

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

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



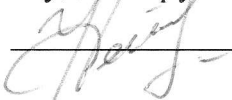
" 09 " 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження параметрів контактної газотурбінної установки з контуром утилізації теплоти для теплоенергетичної станції потужністю 32 МВт*

Виконав:

студент групи 6231м

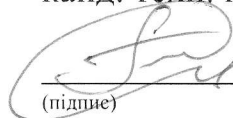


Пензев Д.С.

(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



Козловський А.В.

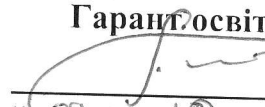
(підпис)

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


"09" 10 2025 р.

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

Студенту _____ Пензеву Д.С. _____

1. Тема роботи:

" Дослідження параметрів контактної газотурбінної установки з контуром утилізації теплоти для теплоенергетичної станції потужністю 32 МВт "

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 20.11.2025 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=32$ МВт, $T_3=1480$ К

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

- 4.1. Обґрунтування вибору теплової схеми ГТА.
- 4.2. Розрахунки турбіни низького тиску.
- 4.3. Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.
- 4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.5. Заходи по техніці безпеки, та охороні праці.
- 4.6. Техніко-економічне обґрунтування розробки.

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання 05.09.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату	5.09.2025	
2	Розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи	16.09.2025	
3	Визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату	21.09.2025	
4	Газодинамічний розрахунок турбомашин	28.09.2025	
5	Міцнісні розрахунки	05.10.2025	
6	Визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників	12.10.2025	
7	Розрахунки турбіни низького тиску.	19.10.2025	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2025	
9	Виконання техніко-економічного обґрунтування розробки	10.11.2025	
10	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	20.11.2025	

Студент



(підпис)

Пензев Д.С.

Керівник роботи



(підпис)

Козловський А.В.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Навчально-науковий машинобудівний інститут

Кафедра турбін

**ПОЯСНЮВАЛЬНА
ЗАПИСКА**

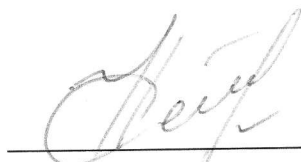
до кваліфікаційної роботи

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

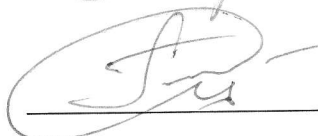
*на тему: Дослідження параметрів контактної газотурбінної установки
з контуром утилізації теплоти для теплоенергетичної станції
потужністю 32 МВт*

В роботі розроблені наступні питання: вибір теплової схеми і її детальний тепловий розрахунок; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції ТНТ ГТД; розрахунок робочої лопатки та диска ступеня ТНТ на міцність; розробка системи змащення. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному залі та розробка системи штучного освітлення. Визначення економічного ефекту проектованої установки. Двигун проєктований для температури перед турбіною високого тиску $T_3=1480$ К та міри підвищення тиску $\pi_k = 22,5$. Ці параметри та глибока утилізація тепла дозволили одержати коефіцієнт корисної дії установки $\eta_c = 0,5185$.

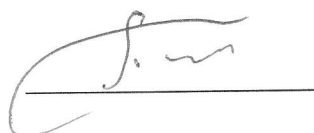
Студент групи 6231м

 Пензев Д.С.

Керівник роботи

 Козловський А.В.

Завідувач кафедри

 Патлайчук В.М.

Миколаїв 2025 р.

Зміст

Пояснювальна записка	2
Анотація	7
Вступ	9
Список прийнятих скорочень.....	11
1 Термодинамічні і газодинамічні розрахунки	12
1.1 Вибір теплової схеми і обґрунтування термодинамічних параметрів ГТА	13
1.1.1 Інформаційний пошук	13
1.1.2 Оптимізація параметрів циклу ГТА	25
1.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА	29
1.3 Визначення габаритних розмірів основних елементів установки	33
1.3.1 Визначення габаритних розмірів компресорів.....	33
1.3.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння	38
1.3.3 Визначення габаритних розмірів турбін.....	41
1.3.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	48
1.3.5 Габаритний розрахунок ПГК	54
1.4 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі	57
1.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ	61
1.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ.....	63
1.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТГ	66
2 Конструктивні розрахунки і конструювання	69
2.1 Опис і робота складових частин КГТА-32	70
2.1.1 Комплексний повітроочисний пристрій	70
2.1.2 Блок двигуна. Устаткування	72
2.1.3 Двигун на рамі. Пристрій і робота двигуна.....	74
2.1.4 Компресор низького тиску	76
2.1.5 Компресор високого тиску	80
2.1.6 Камера згоряння	85
2.1.7 Турбіни високого та низького тиску	88
2.1.8 Турбіна силова.....	91

Підпис і дата		1.3.5 Габаритний розрахунок ПГК 54				
Інв. № дубл.		1.4 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі 57				
		1.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ..... 61				
		1.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ..... 63				
Взам. інв. №		1.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТГ 66				
		2 Конструктивні розрахунки і конструювання 69				
		2.1 Опис і робота складових частин КГТА-32 70				
Підпис і дата		2.1.1 Комплексний повітроочисний пристрій 70				
		2.1.2 Блок двигуна. Устаткування 72				
		2.1.3 Двигун на рамі. Пристрій і робота двигуна..... 74				
		2.1.4 Компресор низького тиску 76				
		2.1.5 Компресор високого тиску 80				
		2.1.6 Камера згоряння 85				
		2.1.7 Турбіни високого та низького тиску 88				
		2.1.8 Турбіна силова..... 91				
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.3.ПЗ.	Арк.
						5

2.2 Розрахунок робочої лопатки ТНТ.....	93
2.2.1 Закручення лопаток за законом сталості циркуляції.....	93
2.2.2 Розрахунок робочої лопатки ТНТ на міцність	98
2.3 Розрахунок диска ТНТ на міцність	101
2.4 Розрахунок опорного підшипника ТНТ на довговічність.....	106
2.5 Опис системи змащення ГТД.....	108
2.5.1 Призначення і склад системи.....	108
2.5.2 Робота системи змащення	109
2.5.3 Технічні вимоги до системи.....	112
3 Охорона праці	117
3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі електростанції.....	120
3.2 Вибір та розрахунок системи освітлення МЗ електростанції.....	127
3.3 Розробка заходів зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів.....	129
4 Охорона навколишнього середовища	131
4.1 Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами парогазової установки електростанції	133
4.2 Розробка заходів щодо зменшення шкідливих викидів газо турбінних установок електростанцій.....	137
Висновки	142
Список використаних джерел	144

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.3.ПЗ.					Арк.
										6

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані розробка та дослідження параметрів контактного газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром для приводу нагнітача природного газу потужністю 32 МВт. Приведено обґрунтування, щодо вибору теплової схеми та термодинамічних параметрів установки, що проектується. Проведені термодинамічні розрахунки КГТА, результати яких є параметрами циклу та розміри проточної частини турбіни. Також виконані габаритні розрахунки основних елементів КГТА. Виконано конструкційний опис елементів роботи двигуна, розглянута мастильна система ГТД. Проведено розрахунок закручення робочої лопатки 1-го ступеня ТНТ за законом сталості циркуляції, розрахунок на міцність робочої лопатки 1-го ступеня ТНТ, та визначаємо запас міцності диску. Розглянуто аналіз небезпечних виробничих факторів в машинному залі на компресорній станції що шкідливо впливають на організм людини, та міри що до їх зменшення. Проведено аналіз шкідливого впливу вихідних газів ГТД на оточуюче середовище, розглянуто методи відносно зменшення викиду шкідливих складових вихідних газу, а також заходи, які вжиті в двигун, що проектується.

Ключові слова: газотурбінна установка, теплоутилізаційний контур, енергетичне машинобудування, компресорна станція, привід нагнітача природного газу, ефективність, витрата палива, тепловий розрахунок, габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work includes the development and research of the parameters of a contact gas turbine unit with a heat recovery circuit for driving a natural gas supercharger with a capacity of 32 MW. The justification for the choice of the thermal scheme and thermodynamic parameters of the designed installation is given. Thermodynamic calculations of the contact gas turbine unit are carried out, the results of which are the cycle parameters and the dimensions of the turbine flow part. Dimensional calculations of the main elements of the contact gas turbine unit are also carried out. A structural description of the engine operation elements is made, the GTE lubrication system is considered. The rotation of the

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.05.А.ПЗ.	
Арк.	
7	

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

					КР.142.6231м.05.А.ПЗ.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Вступ

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

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

Але незважаючи на масу достоїнств, ГТД мають і недоліки, головний з яких - це велика витрата палива, у порівнянні з іншими двигунами (дизелі, парові турбіни). Прямий шлях підвищення економічності - це повернення частини використаної теплоти газів, що відходять, назад у цикл. Це використовується в контактних ГТУ, у яких пара, що генерує в утилізаційному парогенераторі, використовується замість частини вторинного повітря. У такий спосіб знижується потужність компресора, і підвищується питома потужність всієї установки. Більші ступені підвищення тиску при цій схемі дозволяють отримувати високу економічність як на номінальному, так і на змінних режимах роботи двигуна.

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

Необхідність створення ГТД підвищеного рівня потужності, економічності, експлуатаційної надійності та ресурсу диктується зростаючими вимогами замовників. Розвиток трубопровідного транспорту газу йде по шляху підвищення робочого

це велика витрата палива, у порівнянні з іншими двигунами (дизелі, парові турбіни).	Підпис і дата
Прямий шлях підвищення економічності - це повернення частини використаної теплоти газів, що відходять, назад у цикл. Це використовується в контактних ГТУ, у яких пара, що генерує в утилізаційному парогенераторі, використовується замість частини вторинного повітря. У такий спосіб знижується потужність компресора, і підвищується питома потужність всієї установки. Більші ступені підвищення тиску при цій схемі дозволяють отримувати високу економічність як на номінальному, так і на змінних режимах роботи двигуна.	Інв. № дубл.
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.	Взам. інв. №
Необхідність створення ГТД підвищеного рівня потужності, економічності, експлуатаційної надійності та ресурсу диктується зростаючими вимогами замовників. Розвиток трубопровідного транспорту газу йде по шляху підвищення робочого	Підпис і дата
	Інв. № подл.
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата	КР.142.6231м.05.Вс.ПЗ.
	Арк. 9

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

В даній кваліфікаційній роботі розроблено газотурбінну установку потужністю 32 МВт для приводу генератора електричного струму.

					КР.142.6231м.05.Вс.ПЗ.	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список принятых сокращень

ГТА — газотурбінний агрегат

ГТД — газотурбінний двигун

ПГУ — парогазова установка

ЖВ — живильна вода

ЖН — живильний насос

ЗІЗ — засоби індивідуального захисту

ЗІП — запасні частини і приладдя

ЕП — економайзерна поверхня, економайзер

КВПТ — коефіцієнт відновлення повного тиску

КВТ — компресор високого тиску

КНТ — компрессор низького тиску

ККД — коефіцієнт корисної дії

КЗ — камера згоряння

ОВ — опорний вінець

ПК — паровый конденсатор

ПП — пароперегрівна поверхня, пароперегрівник

СА — сопловый аппарат

ТВД — турбіна високого тиску

ТН — турбіна нагнітача

ТЗ — технічні засоби

ТНТ — турбіна низького тиску

ТКВТ — турбокомпресор високого тиску

ТКБ — турбокомпресорный блок

ТКНТ — турбокомпрессор низького тиску

ТОА — теплообмінний апарат

ТУК — теплоутилізаційний контур

ТЯ — теплый ящик

УК — утилізаційний котел

УПГ — утилізаційний парогенератор

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	ПК — паровий конденсатор ПП — пароперегрівна поверхня, пароперегрівник СА — сопловий апарат ТВТ — турбіна високого тиску ТН — турбіна нагнітача ТЗ — технічні засоби ТНТ — турбіна низького тиску ТКВТ — турбокомпресор високого тиску ТКБ — турбокомпресорний блок ТКНТ — турбокомпресор низького тиску ТОА — теплообмінний апарат ТУК — теплоутилізаційний контур ТЯ — теплий ящик УК — утилізаційний котел УПГ — утилізаційний парогенератор	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
					КР.142.6231м.05.СС.ПЗ.	Арк.
						11

[illegible]

1.1.1 Інформаційний пошук

"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). Випуск ГТА для компресорних станцій здійснюється у трьох науково-виробничих центрах (перший розташований у м. Цинциннаті та м. Лінн, базується на авіаційному газотурбобудуванні компанії; другий центр у м. Сканектеді; третій центр сформований на базі італійського підприємства “Nuovo Pignone S. P. A”, який займається виготовленням, комплектацією і постачанням ГТА привідного призначення). Двигун LM1600 відноситься до конвертованим ГТД авіаційного типу 3-го покоління компанії "General Electric Co.". З 1996 р. випускається модифікація LM1600PD. Перший агрегат такого типу був введений в комерційне використання в кінці 1997 р. на газоперекачувальній станції біля м. Елко (штат Британська Колумбія , Канада). За даними на 2006 р., в експлуатації знаходилося 146 агрегатів з LM1600, сумарна напрацювання яких перевищила 3,8 млн. год. Документально підтвердженими є рівень надійності 99,5 % і рівень готовності введення в дію 97,4 %.

"Pratt & Whitney Corp." (США). Сумарний обсяг реалізованої у 2005 р. продукції "Pratt & Whitney Corp." Склав 9.3 млрд. дол. Корпорація має широку мережу

пейські країни, 24% – країни тихоокеанського басейну, 13% – американські країни).	Підпис і дата	
Випуск ГТА для компресорних станцій здійснюється у трьох науково-виробничих центрах (перший розташований у м. Цинциннаті та м. Лінн, базується на авіаційно-му газотурбобудуванні компанії; другий центр у м. Сканектеді; третій центр сформований на базі італійського підприємства “Nuovo Pignone S. P. A”, який займається виготовленням, комплектацією і постачанням ГТА привідного призначення). Двигун LM1600 відноситься до конвертованим ГТД авіаційного типу 3-го покоління компанії "General Electric Co.". З 1996 р. випускається модифікація LM1600PD. Перший агрегат такого типу був введений в комерційне використання в кінці 1997 р. на газоперекачувальній станції біля м. Елко (штат Британська Колумбія , Канада). За даними на 2006 р., в експлуатації знаходилося 146 агрегатів з LM1600, сумарна напрацювання яких перевищила 3,8 млн. год. Документально підтвердженими є рівень надійності 99,5 % і рівень готовності введення в дію 97,4 %.	Інв. № дубл.	
	Взам. інв. №	
	Підпис і дата	
	Інв. № подл.	
"Pratt & Whitney Corp."(США). Сумарний обсяг реалізованої у 2005 р. продукції "Pratt & Whitney Corp." Склав 9.3 млрд. дол. Корпорація має широкую мережу		Арк.
КР.142.6231м.05.01.ПЗ.		13
Зм.	Арк.	№ докум.
Підпис		Дата

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

					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Арк.
14

КР.142.6231_м.05.01.ПЗ.

готовлюємих 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 нових заказів оцінювалась у 11 млрд. євро.

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. Філії сервісного центру, який займається ремонтом та обслуговуванням, розташовані у м. Миколаєві, Санкт-Петербурзі, Калінінграді, Североморську, Тюмені, Бомбеї, Вісахапатнамі, Владивостоці.

Газотурбінними установками “Зоря” – “Машпроект” оснащені більше 100 компресорних станцій Росії, України, Казахстану, Білорусі, Чехії, Азербайджану, Ірану й інших країн. Сумарна потужність двигунів перевищує 24 млн. кВт, а загальний наробіток – більше 26 млн. годин.

За статистикою “Газпрому” газоперекачувальні агрегати із приводами “Зоря” – “Машпроект” визнані найбільш надійними. У порівнянні із приводами інших фірм вони мають найбільше середнє значення коефіцієнта технічного використання, максимальний наробіток на відмову й найвищий коефіцієнт готовності.

Завдяки безперервній роботі з підтримки й підвищення технічного рівня, наробіток багатьох двигунів перевищив 80 тисяч годин без заводського ремонту. Лідери двигуни другого покоління UGT16000 (ДР59) напруцювали 100000 годин. Двигуни третього покоління 15000- більше 35000 годин, четвертого покоління UGT25000 – 28 тисяч годин. Новий двигун четвертого покоління UGT10000 уведений в дослідно-промислову експлуатацію на КС Кіровоградська (Україна) у 2002 році.

Інв. № подл.	Підпис і дата					Інв. № дубл.	Підпис і дата	пресорних станцій Росії,України ,Казахстану,Білорусі ,Чехії,Азербайджану,Ірану й інших країн. Сумарна потужність двигунів перевищує 24 млн. кВт,а загальний наробіток – більше 26 млн. годин. За статистикою “Газпрому” газоперекачувальні агрегати із приводами “Зоря” –“Машпроект” визнані найбільш надійними. У порівнянні із приводами інших фірм вони мають найбільше середнє значення коефіцієнта технічного використання,максимальний наробіток на відмову й найвищий коефіцієнт готовності. Завдяки безперервній роботі з підтримки й підвищення технічного рівня,наробіток багатьох двигунів перевищив 80 тисяч годин без заводського ремонту. Лідери двигуни другого покоління UGT16000 (ДР59) напрацювали 100000 годин. Двигуни третього покоління 15000- більше 35000 годин,четвертого покоління UGT25000 – 28 тисяч годин. Новий двигун четвертого покоління UGT10000 уведений в дослідно-промислову експлуатацію на КС Кіровоградська (Україна) у 2002 році.		
					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.					Арк.
										15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Створені з урахуванням морських умов для використання на кораблях, газотурбінні двигуни “Зоря” – “Машпроект” пристосовані для роботи в прибережній зоні, на плавучих і стаціонарних нафтогазовидобувних платформах.

Двигуни “Зоря” – “Машпроект” для привода компресорів (нагнітачів) газу з’єднують у собі переваги авіаційних двигунів (невелика вага й габарити, легкість транспортування, можливість заміни двигуна цілком або його модуля), а також надійність і великий ресурс, властивим двигунам індустріального типу.

Двигуни мають тривальну конструкцію: осьові турбокомпресори низького й високого тисків, уніфіковані для кожного типу двигуна і вільну силову турбіну. Камера згоряння трубчато-кільцевого типу.

Кожний тип двигунів має кілька модифікацій, які відрізняються частотою й напрямком обігу силової турбіни, і конструктивним виконанням опорної частини, що дозволяє використати їх у складі газоперекачувальних агрегатів вітчизняного та імпортного виробництва без застосування редукторів або мультиплікаторів.

Двигуни “Зоря” – “Машпроект” пристосовані для роботи на єдиному з нагнітачем сорті масла (ТП-22) що дозволяє спростити систему маслопостачальну, компресорних станцій. Двигуни оснащені, як правило, електростартерними пусковими пристроями.

У зв’язку з відсутністю в країнах СНД серійної продукції в класі потужності 30...32 МВт для оснащення компресорних станцій на початковому етапі планується виконувати на базі типорозмірів ГТД 16 і 25 МВт, однак в подальшому, розвиток газотранспортної системи буде орієнтовано на укрупнення ГПА.

Крім традиційних лінійних, дожимних і компресорних станцій підземних сховищ газу, з’являються нові для Росії напрямки компресорно-енергетичних технологій: берегові компресорні станції для морських газопроводів, що відрізняються підвищеним тиском стиснення газу і збільшеною (30...60 МВт) потужністю агрегатів; морські газонафтовидобувні платформи. Тут перевага може бути віддана ГТД суднового типу в морському виконанні.

Головним конструктором, директором ДП НВКГ «Зоря – Машпроект» Спіціним В.Є. представлена концепція форсування базового двигуна ДН80 (ДГ80) за но-

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк. 16
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	

мінальною електричною потужністю на клеммах генератора з 25 МВт до 32 МВт. Форсування передбачає максимально можливе використання існуючої матеріальної частини двигуна при безумовному виконанні підвищених вимог до експлуатаційної надійності і економічності.

