
					Арк.		
					90		