Високі експлуатаційна надійність та економічність двигуна при існуючих матеріалах і освоєних технологіях виготовлення деталей гарячої частини (з ресурсом до капітального ремонту 20...25 тисяч годин) можуть бути забезпечені вибором помірно-високої температури газу перед турбіною. Так, у двигунах провідних зарубіжних фірм наземного застосування реалізовані наступні температури газу перед турбіною на номінальному режимі: LM2500+ - 1263 °С, LM6000 - 1270 °С, Trent 50 - 1230 °С. У двигунах наземного застосування провідних російських авіаційних двигунобудівних фірм, що використовують для лиття робочих лопаток ТВТ той же сплав ЧС88У-ВІ і мають традиційно більш високі (характерні для авіації) культуру виробництва і технологічну дисципліну, реалізовані наступні температури газу перед ТВТ: НК-36СТ - 1150 °С, НК-37СТ - 1160 °С, ГТУ-25П - 1240 °С. Температура газу в «горлі» соплового апарату ТВТ t03 на номінальному режимі середньостатистичного двигуна ДГ80 становить 1230 °С і може бути прийнята для форсованого двигуна, в якому ТКВТ двигуна ДГ80 пропонується використовувати без змін. Впровадження на базовому двигуні РЛ ТВТ без бандажної полки знизить t03 на номінальному режимі до 1210 °С.

Попередні розрахунки термодинамічного циклу при постійній величині t03=1230 °С показують, що необхідна потужність ГТД (32 МВт) може бути отримана істотним збільшенням витрати повітря через двигун з ~ 90 кг/с до - 115...125 кг/с (в залежності від ККД вузлів двигуна). Збереження незмінною матеріальної частини 3-го – 9-го ступенів КНТ, перехідника, КВТ, КЗ і ТВТ може бути забезпечено перепроектуванням корпусу переднього, корпусу поворотних апаратів, ВНА, спрямляючих апаратів і робочих коліс 1-го та 2-го ступенів КНТ. Збільшення витрати повітря і міри підвищення тиску в перших двох ступенях повинні забезпечити постійну витрату повітря на вході в третій ступінь КНТ.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.05.01.ПЗ. Арк. 17					

Двигун-прототип обрано UGT 25000 (ДГ80)

Газотурбінний двигун UGT 25000 (рис. 1.1) є першим двигуном 4-го покоління НВКГ "Зоря"- "Машпроект" і найбільш потужним та економічним із уніфікованого ряду газотурбінних двигунів UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000, призначених для приводу нагнітачів природного газу, електрогенераторів і суднових рушіїв.

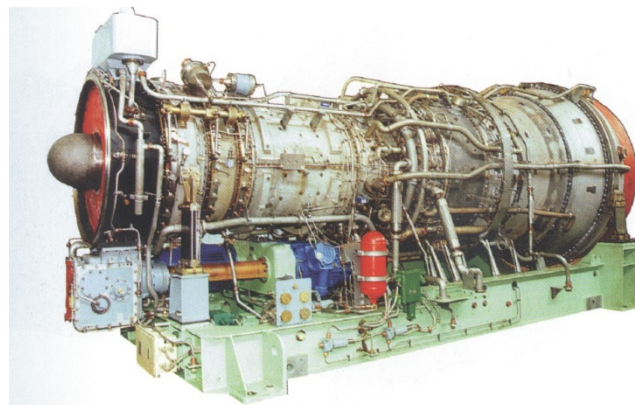


Рисунок 1.1 - Двигун UGT 25000

У конструкції UGT 25000 збережена традиційна схема – модульний двигун простого циклу з двокаскадним газогенератором і вільною силовою турбіною.

Основні переваги двигуна:

- високий ККД простого циклу;
- можливість роботи на рідкому і газоподібному паливі;
- змінювана частота обертання силової турбіни;
- високий ККД при часткових навантаженнях;
- швидкий запуск і навантаження;
- компактна модульна конструкція;
- можливість роботи в будь-яких кліматичних умовах;
- простота обслуговування в експлуатації.

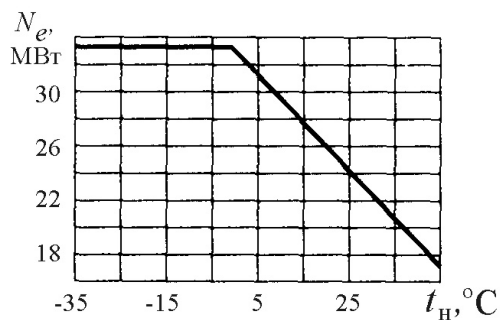
UGT 25000 пристосований для роботи в установках з утилізацією тепла газів, а також для спільної роботи з дизелями, газовими і паровими турбінами.

Малі габарити і маса полегшують транспортування і монтаж двигуна на місці.

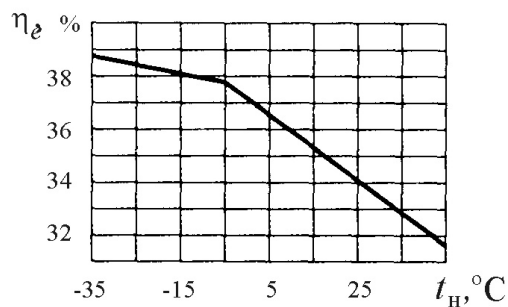
UGT 25000 оснащений засобами діагностичного контролю для раннього попередження відмовлень і несправностей. За допомогою бороскопів можна ретельно обстежувати стан проточної частини двигуна без розбирання.

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

					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18



a



б

Рисунок 1.2 - Залежність потужності (а) та ККД (б) UGT 25000 від температури повітря на вході

Модульна конструкція забезпечує заміну вузлів в умовах експлуатації. Можлива заміна начіпних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресорів низького тиску, силової турбіни.

При проектуванні UGT 25000 максимально враховувався досвід розробки й експлуатації газотурбінних двигунів третього покоління, застосовуваних на флоті з 1972 р. Це компактні двигуни, що відрізняються високою економічністю, маневреністю, великим ресурсом, надійною роботою в морській і запиленій атмосфері. Експлуатація двигунів третього покоління на флоті до моменту створення UGT 25000 перевищила 200 тис. год. Основні технічні характеристики UGT 25000 (в умовах ISO 2314) наведені в таблиці 1.1, експлуатаційні характеристики – на рис. 1.2.

Таблиця 1.1 Основні технічні характеристики UGT 25000

Параметр	Модифікації двигуна		
	ДГ80	ДН80	ДА80
Потужність, МВт	27,5	26,5	28,7
ККД, %	36	36	37
Витрата повітря, кг/с	87	86	93
Міра підвищення тиску	21,8	21,8	23,6
Початкова температура газу, К	1518	1518	1548
Температура газу за ГТД, К	758	748	773
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3000/3600	4700	3270
Довжина х ширина х висота, м	6,4 х 2,5 х 2,7	6,4 х 2,5 х 2,7	6,4 х 2,5 х 2,7
Маса, т	16	16	16
Ресурс до капітального ремонту, год	25000	25000	20000
Призначений ресурс, год	100000	100000	60000

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ. Арк. 19				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Конструктивні особливості

До складу двигуна UGT 25000 (рис.1.5) входять два осьових компресори низького 2 і високого 3 тисків, що приводяться в обертання двома турбінами, відповідно, низького 6 і високого 5 тисків, трубчасто-кільцева протиточна камера згоряння 4 із віяловим розташуванням жарових труб, силова турбіна 7. Двигун встановлений на рамі 9 і закритий теплозвукоізолюючим кожухом. Приведення на-чіпних агрегатів, а також приведення стартерів для запуску ГТД здійснюється за допомогою коробок приводів, кінематично пов'язаних із ротором компресора низького тиску. ГТД має пристрої, що забезпечують прокручування компресорів непрацюючого двигуна.

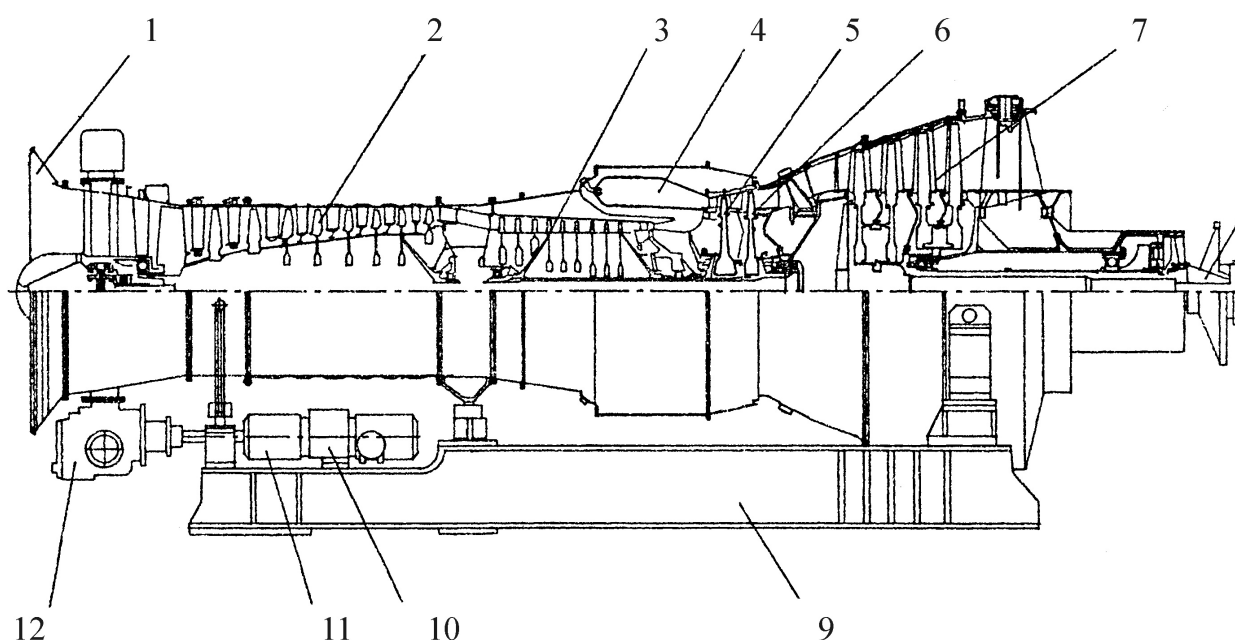


Рисунок 1.3 - Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

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 – пружна муфта; 9 – рама; 10 – виносна коробка приводів; 11 – електростартер; 12 – нижня коробка приводів

Існують два основних шляхи підвищення ККД ГТД - це ускладнення його теплової

Застосування газотурбінного двигуна в якості привода нагнітачів на компресорних станціях економічно доцільно в тому випадку, коли компресорна станція розташована у важкодоступних районах, куди важко постачати паливо або електрое-

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

КР.142.6231м.05.01.ПЗ.

Арк.

20

нергію. Це пояснюється більш низькими показниками економічності ГТД в порівнянні з іншими типами двигунів. Тому в процесі вдосконалення ГТД для приводу нагнітачів на компресорних станціях одним з головних завдань є підвищення ефективного ККД двигуна. Існують два основних шляхи підвищення ККД ГТД:

- ускладнення теплової схеми;
- підвищення температури газів перед турбіною високого тиску.

Перший шлях призводить до збільшення масогабаритних показників установки та її собівартості. Інший шлях також пов'язаний із підвищенням вартості двигуна, що в даному випадку обумовлено використанням дорогих жароміцних та жаростійких матеріалів та зниженням загального ресурсу двигуна. А отже, для проектування двигуна з достатньо високим рівнем ККД та прийнятними масогабаритними показниками необхідно використовувати, де це можливо, ускладнені схеми ГТД із задаванням більш високих початкових параметрів робочого тіла.

Одним з таких варіантів є контактна газопарова схема двигуна з вприском пари в камеру згоряння і уловлюванням води в циклі, що набула назву "Водолій". Розроблена технологія дозволяє виділити пару з вихлопних газів та повернути її конденсат в цикл, що скорочує витрати на підготовку живильної води.

Теплоутилізуючий контур дозволяє отримати додаткову кількість тепла у вигляді пари чи гарячої води, які можуть бути використані в технологічних процесах теплопостачання.

В контактному конденсаторі відбувається охолодження вихлопних газів, що виходять з котла, та конденсація присутньої в них пари за рахунок упорскуванню в потік розпиленої охолоджуючої води із наступним її виділенням в суміші з конденсатом. Зібраний конденсат відводиться в систему очистки і охолодження циркуляційної води та конденсату і після видалення домішок знов подається в котел-утилізатор. Застосування контактних конденсаторів виключає винесення відпрацьованої енергетичної пари разом із вихлопними газами і скорочує втрати котлової води.

Завдяки високим енергетичним та економічним показникам установка найбільш перспективна для застосування в маловодних регіонах та в екологічно чистих

Інв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.05.01.ПЗ. Арк. 21
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

районах, де існують жорсткі обмеження на кількість шкідливих викидів і водяної пари у складі вихлопних газів.

При підвищенні температури навколишнього середовища вище розрахункової потужність установки може бути збільшена за рахунок вприскування води на вхід двигуна (в КНТ)— так зване "вологе стиснення". При цьому забезпечується збереження номінальної потужності ГТД при різних температурах атмосферного повітря.

Схему КГТА представлено на рис. 1.4, де відображено основні елементи установки. ГТД двокаскадний, складається з двох осьових компресорів КНТ 1 та КВТ 2, камери згоряння 3, двох компресорних турбін ТВТ 4 та ТНТ 5, турбіни нагнітача 6 і нагнітача 10. Повітря з атмосфери потрапляє у компресора, стискується і потрапляє у камеру згоряння, де перемішується з перегрітою парою, яка вироблена утилізаційним парогенератором (УПГ) 16 за рахунок залишкового ресурсу відхідних газів ГТД. Газ утворюється при спалюванні палива у камері згоряння і перемішуючись з перегрітою парою, формує парогазову суміш, котра спрацьовується у турбінах компресорів і нагнітача. Після турбіни нагнітача, яка виробляє корисну потужність, парогазова суміш потрапляє в УПГ, який складається з економайзера, випарувача і пароперегрівача. УПГ є водотрубним з примусовою циркуляцією води. У економайзері вода, що потрапляє з сепаратору 7, попередньо нагрівається, і потім слідує у випарник, де нагрівається до температури насичення. Із випарника вода і пара потрапляють у сепаратор, де змішуються з водою яка потрапляє з теплового ящика 12, який є у складі водоочистки 11. У сепараторі відбувається відділення насиченої пари, частка котрої може відбиратися для охолодження лопаткового апарату. У пароперегрівачі утворюється перегріта пара, котра потрапляє у камеру згоряння. За УПГ парогазова суміш потрапляє у парогазовий конденсатор 13, де відбувається її охолодження. Вода, яка знаходиться у суміші, конденсується, а газ викидається у атмосферу. Конденсат, конденсатним насосом 9, подається у блок водоочистки, де фільтрується і потрапляє у теплий ящик, відпрацьована вода живильним насосом подається у сепаратор УПГ.

Інв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.05.01.ПЗ. Арк. 22
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

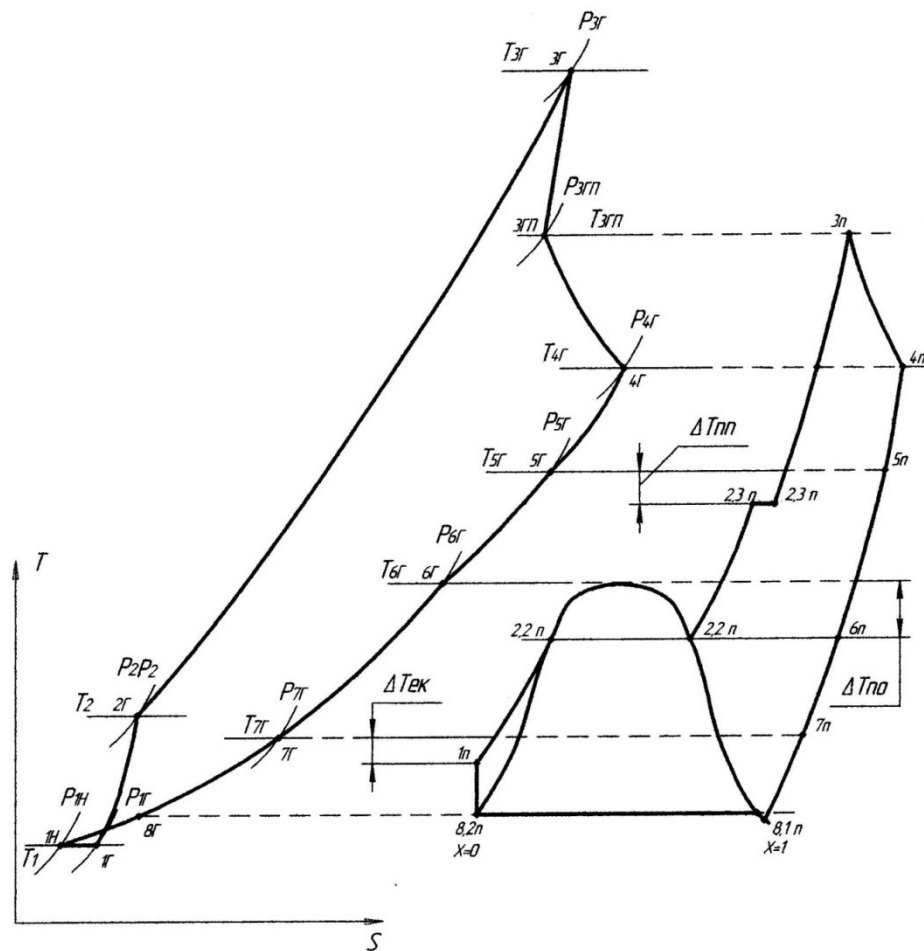


Рисунок 1.5 – Термодинамічний цикл КГТА

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

1.1.2 Оптимізація параметрів циклу ГТА

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

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

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

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

Температура T_3 визначається з урахуванням проектованої величини терміну служби проектованого двигуна, межі тривалої міцності матеріалу лопаток і ефективності системи охолодження лопаток. Тому початкова температура газу перед ТВТ прийнята рівною $T_3 = 1480$ К.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ. Арк. 25

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

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

Оптимізація параметрів циклу ГТА з ТУК виконується на IBM PC за допомогою програми “GTA1CC” [9] з бібліотеки навчальних програм кафедри «Турбін». Описання ідентифікаторів результатів розрахунку приведена в табл. 1.2. Результати розрахунку циклу ГТА приведені в табл. 1.3.

Таблиця 1.2 – Список основних ідентифікаторів програми «GTA1CC»

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.					

Таблиця 1.3 — Оптимізація циклу ГТА з ТУК

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА КГТА

СТУДЕНТ: гр. 6231м Пензев Д.С.

01.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА, IRT (1-ГАЗОТУРБИННОЕ; 2-ПРИРОДН.ГАЗ)	2
02.ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД, ТЗН, К	1480.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, ТН, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, ТД, К	1090.0
05.МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА, ТРРМ, К	700.0
06.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПП УПГ, ДТРР, ГРАД.	40.0
07.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ИП УПГ, ДТИР, ГРАД.	20.0
08.К.П.Д. РЕДУКТОРА, UR	1.0000
09.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА, UAK	0.9000
10.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ, UAT	0.9000
11.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, UKS	0.9900
12.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТУРБИН, UMT	0.9950
13.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, QKH	8.00
14.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, QKK	34.00
15.ШАГ ИЗМЕНЕНИЯ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, DQK	1.00
16.К.В.П.Д. ПЕРЕХОДНИКА КОМПРЕССОРА, НК	0.9950
17.К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА, НВХ	0.9800
18.К.В.П.Д. ТРАКТА ПОДВОДА ПАРА В КС, НРР	0.9500
19.К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, НКС	0.9500
20.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ, НТ	0.9950
21.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА , ННО	0.9800
22.К.В.П.Д. УПГ, НУРН	0.9650
23.К.В.П.Д. ПГК, НРНК	0.9700
24.ЭТАЛОН.ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ.РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА, OGE	0.0220
25.ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ, ТРВ, К	312.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ЦИКЛА КГТА

[illegible]

Аналізуючи графік та виходячи з досвіду проектування приходимо до висновку, що оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску повітря в циклі ГТА $\pi_{\kappa} = 22,5$, та ККД $\eta_e = 0,51785$

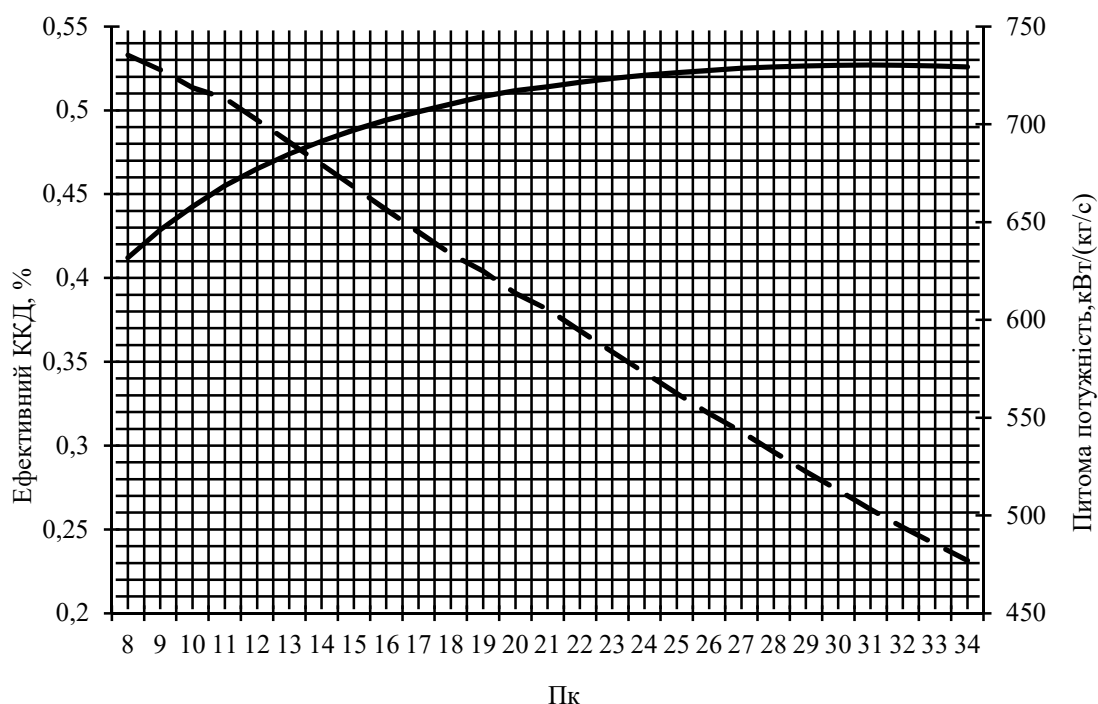


Рисунок 1.6 – Оптимізація розрахунків ГТА з ТУК для приводу генератора електричного струму потужністю 32 МВт
---- Питома потужність; – Ефективний ККД

При зрушенні за графіком $\eta_e = f(\pi_{\kappa\Sigma})$ вліво спостерігається незначне зниження ККД циклу. Різницю по ККД (втрати) можна оцінити. Вони не повинні перевищувати 0,5...1,0 %

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

де $\eta_{e\max}$ — максимальне значення ККД;

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

З огляду на досвід проектування суднових ГТД прийнята $\pi_{\kappa p} = 22,5$.

Для подальших розрахунків прийняті наступні показники:

- температура суміші перед ТВТ $T_3 = 1480$ К;
- розрахункове значення загального ступеня підвищення тиску $\pi_{\kappa\Sigma} = 22,5$.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						28

1.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА

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

Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ, проведений за допомогою програми “GTA2SS” [9] з використанням результатів, отриманих при оптимізації параметрів циклу ГТА. Програма розраховує параметри елементів ГТД, УПГ, парового конденсатора, вихідні параметри агрегату.

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

Описання ідентифікаторів результатів розрахунку представлена в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 — Список ідентифікаторів програми детального теплового розрахунку схеми ГТА

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

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

									Арк.
									29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.				

Продовж. табл. 1.4

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

Таблица 1.5 - Детальный тепловой расчет схемы ГТА

ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СХЕМЫ КГТА
СТУДЕНТ гр.6231м Пензев Д.С.

01.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА, IRT	2
02.ЧИСЛО КОМПРЕССОРОВ, IK	2
03.ЧИСЛО ТУРБИН, JT	3
04.ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД, T3N, K	1480.0
05.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, TN, K	288.0
06.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, TD, K	1090.0
07.МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА, TPRM, K	700.0
08.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПП УПГ, DTPP, ГРАД.	40.0
09.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ИП УПГ, DTIP, ГРАД.	20.0
10.ДАВЛЕНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, PN, МПА	0.1013
11.ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, FIO	0.6000
12.К.П.Д. РЕДУКТОРА, UR	1.0000
13.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА, UAK	0.8950
14.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ, UAT	0.9000
15.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, UKS	0.9900
16.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТВД, UM1	0.9950
17.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТНД, UM2	0.9950

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						30

Продовж. табл. 1.5

18.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТВ,УМЗ	0.9950
19.К.П.Д. ТВД,УТ1	0.8900
20.К.П.Д. ТНД,УТ2	0.9000
21.К.П.Д. ТВ,УТЗ	0.9200
22.ПРИЗНАК РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,ХЕЕ	1.0000
23.РАСЧЕТНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,QKH	22.50
24.К.В.П.Д. ПЕРЕХОДНИКА КОМПРЕССОРА,НК	0.9950
25.К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА,НВХ	0.9800
26.К.В.П.Д. ТРАКТА ПОДВОДА ПАРА В КС,НРР	0.9600
27.К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,НКС	0.9600
28.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ,НТ	0.9950
29.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА ,ННО	0.9800
30.К.В.П.Д. УПГ,НУРН	0.9700
31.К.В.П.Д. ПГК,НРНК	0.9700
32.КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА КОМПРЕССОРА,АLK2	0.9950
33.ЭТАЛОН.ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ.РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА,ОGE	0.0220
34.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ,НЕ,КВт	32000.
35.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПГК,DTZB,ГРАД.	18.
36.К.П.Д. ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК,UGCN	0.6000
37.К.П.Д. ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА УПГ,UCNK	0.6000
38.К.П.Д. ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ,UPNK	0.6000
39.ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ,ТРВ,К	312.0
40.ТЕМПЕРАТУРА ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ,ТЗВ,ГРАД.	288.0

РЕЗУЛЬТАТЫ ДЕТАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА
СХЕМЫ СУДОВОГО КГТА С ТУК И ВПРЫСКОМ ПАРА В КС ГТД
НА РЕЖИМЕ ПОЛНОЙ МОЩНОСТИ
ПАРАМЕТРЫ ГТД

КОМПРЕССОРНЫЙ БЛОК									
QK	GK КГ/С	UK	T1 К	T2 К	DTK ГРАД	P1 МПА	P2 МПА	CPB КДЖ/ (КГ*К)	KB
4.743	52.82	0.8703	288.0	472.2	184.2	0.0993	0.4709	1.012	1.397
4.743	52.56	0.8713	472.2	760.2	288.0	0.4685	2.2225	1.053	1.377

КАМЕРА СГОРАНИЯ									
T1KS К	T2KS К	P1KS МПА	P2KS МПА	OGT	AL	GPKS КГ/С	GBKS КГ/С	GTH КГ/Ч	
760.20	1480.00	2.2225	2.1336	0.02381	2.44	7.724	51.764	4437.5	

ТУРБИНЫЙ БЛОК									
QT	GT КГ/С	UT КГ/С	T3	T4 К	DTT К	ODP ГРАД.			
2.004	60.685	0.8900	1480.00	1282.84	183.59	0.1261			
1.574	62.890	0.9000	1282.84	1169.92	109.82	0.1548			
6.097	63.652	0.9200	1169.92	805.99	364.00	0.1624			
P3 МПА	P4 МПА	CPRH КДЖ/ (КГ*К)	KPH	ВЕТ	ZOX	OGOX			
2.1336	1.0649	1.4271	1.2755	1.1547	4	0.0387			

Инв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №				Инв. № дубл.				Підпис і дата			
КОМПРЕССОРНЫЙ БЛОК																
QK	GK КГ/С	UK	T1 К	T2 К	DTK ГРАД	P1 МПА	P2 МПА	CPB КДЖ/ (КГ*К)					KB			
4.743	52.82	0.8703	288.0	472.2	184.2	0.0993	0.4709	1.012	1.397							
4.743	52.56	0.8713	472.2	760.2	288.0	0.4685	2.2225	1.053	1.377							
КАМЕРА СГОРАНИЯ																
T1KS К	T2KS К	P1KS МПА	P2KS МПА	OGT	AL	GPKS КГ/С	GBKS КГ/С	GTH КГ/Ч								
760.20	1480.00	2.2225	2.1336	0.02381	2.44	7.724	51.764	4437.5								
ТУРБИНЫЙ БЛОК																
	QT	GT КГ/С	UT КГ/С	T3	T4 К	DTT К	ODP ГРАД.									
	2.004	60.685	0.8900	1480.00	1282.84	183.59	0.1261									
	1.574	62.890	0.9000	1282.84	1169.92	109.82	0.1548									
	6.097	63.652	0.9200	1169.92	805.99	364.00	0.1624									
	P3 МПА	P4 МПА	CPRH КДЖ/ (КГ*К)	KPH	BET	ZOX	OGOX									
	2.1336	1.0649	1.4271	1.2755	1.1547	4	0.0387									
Инв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №				Инв. № дубл.				Підпис і дата			
					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.						Арк.					
											31					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата												

Продовж. табл. 1.5

1.0596 0.6732 1.4242 1.2826 1.1906 2 0.0114
0.6698 0.1099 1.3881 1.2959 1.2051 1 0.0031

ПАРАМЕТРЫ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА

ДАВЛЕНИЕ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ УПГ, МПА 2.3151
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА, К 700.00
ПАРПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ, КГ/С 7.7237
ТЕМПЕРАТУРА НАСЫЩЕННОГО ПАРА, К 493.89
ПАРПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО НАСЫЩЕННОМУ ПАРУ, КГ/С 2.8157
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ, К 805.99
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ, МПА 0.1099
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ, КГ/С 64.29
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ ЗА ИП УПГ, К 513.89
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К 441.44
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, МПА 0.1066
СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМК. ГАЗОПАР. СМЕСИ В УПГ, КДЖ/(КГ*К) 1.2487
МОЩНОСТЬ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА УПГ, КВТ 9.28
МОЩНОСТЬ ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ, КВТ 38.94

ПАРАМЕТРЫ ПАРОГАЗОВОГО КОНДЕНСАТОРА

РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, КГ/С 64.2927
КОЛИЧЕСТВО ГАЗА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, КГ/С 50.2739
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, КГ/С 14.0188
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, К 441.44
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, МПА 0.1066
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, КДЖ/КГ 2817.62
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК, К 51.8442
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК, КГ/С 1.5703
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК, КДЖ/КГ 2562.08
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК, К 306.20
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК, МПА 0.1034
СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМК. ГАЗА В СМЕСИ В ПГК, КДЖ/(КГ*К) 1.0214
КОЛИЧЕСТВО КОНДЕНСАТА НА ВЫХОДЕ ПГК, КГ/С 12.8094
РАСХОД ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ ЧЕРЕЗ ПГК, К 146.7737
МОЩНОСТЬ ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК, КВТ 24.49

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КГТА

УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ КГТА, КВТ/(КГ/С) 593.71
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. КГТА 0.5185
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА КГТА, КГ/(КВТ*Ч) 0.1387
ТЕМПЕРАТУРА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЗА КГТА, К 306.20
БАЛАНС ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КГТА, КГ/С 2.2700

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

					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Визначення габаритних розмірів основних елементів установки

При розрахунку теплової схеми газотурбінного агрегату, отримані значення параметрів повітря і газу, що дозволяють визначити розміри проектного агрегату і викреслити меридіональний переріз проточної частини ГТД, а також ескізи, ПК. Але для цього необхідно знати габаритні розміри компресорів, камери згоряння, турбін, ПК.

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

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

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

1.3.1 Визначення габаритних розмірів компресорів

В результаті розрахунку ГТА на повну потужність отримані основні вихідні дані, необхідні для розрахунку компресорів

. Щоб викреслити меридіональний переріз проточної частини компресорів, необхідно визначити: зовнішній і внутрішній діаметри на вході, число ступенів, величину проекцій хорд лопаток на осьовий напрямок на середньому діаметрі, осьові зазори між лопатками, зовнішній і внутрішній діаметри на виході з компресора.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						33

Розрахунок компресора багато в чому пов'язаний з характеристиками турбіни, що його приводить. Тому що прийнята окружна швидкість визначає частоту обертання турбокомпресорного блоку, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування турбіни.

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

Розрахунок ведеться за стандартною методикою визначення габаритних розмірів ПГУ, запропонованою кафедрою «Турбін» НУК та [13].

Таблиця 1.6 – Вихідні дані до габаритного розрахунку компресорів

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення	
			КНТ	КВТ
1. Міра підвищення тиску	π_k	—	4,743	4,743
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	52,82	52,56
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0	472,2
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	472,2	760,2
5. Дійсний підігрів повітря	ΔT_k	град.	184,2	288,0
6. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0993	0,4685
7. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	0,4709	2,2225
8. Показник адіабати процесу	k_b	—	1,3970	1,3770
9. Середня теплоємність повітря	$c_{pв}$	кДж/(кг·К)	1,0120	1,0530
10. Газова стала повітря	R_b	кДж/(кг·К)	0,287	

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

Таблиця 1.7 – Результати розрахунку габаритних розмірів компресорів

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Колова швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі u_{n1} , м/с	Приймається [4] 250...350 – для КНТ 240...340 – для КВТ	350	332,5
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{C}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,45	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор C_{a1} , м/с	$\bar{C}_{a1} \cdot u_{n1}$	157,5	149,625
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1 , k_{pn1}	$\frac{c_{pn}}{c_{pn} - R_n}$	1,396	1,375
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора λ_{Ca1}	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,5080	0,3780
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{Ca1})$	$\lambda_{Ca1} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{Ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,7180	0,5620
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{Ca1})}}$	0,3120	0,1080
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається [4] 0,4...0,65 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,5	0,75
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	0,7270	0,5610
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,3640	0,4200
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,5450	0,4910
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході l_{k1} , м	$\frac{(D_{31} - D_{B1})}{2}$	0,1820	0,0700
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв.	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	9191	11330
14. Матеріал лопаток компресора (марка сталі)	Приймається[4]	ВТЗ-1	ЭИ696

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						35

Продовж. табл. 1.7

15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається[4]	4540	7900
16. Межа тривалої міцності матеріалу лопатки $\sigma_{\text{к}}$, МПа	Приймається[4]	970	950
17. Напруга розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{к}}^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	149,2	136,7
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\frac{\sigma_{\text{к}}}{\sigma_{\text{к1}}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	6,502	6,952
19. Осьова швидкість на виході з компресора C_{a2} , м/с	$(0,9 \div 0,94)C_{a1}$	149,63	134,66
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2 , k_{e2}	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3750	1,3520
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,3780	0,2690
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{C_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5620	0,4130
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a2}})}}$	0,1080	0,0400
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,7270	
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,6260	
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,6760	
	$D_{B2} = D_{B1}$		0,4200
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$		0,4770
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$		0,4480
25. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{к2}}$, м	$\frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0510	0,0280
26. Міра підвищення тиску в компресорі $\pi_{\text{к}}$	Приймається	4,743	4,743

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						36

Продовж. табл.1.7

27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{cm_k}	Приймається[4] 1.22...1.24 – для КНТ 1.15...1.17 – для КВТ	1,22	1,19
28. Число ступенів компресора z_k	$\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{k_{ct}}}$	8	9
РОЗРАХУНОК СЕРЕДНЬОГО РОЗРАХУНКОВОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРІВ			
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{ck}, m^2	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,2100	0,0740
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{32}$	0,7270	
	$D_{BC} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_{ck}}{\pi}}$	0,5120	
	$D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{BC}}{2}$	0,6190	
	$D_{BC} = D_{B2}$		0,4200
	$D_{3c} = \sqrt{D_{BC}^2 - \frac{4F_{ck}}{\pi}}$		0,5200
	$D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{BC}}{2}$		0,4700
31. Висота останньої лопатки компресора l_{kc}, m	$\frac{D_{3c} - D_{BC}}{2}$	0,1080	0,0500
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня g_c	$\frac{D_{cc}}{l_{kc}}$	5,748	9,424
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{ctk}$	$0,087353 + 0,02604 \sqrt{v_{lc}} + 0,00092 \times v_{lc}^2 + 0,00004 v_{lc}^3$	1,061	1,234
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня L_{ctk}, m	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{ctk}$	0,114	0,062
38. Осьовий габарит проточної частини L_k, m	$L_{ctk} \cdot z_k$	0,915	0,554
39. Довжина лемніскати вхідного пристрою Лв.п., м	$0,22 \cdot D_3$	0,131	—
40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора Лп.к.к., м	$0,45 \cdot D_3$	0,327	—
41. Довжина перехідника компресора Лп.к., м	$0,34 \cdot D_3$	0,255	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						37

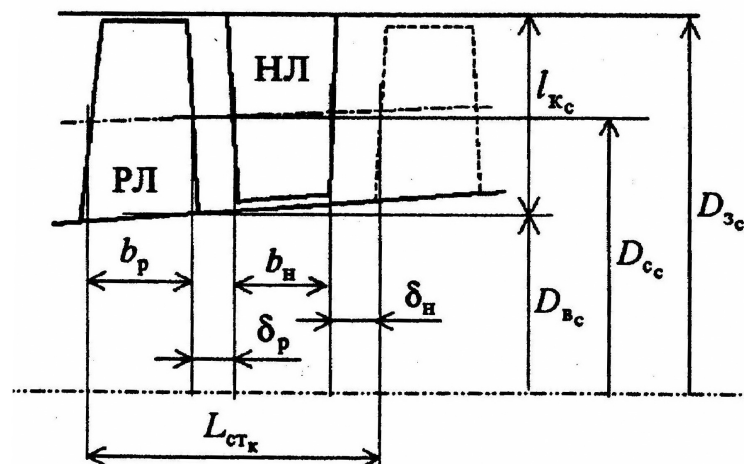


Рисунок 1.7 – Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьових компресорів

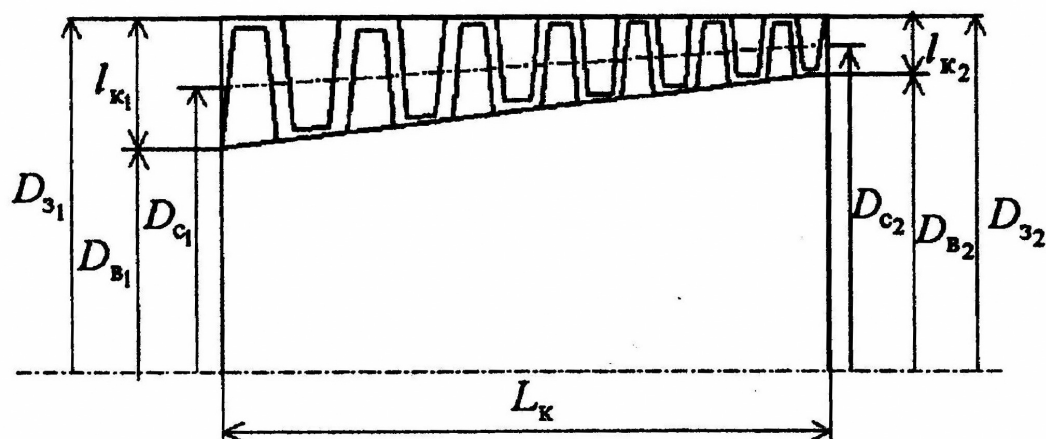


Рисунок 1.8 – Меридіанний переріз проточної частини компресорів ГТД

1.3.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД

З детального теплового розрахунку ГТА з ТУК на повній потужності відомі основні дані, необхідні для габаритного розрахунку КЗ. Розрахунок ведеться для протитокової КЗ трубчасто-кільцевого типу, яка розміщується над задньою частиною КВТ. Тут потік повітря перед входом у фронтний пристрій жарової труби робить поворот на 360° 180° в осерадіальному дифузори і кільцевому каналі між зовнішніми та внутрішніми кожухами і ще на 180° при вході в жарову трубу через фронтний пристрій. З огляду на надзвичайно потужний вихровий рух повітря в міжтрубному просторі, що сприяє рівномірному розподілу вторинного повітря в жарових трубах, середній діаметр розміщення жарових труб беруть середньо геометричним.

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

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

Як паливо для ГТА використовуються природній газ.

Таблиця 1.8 – Вихідні дані до габаритного розрахунку камери згоряння

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1.Тиск повітря на вході в КЗ	$P_{\text{КЗ}}$	Па	2222500
2.Годинна витрата палива	$G_{\text{пг}}$	кг/год	4437,5
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{\text{п.диф.}}$	кг/с	51,764
4.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{\text{КЗ}}$	—	0,995
5.Теплотворна здатність газоподібного палива	$H_{\text{ц}}$	кДж/кг	50032
6.Стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива	L_0	кг/кг	17,18

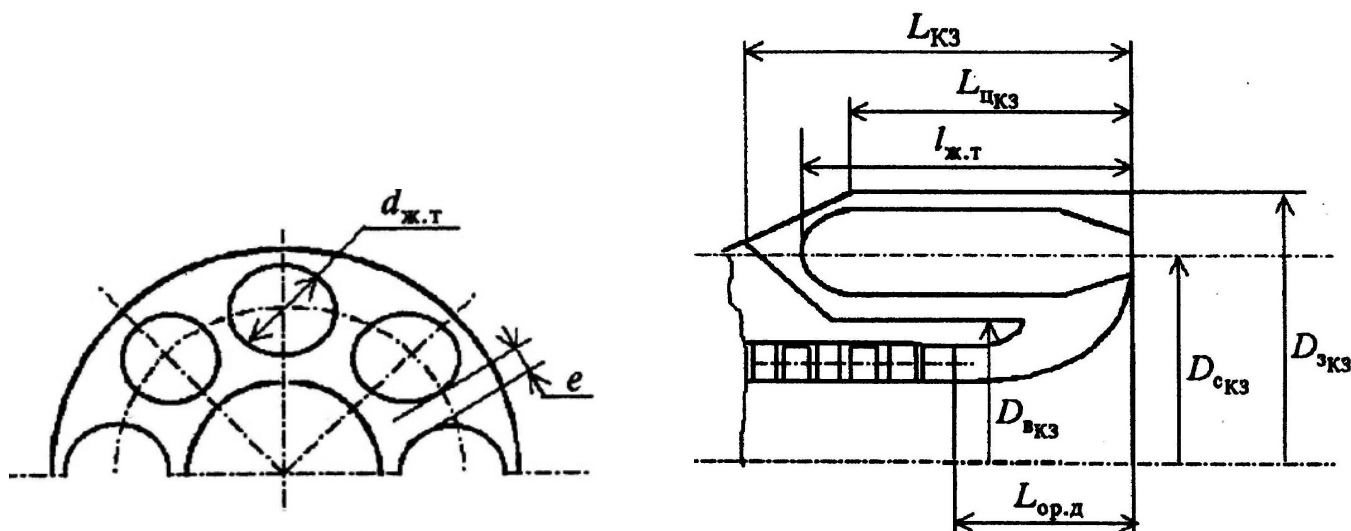


Рисунок 1.9 – Схема трубчато-кільцевої протитокової КЗ

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						39

Таблиця 1.9 – Розрахунок габаритних розмірів камери згоряння

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Теплонапруженість робочого об'єму КЗ Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[4] 500...1100	1100
2. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$\frac{G_{нал.год} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}}{Q_v \cdot p_1^{кз}}$	0,09
3. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[3]	16
4. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$\frac{V_{ж.т.}}{n_{ж.т.}}$	$5,647 \cdot 10^{-3}$
5. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[4]	0,7
6. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,0
7. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,151
8. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,452
9. Встановлювальний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0.15 \cdot d_{ж.т.}$	0,03
10. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с.кз.}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,927
11. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.4)	1,4
12. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал.год} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	22,647
13. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал.диф} - G_{п1}$	22,117
14. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз.ж.т.}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,285
15. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2.22 \cdot F_{кз.ж.т.}$	0,657
16. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з.кз.}$, м	$D_{с.кз.} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	1,153
17. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в.кз.}$, м	$D_{с.кз.} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	0,702
18. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0.36 \cdot D_{с2.квт}$	0,251
19. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1.15 \cdot l_{ж.т.}$	0,520
20. Довжина циліндричної частини $L_{цкз.}$, м	$l_{ж.т.} / 1,14$	0,397

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						40

1.3.3 Визначення габаритних розмірів турбін ГТД

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

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

Вихідні дані для розрахунку беруться з детального теплового розрахунку і представлені в табл. 1.10. Розрахунок габаритних розмірів турбін представлений в табл. 1.11.

Таблиця 1.10 – Вихідні дані к габаритному розрахунку турбін

Найменування параметра	Позна-чення	Розмір-ність	Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТН
1. Витрата газу через турбіну	G_T	кг/с	60,685	62,890	63,652
2. Відносна витрата охолоджуючого повітря	G_{ox}	кг/с	0,0387	0,0114	0,0031
3. Температура газу на вході в турбіну	T_3	К	1480	1282,84	1169,92
4. Температура газу на виході з турбіни	T_4	К	1282,84	1169,92	805,99
5. Дійсний перепад температури	ΔT_T	град	183,59	109,82	364,00
6. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	2,1336	1,0596	0,66980
7. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	1,0649	0,6732	0,1099
8. Показник адіабати процесу	κ	–	1,2755	1,2826	1,2959
9. Середня ізобарна теплоємність газу	c_{pg}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,4271	1,4242	1,3881
10. Газова стала продуктів згоряння	R_T	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	0,288		

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						41

Таблиця 1.11 – Розрахунок габаритних розмірів осевих турбін ГТД

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Кількість ступенів турбіни z_T	$\text{Ціле} \frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	1	1	4
2. Коефіцієнт втрат з вихідною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{рп}} \cdot \Delta T_T}{\eta_T}$	$3,03 \cdot 10^5$	$1,79 \cdot 10^5$	$5,80 \cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня ν_T	Приймається[4]	10	8	31
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається[4]	0,35	0,33	0,00
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot \nu_T - 1}{\nu_T^2}$	0,540	0,564	0,063
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,98	0,98	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$ де $a = 1$ – для ТВТ, ТНТ $a = 0,9$ – для ТГ	517,6	387,0	495,26
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3 , k_{e3}	$\frac{c_{p_e}}{c_{p_e} - R_T}$	1,253	1,253	1,262
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,752	0,604	0,808
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається[4]	14	16	41
12. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_e}{R_e} \left(\frac{2}{k_e + 1} \right)^{\frac{k_e+1}{k_e-1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,123	0,238	0,131
13. Середній діаметр на вхіді в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,927	0,927	1,160
14. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,042	0,082	0,036
15. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$(1 \dots 1,08) \cdot l_{c1}$	0,044	0,086	0,038

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						42

Продовж. табл.1.11

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
16. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня ν_T	$\frac{D_{c3}}{l_{p1}}$	20,916	10,821	30,81
17. Оптимальна характеристика ступеня $\nu_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	1,055	1,103	0,403
18. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв.	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	11330	9191	3000
19. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$\frac{(\pi \cdot D_{c3} \cdot n_T)}{60}$	549,9	446,16	182,21
20. Дійсна характеристика 1-го ступеня ν_d	$\frac{U_3}{C_1}$	1,062	1,153	0,368
21. Різниця в значеннях ν_d і $\nu_{\text{опт}}$	$\frac{\nu_{\text{опт}}}{\nu_d}$	0,993	0,957	1,095
22. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	0,969	1,009	1,196
23. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	0,885	0,846	1,124
24. Матеріал лопаток турбіни	Приймається[4]	ЭИ437	ЭИ437	ЭИ826
25. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними[4]	8200	8200	8300
26. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M3} , К	Приймається $T_{M3} = T_d$	1090	1090	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1,1}}{\nu_d} - 1 \right) - 70$			856.584
27. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3r}^{T_{M3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[4]	330	330	330
28. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{\text{міц3}}$	$\frac{\sigma_{3r}^{T_{M3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	2,043	1,606	27,1
29. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1.1 \dots 1.35) \cdot C_1 \cdot \sin(\alpha_{1,1})$	146,51	128,0	389,9
30. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4 , k_{24}	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_{\Gamma}}$	1,253	1,262	1,267

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						43

Продовж. табл. 1.11

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
31. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z+1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,229	0,209	0,765
32. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_z+1}{2} \left(1 - \frac{k_z-1}{k_z+1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z-1}}$	0,358	0,328	0,936
33. Кільцева площа на виході з турбіни $F_4, \text{м}^2$	$\frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z+1} \right)^{\frac{k_z+1}{k_z-1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,147	0,251	0,451
34. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{M4}, \text{К}$	Приймається $T_{M4} = T_D$	1090	1090	
	$1.07 \cdot T_4$			870,5
35. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{r4}^{T_{M4}}, \text{МПа}$	Визначається за довідковими даними[4]	195	195	640
36. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в кореневому перерізі $k_{\text{міц}4}$	$\frac{\sigma_{4r}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	1,707	1,522	15,228
37. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = \text{const}$		$D_B = \text{const}$
	$D_{C4} = D_{C3}$	0,927	0,927	1,24
	$D_{B4} = D_{C4} - \frac{F_4}{\pi D_{C4}}$	0,877	0,841	1,124
	$D_{34} = D_{C4} + \frac{F_4}{\pi D_{C4}}$	0,978	1,013	1,356
38. Висота останньої лопатки турбіни $l_{T4}, \text{м}$	$\frac{D_{34} - D_{B4}}{2}$	0,051	0,086	0,116
39. Відносна висота лопатки останнього ступеня ν_{T4}	$\frac{D_{4c}}{l_{T4}}$	18,346	10,77	10,72
40. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = \text{const}$		
	$D_{CC} = D_{C3}$	0,927	0,927	1,201
	$D_{BC} = D_{CC} - \frac{F_{CT}}{\pi \cdot D_{CC}}$	0,881	0,843	1,124
	$D_{3C} = D_{CC} + \frac{F_{CT}}{\pi \cdot D_{CC}}$	0,973	1,011	1,278

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						44

Продовж.табл.1.11

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CT} , м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	-	0,244	0,291
42. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$\frac{D_{3c} - D_{Bc}}{2}$	-	0,084	0,077
43. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня L_{CTT} , м	$l_{Tc} \cdot \bar{L}_{CTT}$	0,102	0,136	0,124
44. Осьовий габарит проточної частини L_T , м	$L_{CTT} \cdot z_T$	0,102	0,136	0,497

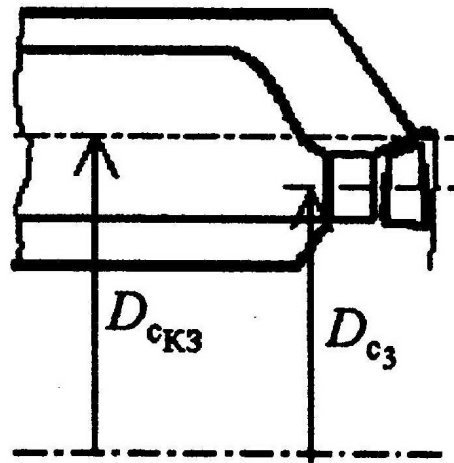


Рисунок 1.10 – Компонування ТВТ і КЗ ГТД ($D_{C3} > D_{CK3}$)

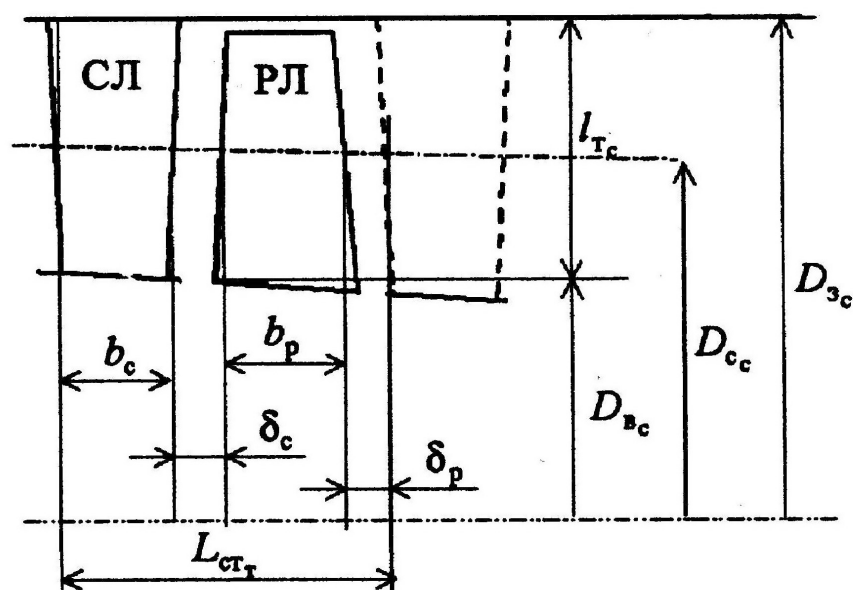


Рисунок 1.11 - «Середній» ступінь осьової турбіни

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

КР.142.6231м.05.01.ПЗ.

Арк.

45

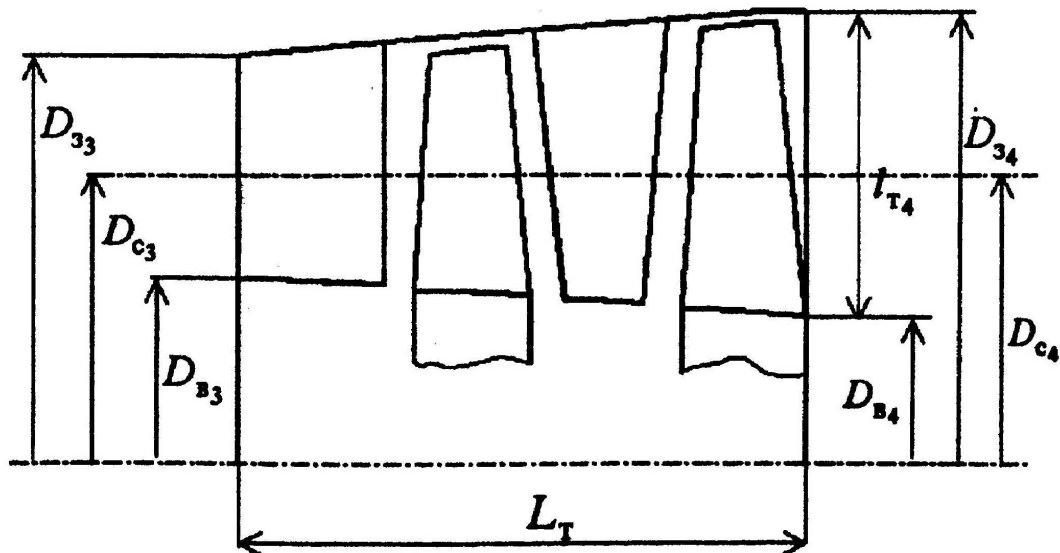


Рисунок 1.12 - Меридіанний переріз проточної частини турбіни

За результатами габаритно-компонувального розрахунку основних елементів газотурбінного двигуна будується ескіз його меридіанного перерізу рис. 1.13.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.05.01.ПЗ.

Арк.
46



Рисунок 1.13 – Ескіз меридіанного перетину проточної частини ГТД

1.3.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора

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

Задачею розрахунку є визначення основних габаритних розмірів УПГ для оцінки габаритів усього агрегату і його вдалого компонування.

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також вибору оптимальної компоновки УПГ. Розрахунок ведеться за методикою, розробленою на кафедрі СЕОТ НУК. Вихідними даними для розрахунку УПГ є дані з детального теплового розрахунку схеми КГТА.

Вихідні дані

Тиск пари в сепараторі P_{KV} , МПа	2,3151
Температура перегрітої пари T_{III} , К	700,00
Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі G_{III} , кг/с	7,7237
Температура насиченої пари T_{III} , К	493,89
Паропродуктивність УПГ по насиченій парі G_{III} , кг/с	2,8157
Температура газопарової суміші на вході в УПГ T_4 , К	805,99
Тиск газопарової суміші на вході в УПГ $P_{УПГ}^{вх}$, МПа	0,1099
Температура суміші за ВП УПГ $T_{ВП}$, К	513,89
Температура газопарової суміші на виході з УПГ T_6 , К	441,44
Тиск газопарової суміші на виході з УПГ $P_{УПГ}^{вих}$, МПа	0,1066
Середня теплоємність газопарової суміші на вході в УПГ $C_{рIII}$, кДж/(кг·К)	1,2487
Потужність живильного насоса $N_{ЖН}$, кВт	9,28
Витрата газопарової суміші на вході в УПГ $G_{УПГ}$, кг/с	38,94

Геометрія трубок

Відстань між ребрами S_p , м	0,008
Повздовжній крок трубок S_1 , м	0,062
Поперечний крок трубок S_2 , м	0,028
Товщина ребра δ_p , м	0,001
Діаметр ребра D_p , м	0,038
Зовнішній діаметр трубки d_s , м	0,022

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

					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблица 1.12 – Розрахунок параметрів ТУК одного тиску

Студ. гр. 6231м Пензев Д.С.
УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА ГТАЗ0D
РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТУК ОДНОГО ДАВЛЕНИЯ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

GKND	T5	AAL	BGO	PKYO	TRP	DTIP	AK1
52.82	806.0	2.44	0.9950	2.315	700.0	18.0	1.40
TRB	DTHE	RGN	RGPP	XPC	BRKY	HPPS	RGPY
312.0	18.0	0.0000	0.0000	0.0100	0.9950	0.9300	0.0200
URT	URTM	UNC	UPN	UNK	UGCN	PZ	СК
0.8000	0.9900	0.6000	0.6000	0.6000	0.6000	0.0050	80.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУК ОДНОГО ДАВЛЕНИЯ
ОСНОВНЫЕ ПРОЕКТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУК

ДАВЛЕНИЕ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ УПГ, МПА	2.3150
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА, К	700.00
ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ, КГ/С	6.993
ДАВЛЕНИЕ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, МПА	2.2601
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, КДЖ/КГ	3304.1
ЭНТАЛЬПИЯ КОНЦА ИЗОЭНТРОПИЙНОГО РАСШИРЕНИЯ В ПТ, КДЖ/КГ	2180.0
МОЩНОСТЬ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, КВТ	6101.2
СТЕПЕНЬ СУХОСТИ ПАРА В КОНЦЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ, КДЖ/КГ	0.9355
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К	452.97
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ЦН, КВТ	4.41
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ПН, КВТ	25.83
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ КН, КВТ	1.12
ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ ГЦН, КВТ	91.49
УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ, ВЫРАБАТЫВАЕМАЯ ТУК, КВТ/(КГ/С)	113.18

ОСНОВНЫЕ ПРОЕКТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ УПГ

ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕМ, К	745.59
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ЗА ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ПУЧКОМ, К	512.77
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ НА ВХОДЕ В ЭКОНОМАЙЗЕР, К	364.55
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ НА ВХОДЕ В ЭКОНОМАЙЗЕР, КДЖ/КГ	389.4
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ НА ВЫХОДЕ ИЗ ЭКОНОМАЙЗЕРА, К	481.79
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ НА ВЫХОДЕ ИЗ ЭКОНОМАЙЗЕРА, КДЖ/КГ	890.6
ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ НА ВХОДЕ В ИСПАРИТЕЛЬ, К	481.81
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ НА ВХОДЕ В ИСПАРИТЕЛЬ, КДЖ/КГ	890.6
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, К	494.77
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, КДЖ/КГ	2808.5
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ НА ВЫХОДЕ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ, КДЖ/КГ	949.8
ЭНТАЛЬПИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ, КДЖ/КГ	166.8
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА В СЕПАРАТОРЕ, К	493.89
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ, КДЖ/КГ	2807.9
ЭНТАЛЬПИЯ ВОДЫ В СЕПАРАТОРЕ, КДЖ/КГ	945.9
ТЕМПЕРАТУРА ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ, К	700.5
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ, КДЖ/КГ	3304.1
ОТБОР ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА, КГ/С	0.0000
ОТБОР СУХОГО НАСЫЩЕННОГО ПАРА, КГ/С	0.0000

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

					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок утилізаційного парогенератора

1. Тепловий потік для кожного трубного пучка,
- для пароперегрівача

$$Q_{пп} = 3600 \cdot G_{пп} \cdot (i_{пп} - i_{нп}) = 13800000 \text{ кДж/год.}$$

де, $i_{пп} = f(T_{пп}, P_{кв}) = 3304,1 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія перегрітої пари;

$$i_{нп} = f(T_{нп}, P_{кв}) = 2807,9 \text{ кДж/кг} \text{ – ентальпія насиченої пари.}$$

- для випарника

$$Q_{вп} = 3600 \cdot G_{упг} \cdot C_{рпг} \cdot (T_5 - T_{вп}) = 51080000 \text{ кДж/год}$$

$$\text{де, } T_5 = T_4 - \frac{Q_{пп}}{G_{упг} \cdot C_{рпг}} = 805,706 \text{ К.}$$

- для економайзера

$$Q_{ек} = 3600 \cdot G_{упг} \cdot C_{рпг} \cdot (T_{вп} - T_6) = 12680000 \text{ кДж/год.}$$

2. Середньологаріфмічний напір по трубних пучках, град

- для пароперегрівача

$$\Delta t_{пп} = \frac{(T_5 - T_{нп}) - (T_4 - T_{пп})}{\ln \frac{T_5 - T_{нп}}{T_4 - T_{пп}}} = 190,744 \text{ К,}$$

- для випарника

$$\Delta t_{вп} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{вп} - T_{нп})}{\ln \frac{T_5 - T_6}{T_{вп} - T_{нп}}} = 118,624 \text{ К,}$$

- для економайзера

$$\Delta t_{ек} = \frac{(T_6 - T_{1ек}) - (T_{вп} - T_в)}{\ln \frac{T_6 - T_{1ек}}{T_{вп} - T_в}} = 138,18 \text{ К,}$$

де $T_{1ек} = \frac{i_{1ек}}{4,187 \cdot (1,0002 + 0,006 \cdot P_{1ек})} + 273 = 364,66 \text{ К}$ – температура води на вході в еконо-

майзер;

$$P_{1ек} = P_{кв} / \nu_{ек} = 2,412 \text{ МПа;}$$

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

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

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.				Арк.
									50

де, $i_{ссп} = f(T_{нп}, P_{кв}) = 945.9$ кДж/кг – ентальпія води в сепараторі;

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

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

3. Величина коефіцієнтів теплопередачі по пучках,

$$K_{III} = 220 \dots 350, \text{ принимаемо } K_{III} = 290 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К});$$

$$K_{BП} = 335 \dots 500, \text{ принимаемо } K_{BП} = 420 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К});$$

$$K_{EK} = 300 \dots 444, \text{ принимаемо } K_{EK} = 370 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К});$$

4. Площа тепло передаючої поверхні трубних пучків УПГ,

- для пароперегрівача

$$F_{III} = \frac{Q_{III}}{K_{III} \cdot \Delta t_{III}} = 249,422 \text{ m}^2;$$

- для випарника

$$F_{BII} = \frac{Q_{BII}}{K_{BII} \cdot \Delta t_{BII}} = 1025 \text{ м}^2;$$

- для экономайзера

$$F_{EK} = \frac{Q_{EK}}{K_{EK} \cdot \Delta t_{EK}} = 248,053 \text{ m}^2.$$

5. Ширина трубного пучка,

$$B = \sqrt{\frac{G_{\text{упг}} \cdot S_p \cdot S_1}{\rho_{\text{ср}} \cdot W_{\Gamma} \cdot [S_p \cdot (S_1 - d_3) - \delta_p \cdot (D_p - d_3)]}} = 2,053 \text{ м, принимаю } B = 2,05,$$

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

$$\rho_{cp} = \frac{P_{cp}}{T_{cp} \cdot R_{III}} = 0,603 \text{ кг/м}^3 - \text{середня густина суміші};$$

$$P_{cp} = 0,5 \cdot (P_{yIII}^{6x} + P_{yIII}^{6ux}) = 0,108 \text{ МПа} - \text{середній тиск суміші в УПГ};$$

$$T_{cp} = 0,5 \cdot (T_4 + T_6) = 623,72 \text{ К} - \text{середня температура суміші в УПГ};$$

$$R_{\text{гг}} = R_{\text{г}} \cdot d_{\text{г}} + R_{\text{р}} \cdot (1 - d_{\text{г}}) = 287,89 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)} - \text{газова стала для паро газовой суміші;}$$

де, $d_{II} = 0,1068$ – паровміст газопарової суміші.

6. Площа перерізу УПГ,

$$F_{VIII} = B^2 = 4,216 \text{ M}^2$$

Підпис і дата	$F_{EK} = \frac{Q_{EK}}{K_{EK} \cdot \Delta t_{EK}} = 248,053 \text{ м}^2.$				
Інв. № дубл.	5. Ширина трубного пучка, $B = \sqrt{\frac{G_{УПГ} \cdot S_p \cdot S_1}{\rho_{cp} \cdot W_r \cdot [S_p \cdot (S_1 - d_3) - \delta_p \cdot (D_p - d_3)]}} = 2,053 \text{ м, приймаємо } B = 2,05,$ де, $W_r = 25 \text{ м/с}$ – середня швидкість газу в трубному пучку; $\rho_{cp} = \frac{P_{cp}}{T_{cp} \cdot R_{ПГ}} = 0,603 \text{ кг/м}^3 \text{ – середня густина суміші;}$ $P_{cp} = 0,5 \cdot (P_{УПГ}^{6х} + P_{УПГ}^{сух}) = 0,108 \text{ МПа – середній тиск суміші в УПГ;}$ $T_{cp} = 0,5 \cdot (T_4 + T_6) = 623,72 \text{ К – середня температура суміші в УПГ;}$ $R_{ПГ} = R_{II} \cdot d_{II} + R_r \cdot (1 - d_{II}) = 287,89 \text{ Дж/(кг·К)} \text{ – газова стала для паро газової суміші;}$ де, $d_{II} = 0,1068$ – паровміст газопарової суміші.				
Взам. інв. №	6. Площа перерізу УПГ, $F_{УПГ} = B^2 = 4,216 \text{ м}^2$				
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ. Арк. 51

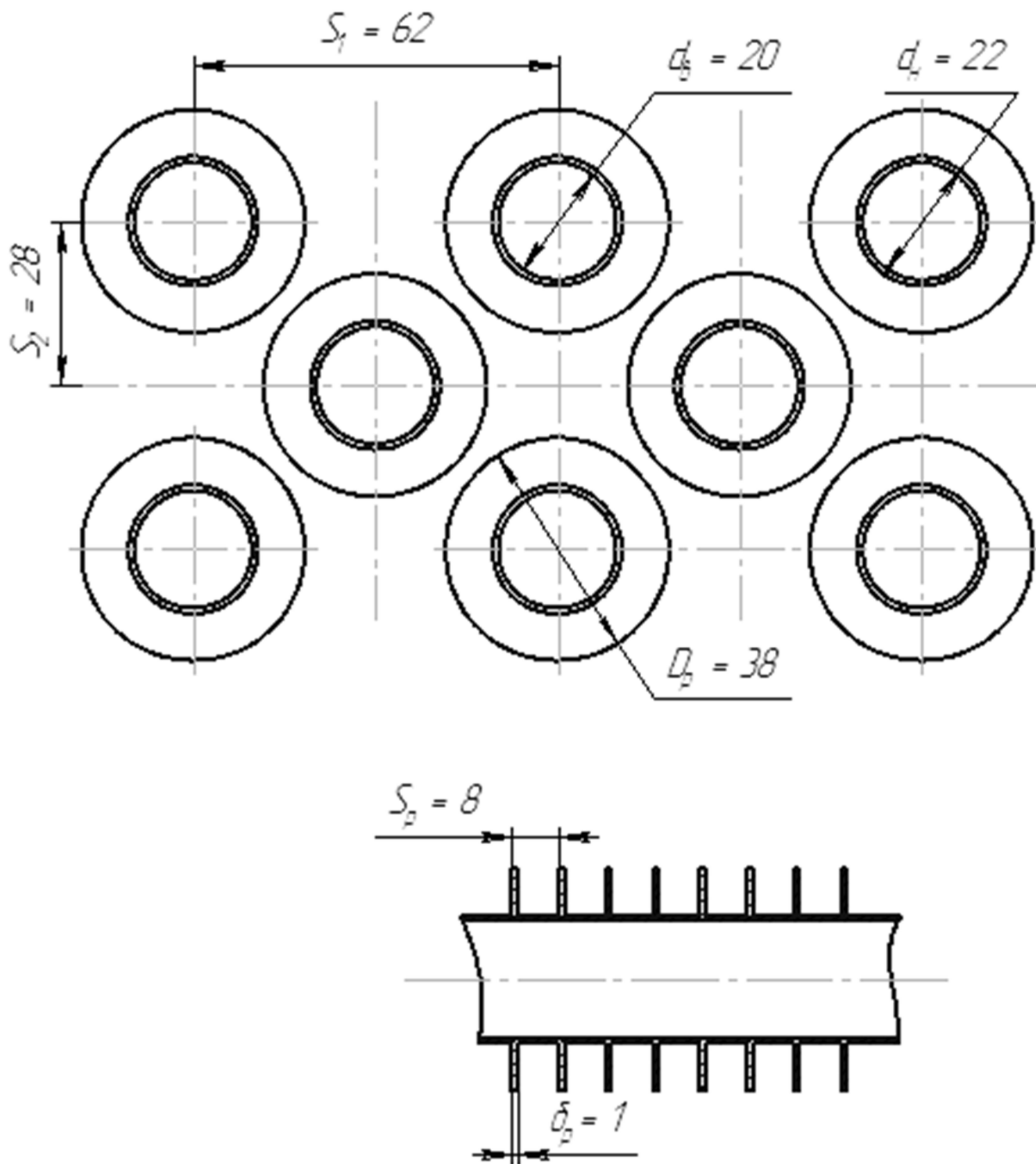


Рисунок 1.14 – Геометрія трубного пучка

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

1.3.5 Габаритний розрахунок ПГК

Габаритний розрахунок парогазового конденсатора (ПГК) або ще відомого в літературі, як контактний конденсатор (КК), ведеться за методикою, складеною на кафедрі СЕОТ НУК та покладеною в основу програми "Gabrtu" [к.т.н.,доцент Ващиленко Н.В.,к.т.н.,доцент Горбов В.М].. Вихідними даними служать результати детального теплового розрахунку схеми КГТА.

Програма "Gabrtu" призначена для визначення габаритних розмірів контактного конденсатора КГТА. Вона виконана алгоритмічною мовою Паскаль. Для її обробки використовується транслятор "Paskal 5.0".

Результати розрахунку знаходяться у файлі kkrezl.txt. З метою контролю правильності вводу інформації в цьому ж файлі знаходяться і вихідні дані.

За допомогою програми "Gabrtu" були зроблені оптимізаційні розрахунки для визначення такого сполучення кількісних характеристик процесу переносу тепла і плинну теплоносія в каналах матриці, а також основних розмірів теплопередаючої матриці охолоджувача і конденсатора, що дозволяє одержати оптимальний варіант компонування контактного конденсатора при заданих параметрах і витратах теплоносіїв.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
КР.142.6231м.05.01.ПЗ.					
54					

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

Таблица 1.13 – Габаритный розрахунок контактного конденсатора

Результаты габаритного расчета контактного конденсатора
по программе GABRASTU
Группа 6231м

Студент (Ф.И.О.) Пензев Д.С.

Наименование показателя, размерность Величина

Исходные данные

Мощность ГТД, МВт 32.00
Относительное паросодержание газопаровой смеси
на входе в конденсатор 0.17
Паропроизводительность котла, т/ч 25.00
Температура наружного воздуха, К 288.00
Относительная влажность наружного воздуха, % 60.00
Расход топлива, подаваемого в камеру сгорания, кг/ч 3434
Вид топлива (0-дизельное , 1-газообразное) 1
Температура газопаровой смеси на входе, К 441.44
Температура циркуляционной воды на входе в КК, °С 313.00
Давление газопаровой смеси на входе в КК (МПа) 0.1066
Допускаемая величина потерь давления ГПС в КК, (Па) 2000.00
Форма поперечного сечения КК 1-прямоугольная, 2-круглая 1

Результаты расчета

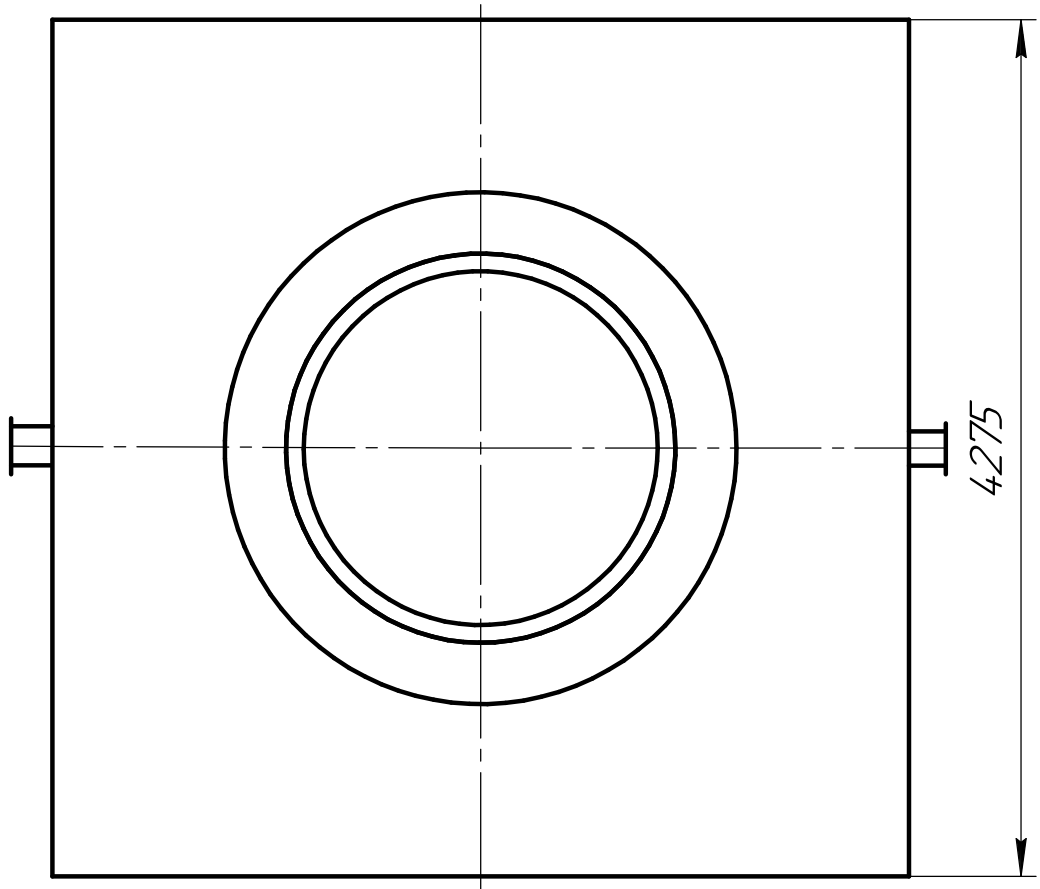
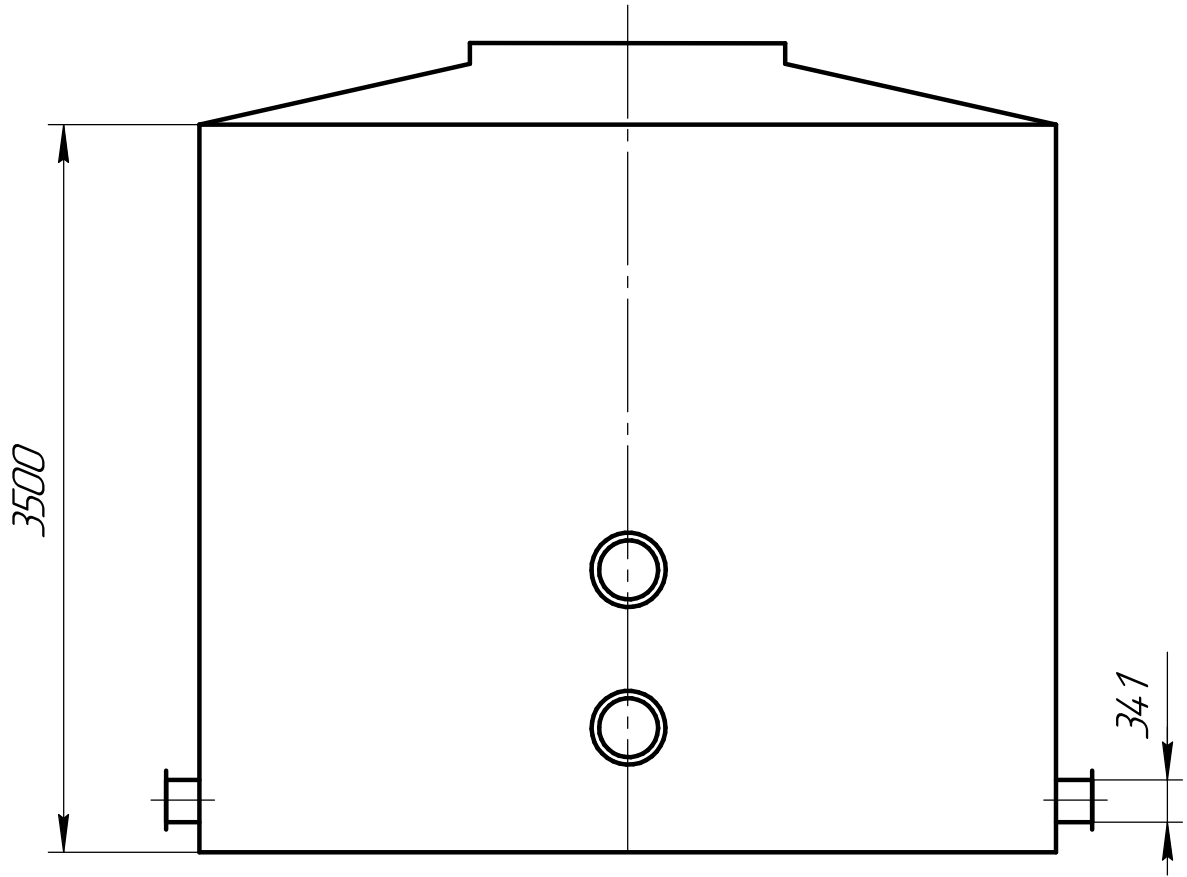
Расход циркуляционной воды на ороситель, кг/с 286.8
Расход газопаровой смеси на входе , кг/с 52.397
на выходе, кг/с 44.985
Температура газопаровой смеси на выходе, К 304
Количество отведенной теплоты, кДж/(кг·К) 19639.2
Количество возвращенной воды, кг/с 4.565
Расход отводимой циркуляционной воды, кг/с 230.4
Температура отводимой циркуляционной воды, °С 329.3
Аэродинамическое сопротивление, Па 596.3
Габариты конденсатора
ширина, м 3.520
глубина, м 4.275
высота, м 3.500

Габариты элементов конденсатора

Конденсатосборник
высота, м 0.749
диаметр сливных патрубков, м 0.341
количество сливных патрубков, шт 8.0
Пористая тепломассообменная насадка
высота, м 0.330
Ороситель
высота, м 0.340
количество форсунок, шт 597.0
Инерционный влагоотделитель
высота, м 0.960
количество ступеней 4.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.				
					Арк. 55				

КР.14.2.6231М.05.01. ПЗ.



M 1:70

Рисунок 1.15 – Габаритный эскиз контактного ПГК

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.05.01. ПЗ.

1.4 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі

Економічність ГТД багато в чому залежить від ККД його турбін, тому до проточних частин турбін пред'являються підвищені вимоги до їх ефективності. Зниження внутрішніх (адіабатичних ККД) турбін при неправильному виборі параметрів робочої частини приводить до зниження показників ефективності ГТД не тільки за рахунок зменшення ефективного ККД турбіни, але і унаслідок відхилення параметрів від проектних значень.

При проектуванні ГТД вирішується задача забезпечення заданого ресурсу його основних елементів. При цьому вступають в протиріччя вимоги підвищення економічності, що пов'язано з ростом температури газу перед турбіною і необхідністю забезпечення заданого ресурсу облопачування турбін. Це вирішується конструюванням, що забезпечує ефективне виконання осьових і радіальних зазорів, профілювання лопаток і дисків. Основу розрахунків при проектуванні турбін у проекті складають термогазодинамічні розрахунки їхніх проточних частин.

Термогазодинамічні розрахунки служать для визначення геометричних розмірів і параметрів проточної частини турбіни. Ці розрахунки виконуються на основі даних, отриманих у детальному тепловому розрахунку ГТД на режимі повної потужності. Причому, першим етапом є габаритний розрахунок турбін, виконаний раніше — пункт 1.3.3 даного розділу ДП. На другому етапі, спираючись на результати габаритного розрахунку турбін, здійснюється визначення оптимальних геометричних і режимних параметрів для всіх ступенів турбіни, і як результат — одержання максимального ККД.

Проектувальні розрахунки в даному розділі виконуються на базі одномірної течії газів. Отримані в розрахунку значення внутрішнього ККД розглядаються, як наближені, що відображають лише рівень ККД проточної частини.

На цій стадії проектування виконується профілювання турбін — побудова профілів соплових і робочих лопаток турбін. На рис. 1.16–1.17 показані решітки профілів турбін на середньому діаметрі ступеня. Побудова профілю решіток може проводитись за стандартною методикою або по способу параболи [27]. На рис. 1.12 профіль соплової лопатки побудований саме таким методом. Складність полягає в

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

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

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

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

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

Таблиця 1.14 — Список ідентифікаторів програми газодинамічного розрахунку турбіни на середньому діаметрі

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

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

Продовж. табл. 1.14

1	2	3
D11	Середній діаметр на виході із соплового апарату 1-го ступеня	м
GAK	Кореневе значення кута розкриття проточної частини у кореня лопаток	град
GAP	Периферійне значення кута розкриття проточної частини у периферії лопаток	град
GH	Витрата газу на вході в турбіну	кг/с
NT	Потрібне значення частоти обертання вала	об/хв
P03	Повний тиск газу на вході в турбіну	МПа
P23	Повний тиск газу на виході з турбіни	МПа
R	Газова стала робочого газу	кДж/(кг·К)
T03	Температура загальмованого потоку на вході	К
T23	Температура загальмованого потоку на виході	К
TBB	Температура охолоджуючого повітря на вході в охолоджувачі лопатки	К
UM	Механічний ККД турбіни	—
Масиви перемінних		
A(Z)	Значення коефіцієнта А по ступенях	—
DR(Z)	Відносний радіальний зазор між робочими лопатками і корпусом турбіни	—
GEC(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження соплових лопаток	—
GER(Z)	Коефіцієнт ефективності охолодження роб. лопаток	—
PCI(Z)	Швидкісний коефіцієнт соплових решіток	—
PFI(Z)	Швидкісний коефіцієнт робочих решіток	—
ROK(Z)	Ступень реактивності ступеня у кореня	—
TC(Z)	Відносний крок лопаток у соплових решітках	—
TDC(Z)	Припустима температура металу соплових лопаток	К
TDP(Z)	Припустима температура металу робочих лопаток	К

Результати розрахунку варіанта турбіни видаються на друкувальний пристрій у табличній формі по ступенях. Розшифровка ідентифікаторів параметрів, що друкуються, приведена в табл. 1.15.

Таблиця 1.15 — Розшифровка ідентифікаторів результатів розрахунку

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

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						59

Продовж табл. 1.15

1	2	3
B1	Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі	град
B2	Кут виходу потоку газу з робочих решіток	град
BCI	Осьова ширина соплових решіток	м
BPI	Осьова ширина робочих решіток	м
BUI	Кут установки робочих лопаток в решітках	град
C1	Дійсна швидкість виходу потоку з сопла	м/с
C2	Абсолютна швидкість виходу потоку з робочих решіток	м/с
DCO	Середній діаметр на вході в ступінь	м
DC1	Середній діаметр на виході із соплової решітки	м
DC2	Середній діаметр на виході з робочих решіток	м
EI	Внутрішній ККД ступеня	—
EU	Окружний ККД ступеня	—
GOXC	Витрата повітря на охолодження соплових решіток	кг/с
GOXP	Витрата повітря на охолодження робочих решіток	кг/с
HAD	Наявний теплоперепад ступеня	кДж/кг
HVD	Дійсна характеристика U1/C1 ступеня	—
HVOP	Оптимальне значення характеристики U1/C1 для ступеня	—
LAMC1	Газодинамічна функція	—
LCI	Висота соплових решіток	м
LPI	Висота робочих решіток	м
NI	Внутрішня потужність ступеня	кВт
P0	Тиск загальмованого потоку перед ступенем	МПа
P1	Статичний тиск у потоці на виході із СР	МПа
P2	Статичний тиск у потоці за ступенем	МПа
P23	Тиск загальмованого потоку за ступенем	МПа
SCI	Осьовий зазор за сопловими решітками	м
SPI	Осьовий зазор за робочими решітками	м
T0	Температура гальмування потоку перед ступенем	К
T1	Статична температура потоку на виході із СР	К
T2	Статична температура потоку за ступенем	К
T23	Температура гальмування потоку за ступенем	К
TCI	Крок соплових решіток	м
TPI	Крок робочих решіток	м

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						60

Продовж. табл. 1.15

1	2	3
U1	Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами	м/с
U2	Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочими решітками	м/с
W1	Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки	м/с
W2	Швидкість потоку на виході з робочих решіток у відносному русі	м/с
ZC	Число лопаток соплової решітки	—
ZP	Число лопаток робочої решітки	—

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

1.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ

Таблица 1.16 - Термодинамічний розрахунок ТВТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр. 6231м Пензев Д.С.

Расчет: ТВТ ГТД N=32000 КВт

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

1 1 1 кг/с об/мин м
60.685 11330.0 0.9270

.....P03.....T03.....P23.....T23.....TVB.....UM

МПа К МПа К К
2.1336 1480.0 1.0649 1282.8 760.2 0.990

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

КДж/кг/К КДж/кг/К град град град град
1.4271 0.288 90.00 14.00 7.00 7.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

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

A(Z) 1.00 1.04 1.03 1.03 0.95 0.00

PFI(Z) 0.980 0.980 0.980 0.980 0.980 0.000

PCI(Z) 0.970 0.970 0.970 0.970 0.970 0.000

TC(Z) 0.750 0.600 0.600 0.600 0.800 0.000

ROK(Z) 0.190 0.050 0.040 0.005 0.050 0.000

DR(Z) 0.005 0.004 0.004 0.004 0.004 0.000

TDC(Z) 1080.0 1080.0 1080.0 1080.0 0.0 0.0

TDP(Z) 1080.0 1080.0 1080.0 1080.0 0.0 0.0

GEC(Z) 0.022 0.021 0.021 0.021 0.000 0.000

GEP(Z) 0.022 0.021 0.021 0.021 0.000 0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1. ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ 276.37

2. РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ 287.93

3. ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВт 16099.41

4. ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ 0.9307

5. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН 11332.1

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

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

T0, К 1480.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

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

						Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	

Продовж. табл. 1.16

P0, МПа	2.1336	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T1, К	1290.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	1.2767	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	1251.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	1.0321	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1259.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	1.0649	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, кДж/кг	287.93	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.9179	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.6718	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.6718	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	4.73	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	4.17	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.2779	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	14.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C1, М/С	608.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	41.57	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	221.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1, М/С	424.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2, ГРАД	19.44	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	452.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	89.28	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	150.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	424.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0, М	0.9270	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.9270	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0288	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0412	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0124	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
AUI, ГРАД	37.86	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TCI, М	0.0351	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0243	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.0496	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	0.9270	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0099	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	63.15	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI, М	0.0208	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	83	0	0	0	0	0
ZP	140	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8212	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8116	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, КВТ	16099.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

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

					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ

Таблица 1.17 - Термодинамічний розрахунок ТНТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр. 6231м Пензев Д.С.

Расчет: ТНТ ГТД N=32000 КВТ

.....Z.....	XC.....	XR.....	GH.....	NT.....	D11
1	1	1	кг/с	об/мин	м
.....P03.....	T03.....	P23.....	T23.....	TBV.....	UM
МПа	К	МПа	К	К	
1.0596	1282.8	0.6732	1169.9	760.2	0.990
.....CP.....	R.....	A0I.....	A1I.....	GAK.....	GAP
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град
1.4242	0.288	90.00	16.00	7.00	7.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

.....	1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст.....
A(Z)	1.00	1.04	1.03	1.03	0.95	0.00
PFI(Z)	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.000
PCI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000
TC(Z)	0.750	0.600	0.600	0.600	0.800	0.000
ROK(Z)	0.190	0.050	0.040	0.005	0.050	0.000
DR(Z)	0.005	0.004	0.004	0.004	0.004	0.000
TDC(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0
TDP(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0
GEC(Z)	0.022	0.021	0.021	0.021	0.000	0.000
GER(Z)	0.022	0.021	0.021	0.021	0.000	0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ	160.13
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ	167.78
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	9488.48
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.9083
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	9193.6

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....	1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст.....
T0, К	1282.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P0, МПа	1.0596	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T1, К	1189.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.7774	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	1159.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.6580	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1165.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.6732	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, кДж/кг	167.78	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.7199	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.7272	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.7272	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	2.30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	1.71	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.3391	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	16.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C1, М/С	453.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	51.31	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.				63

Продовж. табл. 1.17

W1,М/С	160.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1,М/С	335.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2,ГРАД	19.72	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2,М/С	364.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2,ГРАД	86.35	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2,М/С	123.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2,М/С	335.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,М	0.9270	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1,М	0.9270	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1,М	0.0444	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI,М	0.0760	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI,М	0.0204	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
AUI,ГРАД	38.54	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TCI,М	0.0539	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI,М	0.0417	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI,М	0.0902	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2,М	0.9270	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI,М	0.0163	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI,ГРАД	57.43	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI,М	0.0388	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	54	0	0	0	0	0
ZP	75	0	0	0	0	0

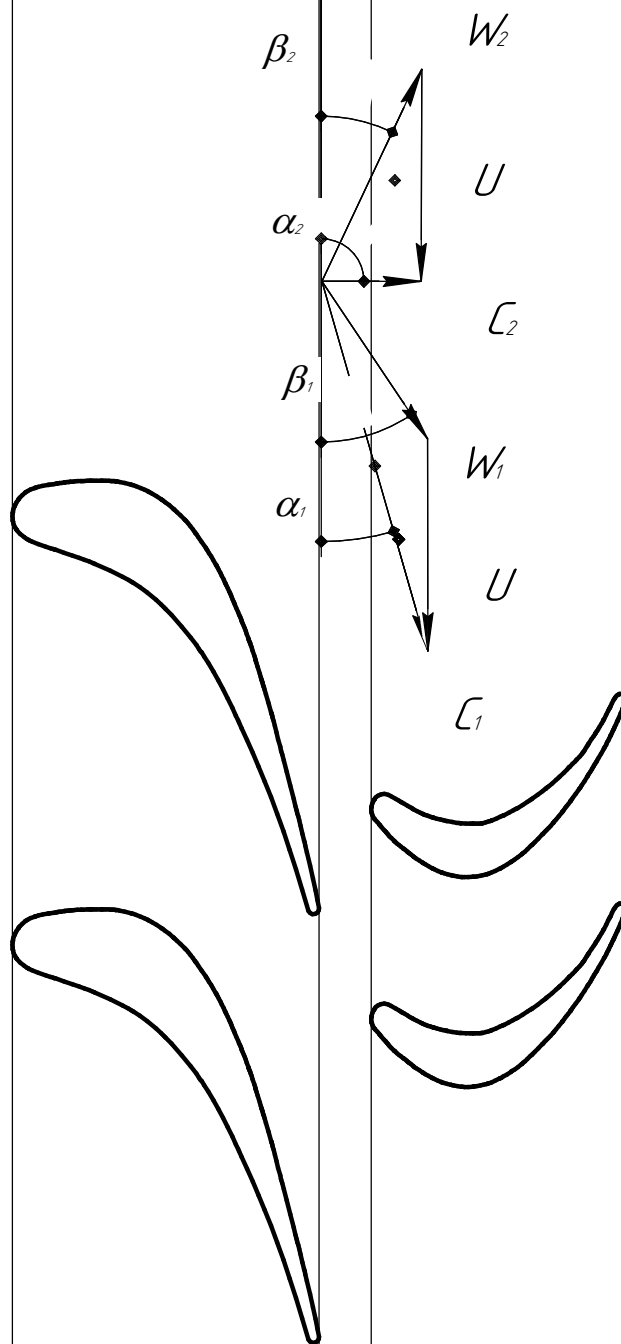
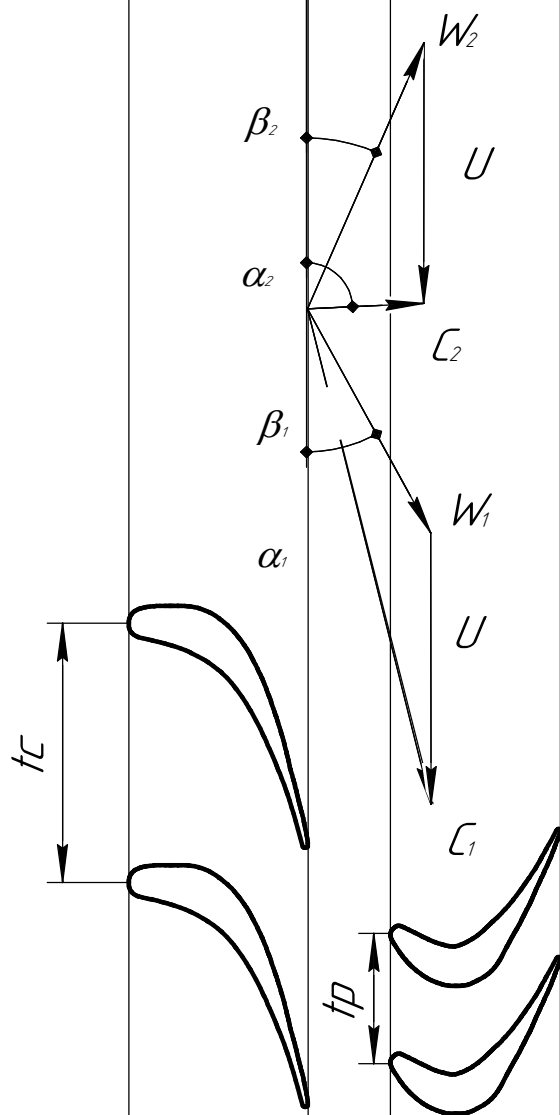
ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8644	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8539	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI,КВТ	9488.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

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

					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

КР.14.2.6231М.05.01ПЗ



Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инд. №	Инд. № дудл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.05.01ПЗ

Лист
65

Копировал

Формат А4

1.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТС

Таблица 1.18 - Термодинамічний розрахунок ТС

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр. 6231м Пензев Д.С.

Расчет: ТС ГТД N=32000 КВТ

.....Z.....	XC.....	XR.....	GH.....	NT.....	D11
4	0	0	кг/с	об/мин	м
			63.652	3000.0	1.2400
.....P03.....	T03.....	P23.....	T23.....	TBV.....	UM
МПа	К	МПа	К	К	
0.6698	1169.9	0.1099	806.0	0.0	0.990
.....CP.....	R.....	A0I.....	A1I.....	GAK.....	GAP
КДж/кг/К	КДж/кг/К	град	град	град	град
1.3881	0.288	90.00	33.00	0.00	14.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

.....	1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст.....
A(Z)	1.00	1.04	1.03	1.03	0.95	0.00
PFI(Z)	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.000
PCI(Z)	0.970	0.970	0.970	0.970	0.970	0.000
TC(Z)	0.750	0.600	0.600	0.600	0.800	0.000
ROK(Z)	0.190	0.050	0.040	0.005	0.050	0.000
DR(Z)	0.005	0.004	0.004	0.004	0.004	0.000
TDC(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0
TDP(Z)	1080.0	1080.0	1080.0	1080.0	0.0	0.0
GEC(Z)	0.022	0.021	0.021	0.021	0.000	0.000
GER(Z)	0.022	0.021	0.021	0.021	0.000	0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ	507.82
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ	541.16
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	32002.34
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.7670
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	3000.7

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....	1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст.....
T0, К	1169.9	1096.8	1024.7	956.2	0.0	0.0
P0, МПа	0.6698	0.4756	0.3031	0.1828	0.0000	0.0000
T1, К	1100.8	1012.9	943.9	858.8	0.0	0.0
P1, МПа	0.4932	0.3189	0.2006	0.1065	0.0000	0.0000
T2, К	1079.4	1002.6	931.6	843.8	0.0	0.0
P2, МПа	0.4404	0.2729	0.1613	0.0950	0.0000	0.0000
T23, К	1096.8	1024.7	956.2	870.9	0.0	0.0
P23, МПа	0.4756	0.3031	0.1828	0.1099	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, КДж/кг	135.29	140.70	139.35	168.72	0.00	0.00
LAMC1	0.7146	0.8126	0.8254	0.9382	0.0000	0.0000
HVD	0.5677	0.5207	0.5412	0.5073	0.0000	0.0000
HVOP	0.5677	0.4878	0.4985	0.4920	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.2613	0.1388	0.1620	0.1654	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД	33.00	32.84	33.33	34.80	0.00	0.00
C1, М/С	438.1	482.4	473.6	520.1	0.0	0.0
B1, ГРАД	63.55	59.50	61.82	61.19	0.00	0.00

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

					КР.142.6231м.05.01.ПЗ.	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.18

W1,М/С	266.5	303.7	295.2	338.7	0.0	0.0
U1,М/С	248.7	251.2	256.3	263.8	0.0	0.0
B2,ГРАД	36.02	44.78	47.53	43.01	0.00	0.00
W2,М/С	365.2	351.5	352.8	400.6	0.0	0.0
A2,ГРАД	78.21	90.94	94.74	84.80	0.00	0.00
C2,М/С	219.4	247.6	261.1	274.4	0.0	0.0
U2,М/С	250.5	253.5	259.8	268.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,М	1.2400	1.2400	1.2400	1.2400	0.0000	0.0000
DC1,М	1.2400	1.2524	1.2780	1.3154	0.0000	0.0000
BC1,М	0.0308	0.0396	0.0578	0.0667	0.0000	0.0000
LCI,М	0.0440	0.0566	0.0826	0.1205	0.0000	0.0000
SCI,М	0.0132	0.0170	0.0248	0.0298	0.0000	0.0000
AUI,ГРАД	43.21	50.28	44.55	43.20	0.00	0.00
TCI,М	0.0339	0.0310	0.0496	0.0582	0.0000	0.0000
BPI,М	0.0266	0.0342	0.0499	0.0618	0.0000	0.0000
LPI,М	0.0533	0.0685	0.0999	0.1419	0.0000	0.0000
DC2,М	1.2491	1.2641	1.2951	1.3364	0.0000	0.0000
SPI,М	0.0106	0.0136	0.0198	0.0238	0.0000	0.0000
BUI,ГРАД	59.38	66.87	67.14	64.77	0.00	0.00
TRI,М	0.0218	0.0244	0.0360	0.0456	0.0000	0.0000
ZC	115	127	81	71	0	0
ZP	180	163	113	92	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.7585	0.7163	0.6877	0.7073	0.0000	0.0000
EI	0.7505	0.7109	0.6824	0.7018	0.0000	0.0000
NI,КВТ	6397.4	6303.3	5991.5	7460.6	0.0	0.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.01.ПЗ.		Арк.		
							67		

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
Зм.		Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ				
Студент.		Пензев Д.С.				Конструктивні розрахунки і конструювання		Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.							69	116
Консульт.								НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.								

2 Конструктивні розрахунки і конструювання

Конструктивні особливості проектного двигуна аналогічні двигуну ДГ-80, що випускається ДП НПКГ «Зоря - Машпроект»

2.1 Опис і робота складових частин ГТА

2.1.1 Комплексний повітроочисний пристрій

Комплексний повітроочисний пристрій (рис. 2.1) (КПОП) фірми «Donaldson» із статичними фільтрами, шумоглушником, пристроєм проти обледеніння, площадками обслуговування й металоконструкціями, призначено для очищення повітря, що надходить на вхід у ГТД і зниження шуму при роботі ГТД. КПОП для КГТА-25К комплектується статичними фільтрами. КПОП зі статичними фільтрами складається із трьох ступенів очищення повітря й блоку шумоглушіння

- перший ступінь (вологівіддільник і система проти обледеніння)
- другий ступінь (фільтри попереднього очищення);
- третій ступінь (фільтри тонкого очищення).

Датчики, що контролюють роботу КПОП, поставляються фірмою «Donaldson», підключені в пульт керування КПОП.

Вологовіддільник є інерційним сепаратором і складається з пакетів жалюзі різного профілю. Вологовіддільник із ефективністю 99,9% при величині крапель 25мкм має перепад тиску 8мм. вод. ст.

Система проти обледеніння складається з пакета сопел, що подають гаряче стиснене повітря від компресора в повітря, що надходить на вхід у КПОП, піднімаючи температуру повітря на вході та зменшуючи його відносну вологість.

Система вмикається при температурі від +5°C до -10°C і відносної вологості 80%.

Фільтри попереднього очищення натягаються на фільтри тонкого очищення (типу подвійний конус) і вловлюють більшу частину грубих забруднень. Опір фільтрів попереднього очищення - 6 мм. вод. ст. (початкове) - 30 мм. вод. ст. (кінцеве), клас фільтрації F4 за Євростандартом EN-779-94.

Підпис і дата		підключені в пульт керування КПОП. Вологовіддільник є інерційним сепаратором і складається з пакетів жалюзі різного профілю. Вологовіддільник із ефективністю 99,9% при величині крапель 25мкм має перепад тиску 8мм. вод. ст. Система проти обледеніння складається з пакета сопел, що подають гаряче стиснене повітря від компресора в повітря, що надходить на вхід у КПОП, піднімаючи температуру повітря на вході та зменшуючи його відносну вологість. Система вмикається при температурі від +5°C до -10°C і відносної вологості 80%. Фільтри попереднього очищення натягаються на фільтри тонкого очищення (типу подвійний конус) і вловлюють більшу частину грубих забруднень. Опір фільтрів попереднього очищення - 6 мм. вод. ст. (початкове) -30 мм. вод. ст. (кінцеве), клас фільтрації F4 за Євростандартом EN-779-94.						
Інв. № дубл.								
Взам. інв. №								
Підпис і дата								
Інв. № подл.								
							КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
								70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

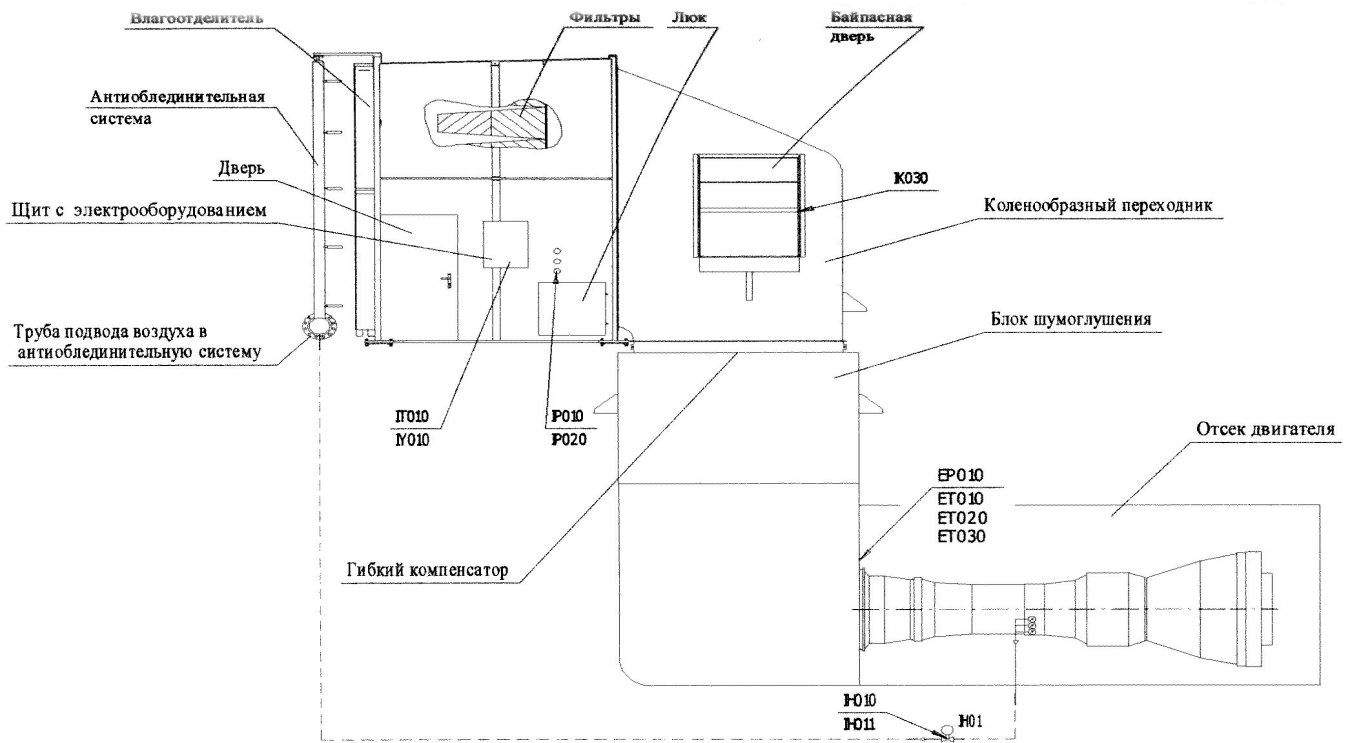


Рисунок 2.1 – Комплексний повітроочисний пристрій

РО20 - сигналізатор перепаду тиску повітря на фільтрі КПОП; ІРОЮ - датчик перепаду тиску повітря на фільтрі КПОП; ІТО10 - датчик температура повітря на вході у КПОП; ІКОЗО - кінцеві вимикачі; байпаси КПОП- відкриті; ІЮО10 - датчик вологості повітря на вході; ІНО10 - кінцевий вимикач; клапан подачі гарячого повітря на обігрів КПОП- відкритий; ІНО11 - кінцевий вимикач; клапан подачі гарячого повітря на обігрів КПОП- закритий; ІНО11 - кінцевий вимикач; клапан подачі гарячого повітря на обігрів КПОП- закритий; ЕРО10 - датчик перепаду тисків між входом ГТД і атмосферою; ЕТО 10, ЕТО20, ЕТО30 - температура повітря на вході у двигун; ІНО1- клапан з електроприводом

Фільтри тонкого очищення (тип подвійного конуса) утримують бруд та пил розміром поряд 1 мікрона. Опір фільтрів тонкого очищення -25мм вод. ст. (початкове) -75 мм вод. ст. (кінцеве) клас фільтрації F9 по Євростандарту EN-779-94. Заміна фільтрів тонкого очищення виробляється відповідно до вимог посібника з експлуатації й обслуговування КПОП. Блок шумоглушіння складається з набору шумоглушачих пластин, між якими проходить чисте повітря на вхід у ГТД. Блок шумоглушіння знижує рівень шуму до 85 дБ на відстані 1 метра від площини повітрязабору КПОП при опорі - 30 мм. вод. ст.

Повітря в систему проти обледеніння КПОП подається від двигуна.

Система захисту й керування при роботі КПОП виконує:

Інв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.05.02.ПЗ 71
Підпис і дата	Взам. інв. №				
Інв. № дубл.	Підпис і дата				
Підпис і дата	Інв. № дубл.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

сті повітря на вході; ІНО10 - кінцевий вимикач; клапан подачі гарячого повітря на обігрів КПОП- відкритий; ІНО11 - кінцевий вимикач; клапан подачі гарячого повітря на обігрів КПОП- закритий; ІНО11 - кінцевий вимикач; клапан подачі гарячого повітря на обігрів КПОП- закритий; ЕРО10 - датчик перепаду тисків між входом ГТД і атмосферою; ЕТО 10, ЕТО20, ЕТО30 - температура повітря на вході у двигун; ІНО1- клапан з електроприводом
Фільтри тонкого очищення (тип подвійного конуса) утримують бруд та пил розміром поряд 1 мікрона. Опір фільтрів тонкого очищення -25мм вод. ст. (початкове) -75 мм вод. ст. (кінцеве) клас фільтрації F9 по Євростандарту EN-779-94. Заміна фільтрів тонкого очищення виробляється відповідно до вимог посібника з експлуатації й обслуговування КПОП. Блок шумоглушіння складається з набору шумоглушаючих пластин, між якими проходить чисте повітря на вхід у ГТД. Блок шумоглушіння знижує рівень шуму до 85 дБ на відстані 1 метра від площини повітрязабору КПОП при опорі - 30 мм. вод. ст.
Повітря в систему проти обледеніння КПОП подається від двигуна.
Система захисту й керування при роботі КПОП виконує:

- попереджувальну сигналізацію при перепаді тиску на фільтрі 100 мм. вод. ст. (1 кПа) - сигнал від IPO10;
 - аварійну сигналізацію при перепаді тиску на фільтрі 160 мм. вод. ст. (1,6 кПа)- сигнал від IPO20 із зупинкою ГТД;
 - попереджувальну сигналізацію при падінні тиску на вході в ГТД 150 мм. вод. ст. (1,5 кПа)- сигнал від EPO10;
 - аварійну сигналізацію при падінні тиску на вході в ГТД 200 мм. вод. ст. (2 кПа)- сигнал від EPO10 із зупинкою ГТД;
 - відкриття клапана IH01 при роботі ГТД, при температурі повітря на вході у КПОП від мінус 10°C до плюс 5°C і відносної вологості повітря на вході у КВОУ більше 80%(сигнал від датчика IT010 і IY010);
 - відкриття клапана IH010 по команді оператора;
- Закриття клапана IH010 відбувається при виконанні однієї з умов:
- температура повітря на вході у КПОП вище плюс 6°C;
 - температура повітря на вході у КПОП нижче мінус 11°C;
 - відносна вологість повітря на вході у КПОП менше 78%;
 - нормальна зупинка ГТД;
 - аварійна зупинка ГТД;
 - при подачі команди оператора;

2.1.2 Блок двигуна. Устаткування

Блок двигуна (рис. 2.2) складається з контейнера 2, ГТД на рамі 3 з газовідводом і опорами, маслоблоку ГТД 6 і рами блоку двигуна 5.

Контейнер ГТД 2 є теплозвукоізолюючим укриттям для ГТД, що конструктивно розділений на три відсіки: відділ маслоблоку, шахти циклового повітря 1 і відсіку ГТД із газовідводом.

Зовні каркас контейнера зашитий суцільними листами, а усередині - перфорованими листами. Між листів встановлено теплоізолюючий матеріал.

Контейнер має одинадцять дверей 9 і ворота 7 для викочування ГТД; два прямокутних отвори 8 для підведення охолодного повітря у відсік ГТД і два круглих отвори: 4- для виходу газовідводу 12, 13- для проходу ресори. Отвір 13 закривається

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

					КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кришкою ресори 14. На шахту циклового повітря 1 встановлюється зовнішній кожух 15 і внутрішній кожух 16 із дверима 17, що відкривають при викочуванні ГТД. Двері ущільнюються гумовими прокладками 18 і 19.

На стінку шахти циклового повітря встановлюється захисна сітка 20, забезпечуючи захист проточної частини ГТД від влучення механічних часток. ГТД на малій рамі з'єднується зі стінкою шахти через фланець 21 і гумовою діафрагмою 22.

На газовідвід 12 встановлюється насадок 23, що через плаваюче кільце 11 стикується із проставкою 25.

На контейнер ГТД встановлюється зовнішній кожух 2,з кожухом 24, що забезпечує звукоізоляцію й запобігання виходу охолодного повітря з контейнера ГТД.

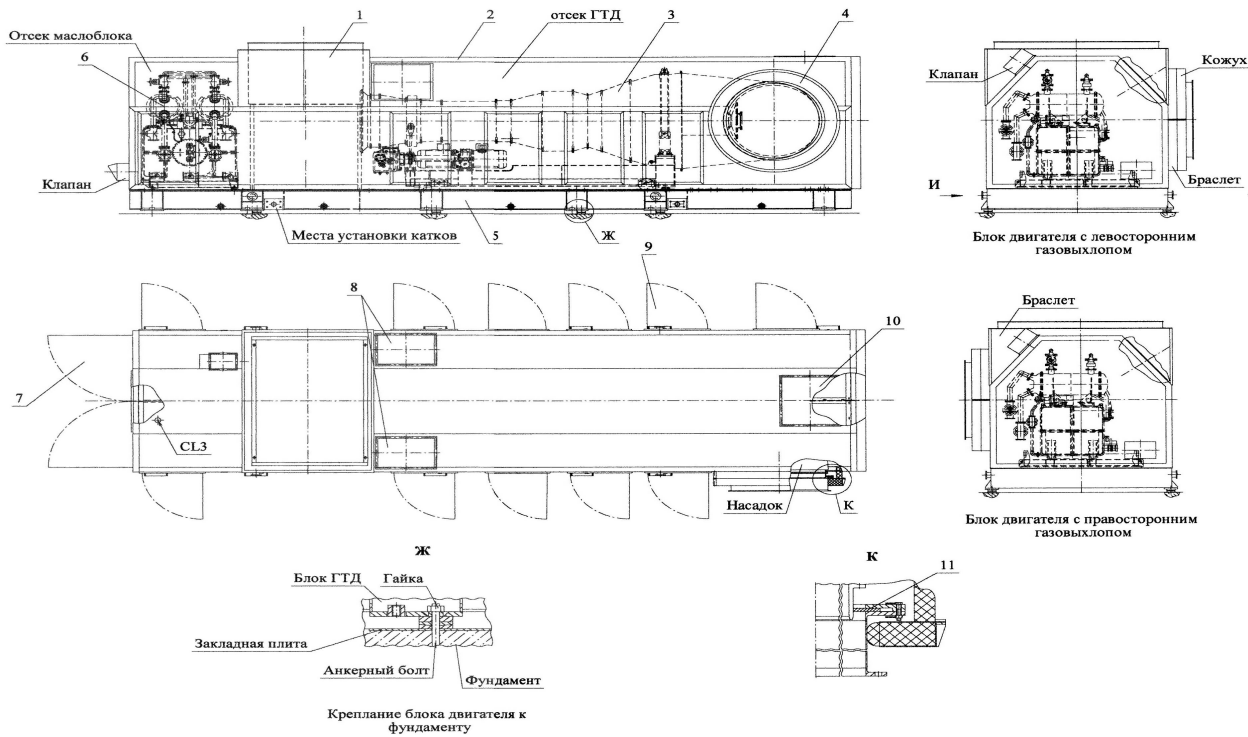


Рисунок 2.2 – Блок двигуна

1 - шахта циклового повітря; 2 - контейнер; 3 - ГТД на рамі; 4, 8,10,13 - отвір; 5 - рама блоку двигуна; 6 - маслоблок; 7 - ворота; 9,17- двері 12- газовідвід; 14 - кришка; 15, 26 - кожух зовнішній ; 16 - кожух внутрішній; 18,19 - прокладка; 20 - сітка захисна; 21 - фланець; 22 - діафрагма; 24- кожух; 25 - проставка

Вихід охолодного повітря здійснюється через прямокутний отвір 10, виконане в даху контейнера ГТД.

Блок двигуна обладнаний:

- агрегатами системи вентиляції й вентиляційних трактів;
- системою пожежогасіння;
- системою освітлення;
- системою опалення;
- системою контролю загазованості;
- комунікаціями й системами електроустаткування.

Блок двигуна з'єднується комунікаціями із блоком паливних агрегатів і станцією пожежогасіння.

Вентиляція контейнера ГТД здійснюється шляхом нагнітання охолодного повітря двома вдувними вентиляторами, обладнаними глушителями і електричними клапанами.

У систему вентиляції входять також витяжний вентилятора, глушитель, клапана електричні, повітрявідводи, вентиляційні коробки.

Приміщення маслоблоку вентилується відкриттям електричних клапанів на вході й виході вентиляційного контейнеру.

2.1.3 Двигун на рамі. Пристрій і робота двигуна

Двигун газотурбінний конвертований судновий, призначений для привода нагнітачу газу.(рис. 2.3).

Двигун складається з газогенератора 2 і силової турбіни 7.

Газогенератор складається із двох осьових компресорів низького 1 і високого 3 тисків, що приводяться в обертання двома незалежними турбінами відповідно низького 6 і високого тисків 5, трубчасто-кільцевої камери згоряння 4.

Компресори та турбіни, що приводять їх в обертання, утворюють два, кінематично між собою не зв'язаних, контури: контур низького тиску й контур високого тиску, які мають різні частоти обертання на кожному режимі роботи ГТД.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	2.1.3 Двигун на рамі. Пристрій і робота двигуна Двигун газотурбінний конвертований судновий, призначений для привода нагнітачу газу.(рис. 2.3). Двигун складається з газогенератора 2 і силової турбіни 7. Газогенератор складається із двох осьових компресорів низького 1 і високого 3 тисків, що приводяться в обертання двома незалежними турбінами відповідно низького 6 і високого тисків 5, трубчасто-кільцевої камери згоряння 4. Компресори та турбіни, що приводять їх в обертання, утворюють два, кінематично між собою не зв'язаних, контури: контур низького тиску й контур високого тиску, які мають різні частоти обертання на кожному режимі роботи ГТД.				
					Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.05.02.ПЗ Арк. 74				

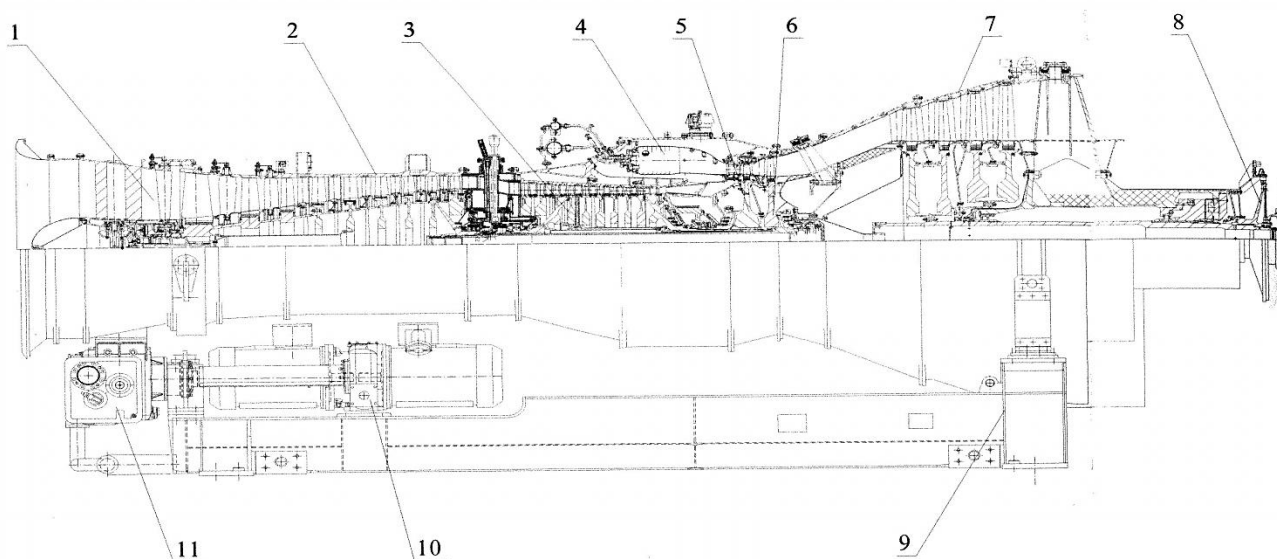


Рисунок 2.3 – Двигун на рамі

1- компресор низького тиску; 2- газогенератор; 3- компресор високого тиску; 4- камера згоряння; 5- турбіна високого тиску; 6- турбіна низького тиску; 7- турбіна силова; 8- муфта; 9- рама; 10- коробка приводів виносна 11 - коробка приводів нижня

Від СТ 7 через еластичну муфту 8 обертання передається до перекачувального агрегату. Двигун розташований на рамі 9. При запуску розкручування ротора КНТ виробляється через нижню коробку приводів 11 електростартерами змінного струму, розміщеними на виносній коробці приводів 10.

Через вхідний пристрій компресора низького тиску 1 повітря надходить послідовно в компресори низького 1 і високого 3 тиски, де відбувається його стиск.

Із КВТ повітря надходить у камеру згоряння 4, у якій спалюється паливний газ. Запалення паливного газу при пуску здійснюється за допомогою запальників. Подальше горіння в камері згоряння забезпечується безперервною подачею палива й повітря.

Частина повітря використовується безпосередньо для спалювання палива, частина - охолоджує стінки жарових труб, і, змішуючись із продуктами згоряння, утворить газ, енергія якого використовується в турбінах, частина повітря йде на охолодження елементів турбіни.

Підпис і дата		Підпис і дата		Підпис і дата		Підпис і дата		Підпис і дата	
Інв. № дубл.		Інв. № дубл.		Інв. № дубл.		Інв. № дубл.		Інв. № дубл.	
Взам. інв. №		Взам. інв. №		Взам. інв. №		Взам. інв. №		Взам. інв. №	
Інв. № подл.		Інв. № подл.		Інв. № подл.		Інв. № подл.		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ				Арк.
									75

Турбіни високого 5 і низького 6 тиску розвивають потужність, необхідну для привода КВТ і КНТ відповідно.

Газ, що виходить із ТНТ 6, надходить у турбіну силову 7, котра розвиває потужність, передану споживачеві.

З турбіни силовий 7 газ, що відробив, через газовідвід ГТД надходить у газовихлопний тракт.

У холодну пору року при температурі зовнішнього повітря від +5 °С до мінус 10 °С відбувається відбір повітря через КНТ для подачі гарячого повітря в систему проти обледеніння КПОП.

2.1.4 Компресор низького тиску

Компресор низького тиску (рис. 2.4) призначений для стиску атмосферного повітря й подачі його в компресор високого тиску (КВТ).

КНТ – осьовий, восьмиступеневий, кожний ступінь утворений одним рядом робочих лопаток ротора й розташованим за ним, рядом спрямляючих лопаток, встановлених у корпусі.

КНТ – складається із пристрою вхідного 1, корпуса переднього 2, привода 3, поворотного вхідного напрямного апарата 5, пристрою антизривного 6, апарата поворотного спрямляючого нульового ступня 7, апарата поворотного спрямляючого першого ступня 9, ротора 10, корпуса КНТ 12, передньої опори КНТ із кульковим підшипником кочення 15 і упорним підшипником ковзання 4, задньої опори КНТ із роликовим підшипником 14.

Для забезпечення усталеної роботи компресора в заданому діапазоні режимів і на запуску ГТД, КНТ має три поворотних апарати 5, 7, 9, лопатки яких синхронно повертаються загальним механізмом, залежно від статичного тиску повітря в протоchnій частині за КВТ.

Антизривний пристрій 6 поліпшує газодинаміку нульової ступені.

З метою збільшення запасів стійкості компресора низького тиску на низьких режимах, за шостим ступенем передбачений відбір повітря в клапани стравлення.

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

КР.142.6231м.05.02.ПЗ

Арк.

76

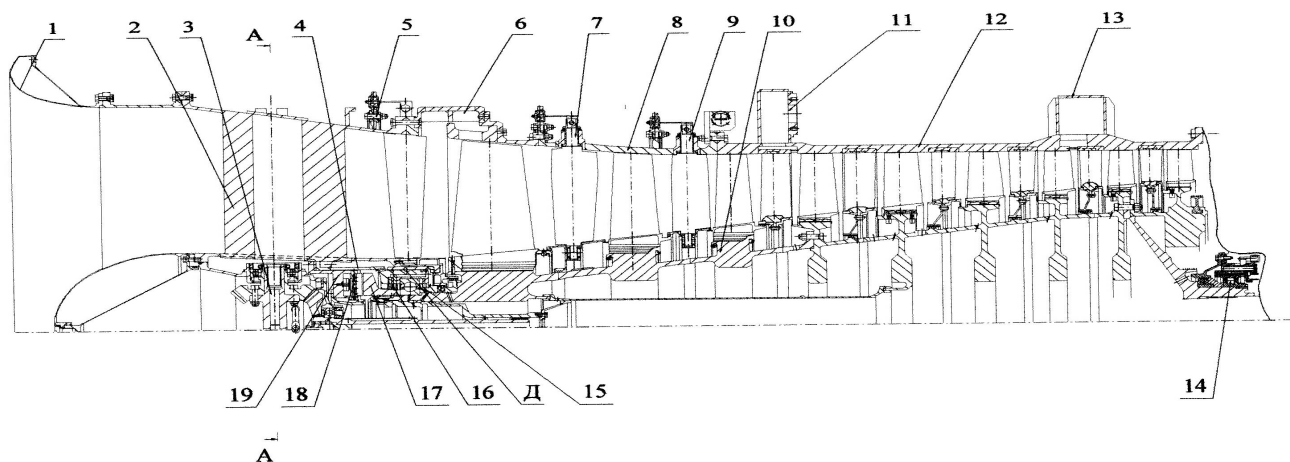


Рисунок 2.4 – Компресор низького тиску

1-пристрій вхідне; 2-корпус передній; 3-привод; 4- підшипник ковзання упорний; 5-апарат поворотний вхідної напрямний; 6-пристрій антизривний; 7-апарат поворотний спрямляючий нульового ступеня; 8-корпус поворотних апаратів; 9-апарат поворотний спрямляючий першого ступеня; 10- ротор КНТ; 11-повітрозбірник (відбір повітря на охолодження турбіни); 12-корпус КНТ; 13-повітрозбірник; 14-підшипник роликовий; 15- підшипник кочення кульковий; 16- пакет пружин; 17- диск упорний; 18- колодка; 19- підшипник ковзання.

Пристрій вхідний призначений для забезпечення плавного підведення повітря в компресор і складається із зовнішніх, внутрішніх обтічників і проставки. Кільцевий канал, утворений обтічниками, є початком проточної частини двигуна.

А) Корпус передній 2 призначений для розміщення поворотного вхідного напрямного апарата 5, опори передньої КНТ і привода 3.

Корпус передній складається з конічної зовнішньої стінки й внутрішньої конічної стінки, жорстко з'єднаних між собою профільованими порожніми стійками.

На зовнішній стінці переднього корпуса встановлені два штуцери для виміру статичного тиску в проточній частині, на цій же стінці встановлені шість форсунок для промивання проточної частини компресора, а в районі нижньої стійки є фланці для кріплення коробки приводів.

Передня опора ротора КНТ - комбінована, складається з радіально-упорного кулькового підшипника кочення 15 і упорного підшипника ковзання 19.

Кульковий радіально-упорний підшипник кочення 15 призначений для сприйняття радіальних навантажень від ваги ротора КНД, радіальних навантажень, що

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ				Арк.
									77

виникають при обертанні ротора КНТ і, частково, осьових навантажень, що виникають при роботі ТКНТ, і спрямованих проти руху повітря.

Для поглинання енергії коливань, що виникають при обертанні ротора, і обмеження величини радіального переміщення кульковий підшипник установлюється в масляний демпфер Д.

Величина осьового навантаження, сприйманої кульковим підшипником 15, може змінюватися залежно від режиму двигуна. При росту осьового навантаження понад певну величину вступає в роботу упорний підшипник ковзання, що розрахований на прийняття більшого осьового навантаження.

Упорний підшипник складається з корпусу, у якому рівномірно по колу розташовані вісім самовстановлюємих колодок. Кожна колодка 18 опорною сферою опирається на свій пакет пружин 16, що складається із двох плоских пружин.

Між колодками розташовуються форсунки, через які подається масло для створення масляного клина й охолодження елементів УПК.

Принцип дії комбінованої опори наступний. Зовнішня обойма кулькового підшипника 15 упирається в пакет із двох попередньо стислих плоских пружинних кілець. При зростанні осьового навантаження (спрямованої проти ходу повітря), ротор ТКНД починає переміщатися, передаючи навантаження на колодки 18 і упорний диск 17 УПК.

Підведення масла до кулькового підшипника й на УПК здійснюється роздільними масляними трубами. При цьому для більше рівномірної роздачі масла на колодки підвід масла здійснюється через дві діаметрально розташованих труби підведення масла. Змащення й охолодження кулькового підшипника здійснюється струминним підведенням масла з торця підшипника, зверненого убік входу в компресор. Масло подається в зазор між внутрішньою обоймою й сепаратором підшипника в трьох крапках рівними порціями.

Привод 3 (рис. 2.4) призначений для передачі обертального моменту від електростартерів до ротора КНТ при запуску двигуна й для приводу всіх навішаних агрегатів під час роботи двигуна. Привод виконаний із двох конічних шестірень, установлених у корпус на підшипниках кочення. Вертикальна шестірня привода за допо-

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. інв. №						
	Інв. №						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ		Арк.
							78

могою ресори, пов'язана з нижньою коробкою приводів, а горизонтальна шестірня з'єднана з передньою цапфою ротора КНТ своїм шліцевим кінцем.

Вхідний поворотний напрямний апарат 5 (рис. 2.4) працює синхронно з поворотними спрямляючими апаратами нульової 7 і першої ступені 9 компресора.

Вхідні поворотні напрямні лопатки апарата мають циліндричні цапфи, на які одягнені втулки. Цапфи із втулками встановлені в радіальні отвори, виконані в зовнішній і внутрішній стінках переднього корпусу. В отворах внутрішньої стінки, разом із втулками, установлені пружні кільця, що демпфірують коливання лопаток. На зовнішніх цапфах лопаток установлені важелі, з'єднані сферичним з'єднанням із синхронізуючим кільцем, що з'єднано з механізмом повороту, загальним для всіх поворотних апаратів.

Механізм повороту спрямляючих апаратів синхронно повертає лопатки вхідного напрямного апарата, спрямляючого апарата нульової й першої ступені по заданому алгоритму залежно від статичного тиску повітря за КВТ, забезпечуючи усталену роботу компресора на запуску ГТД і на заданих режимах роботи. Синхронність повороту лопаток забезпечується їхнім кінематичним зв'язком із загальним механізмом повороту

Кутове положення лопаток фіксується на шкалі стрілкою. Початкове й кінцеве положення механізму сигналізується дистанційно світловими сигналами на пульті управління двигуна сигналізаторами положення, що спрацьовують від руху штовхачів, пов'язаних з важелями лопаток.

Укручуванням у вал або вивертанням з вала різьбової тяги регулюється кутовий діапазон повороту для лопаток всіх трьох ступенів одночасно або окремо.

Зміною довжини талрепа можна міняти встановлений кутовий діапазон повороту лопаток у потрібну сторону індивідуально для кожного ступеня, або для всіх ступенів одночасно.

З метою підвищення надійності роботи, всі синхронізуючі кільця апарата повертаються під дією зусиль, прикладених на кожному кільці у двох діаметрально протилежних крапках за допомогою двох симетрично встановлених механізмів, що працюють від двох силових пневматичних циліндрів. При цьому пневмоциліндр,

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата		
	Взам. інв. №							
	Інв. № дубл.							
	Підпис і дата							
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата						КР.142.6231м.05.02.ПЗ		Арк.
								79

При підвищенні тиску повітря за КВТ починається поворот лопаток, а при досягненні певного значення тиску закінчується. В інтервалі цих тисків, стрілки на шкалах займають проміжне положення між зазначеними крайніми.

Повітря до пневмоциліндру підводить через блок очищення й охолодження.

2.1.5 Компресор високого тиску

Компресор високого тиску (рис. 2.5) – дев’ятиступеневий, складається з перехідника 1, корпусу КВТ 2, корпусу силового 3, апарата спрямляючого 4, корпусу заднього 5, ротора ТКВТ 6.

У перехіднику розміщені корпус задньої опори КНТ із роликівим підшипником, корпус передньої опори КВТ із кульковим підшипником, апарат напрямний на вхіді у КВТ, два датчики частоти обертання, апарат спрямляючий на виході із КНТ.

До внутрішньої стінки перехідника кріпиться корпус силовий, внутрішня порожнина якого - масляна порожнина.

Підпис і дата		Компресор високого тиску (рис. 2.5) – дев’ятиступеневий, складається з перехідника 1, корпусу КВТ 2, корпусу силового 3, апарата спрямляючого 4, корпусу заднього 5, ротора ТКВТ 6.
Інв. № дубл.		А) Перехідник призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску.
Взам. інв. №		У перехіднику розміщені корпус задньої опори КНТ із роликовим підшипником, корпус передньої опори КВТ із кульковим підшипником, апарат напрямний на вході у КВТ, два датчики частоти обертання, апарат спрямляючий на виході із КНТ.
Підпис і дата		Перехідник складається із зовнішньої й внутрішньої стінок, з’єднаних між собою рядом лопаток спрямляючого апарата.
Інв. № подл.		До внутрішньої стінки перехідника кріпиться корпус силовий, внутрішня порожнина якого - масляна порожнина.
		КР.142.6231м.05.02.ПЗ Арк. 80
Зм.	Арк.	
№ докум.	Підпис	
Дата		

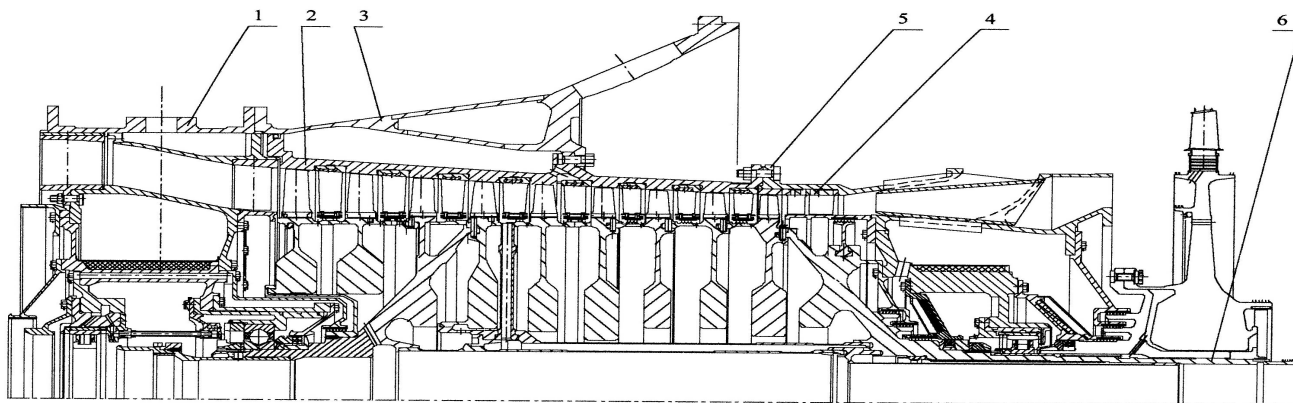


Рисунок 2.5 – Компресор високого тиску

1- переходник; 2- корпус КВТ; 3- корпус силовий; 4- апарат спрямляючий на виході із КВТ; 5- корпус задній; 6- ротор ТКВТ

Між рядом спрямляючих лопаток і лопаток вхідного напрямного апарата встановлено п'ять патрубків, з яких чотири повідомлені з масляною порожниною, а один - з розвантажувальною порожниною КНТ, що обмежена з боку перехідника лабіринтовою кришкою, стінкою силового корпусу й лабіринтовою кришкою.

Для підведення масла до підшипників і для установки датчика виміру частоти обертання КВТ, зафіксованого в кронштейні, служить труба.

Масло через фільтр по трубі підводу масла, надходить у канал, з'єднаний з каналом кільцевої роздачі масла, з якого здійснюється підведення масла через кільце, на змащення задньої опори КНТ.

Для демпфірування задньої опори КНТ між втулкою й корпусом 2 організований кільцевий зазор.

Для ущільнення масляної порожнини з боку КНТ установлені:

кришка лабіринтова , котра в парі з лабіринтом задньої цапфи ротора КНТ утворить лабіринтове ущільнення й кришка , що у парі з ущільнювальним кільцем утворює контактне ущільнення.

До силового корпусу 3 (рис. 2.5), кріпиться корпус передньої опори КВТ. Для забезпечення радіальної піддатливості зовнішня частина корпусу виконана у вигляді обідю типу «біляче колесо». Передача коливань від передньої цапфи ротора демпфі-

Підпис і дата	Для підведення масла до підшипників 1 для установки датчика виміру частоти обертання КВТ, зафіксованого в кронштейні, служить труба. Масло через фільтр по трубі підводу масла, надходить у канал, з'єднаний з каналом кільцевої роздачі масла, з якого здійснюється підведення масла через кільце, на змащення задньої опори КНТ. Для демпфірування задньої опори КНТ між втулкою й корпусом 2 організований кільцевий зазор. Для ущільнення масляної порожнини з боку КНТ установлені: кришка лабіринтова , котра в парі з лабіринтом задньої цапфи ротора КНТ утворить лабіринтове ущільнення й кришка , що у парі з ущільнювальним кільцем утворює контактне ущільнення. До силового корпуса 3(рис. 2.5), кріпиться корпус передньої опори КВТ. Для забезпечення радіальної піддатливості зовнішня частина корпуса виконана у вигляді обідку типу «біляче колесо». Передача коливань від передньої цапфи ротора демпфі-					
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
					КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рується маслом, що нагнітається з каналів у зазор між корпусом опори й обмежувальною кришкою.

Ущільнення масляної порожнини з боку КВТ, здійснюється за допомогою контактного ущільнення, утвореного кришкою й ущільнювальним кільцем, і лабіринтового ущільнення, утвореного лабіринтовою кришкою й лабіринтом екрана ротора КВТ.

Лабіринтова кришка виконує роль теплоізолюючого кожуха для зменшення температури в масляній порожнині.

Змащення кулькового підшипника передньої опори КВТ здійснюються через трубу та кільце підводу масла. Для забезпечення внутрішнього підведення масла призначена форсунка, що подає по каналах масло до підшипника.

Б) Корпус КВТ являє собою обичайку, що має горизонтальне рознімання. До середнього фланця корпусу кріпиться силовий корпус, до заднього - задній корпус.

Спрямляючі апарати призначені для стиску повітря й напрямку його на робочі лопатки ротора під певним кутом. Спрямляючий апарат КВТ складається із зовнішнього кільця, спрямляючих лопаток і внутрішнього кільця, на якому кріпляться ущільнювальні сектори.

У зовнішніх кільцях виконані пази типу «ластівкин хвіст» по кількості спрямляючих лопаток в апарату, у внутрішніх кільцях виконана та ж кількість профільних просічок.

Ущільнюючі сектори, у сполученні з лабіринтами на барабані ротора, утворюють ущільнення, що перешкоджає перетеканню повітря між ступнями компресора.

Перед п'ятим спрямляючим апаратом у корпусі зроблена кільцева проточка, через яку здійснюється відбір повітря по каналі А на охолодження ТНТ і кільця, що регулює величину радіального зазору, над робочими лопатками ТВТ.

В) Корпус силовий призначений для посилення конструкції в самому гарячому місці двигуна, а також кріплення на ньому жарових труб, паливного колектора й комунікацій заднього корпусу.

На силовому корпусі перебувають:

Підпис і дата	нього кільця, спрямляючих лопаток і внутрішнього кільця, на якому кріпляться ущільнювальні сектори. У зовнішніх кільцях виконані пази типу «ластівкин хвіст» по кількості спрямляючих лопаток в апарату, у внутрішніх кільцях виконана та ж кількість профільних просічок. Ущільнюючі сектори, у сполученні з лабіринтами на барабані ротора, утворюють ущільнення, що перешкоджає перетеканню повітря між ступнями компресора. Перед п'ятим спрямляючим апаратом у корпусі зроблена кільцева проточка, через яку здійснюється відбір повітря по каналі А на охолодження ТНТ і кільця, що регулює величину радіального зазору, над робочими лопатками ТВТ. В) Корпус силовий призначений для посилення конструкції в самому гарячому місці двигуна, а також кріплення на ньому жарових труб, паливного колектора й комунікацій заднього корпуса. На силовому корпусі перебувають:					
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
					КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

труби травлення повітря з порожнини глибокого травлення заднього корпусу в ТНТ;

штуцер технологічний виміру статичного тиску за КВТ;

труба підведення масла до задньої опори КВТ;

три бобишки відбору повітря через п'ятий ступінь КВТ на охолодження ТНТ;

дві труби зливу масла із заднього корпусу КВТ, штуцер відбору повітря на керування відсічним клапаном; штуцер відбору повітря в механізм повороту апаратів КНТ;

труба підведення повітря з перехідника в задній корпус КВТ. На трубах відбору повітря через п'ятий ступінь КВТ установлені клапани перепуску повітря.

Клапан перепуску повітря. Клапан призначений для травлення повітря з порожнини компресора з метою поліпшення роботи двигуна на запуску.

Д) Задній корпус являє собою кільцевий дифузор, у якому відбувається зниження швидкості потоку й підвищення тиску перед входом у камеру згоряння, і призначений для розміщення задньої опори ТКВТ, а також для відбору повітря із входу в дифузор на охолодження соплових і робочих лопаток ТВТ.

Відбір повітря відбувається через стійки, розташовані під кожною жаровою трубою КЗ.

Повітря з порожнини травлення через стійки й труби травлення приділяється в проточну частину ГТД .

Змащення й охолодження підшипника задньої опори ТКВТ здійснюються через кільце підводу масла й жиклери втулки, масло до котрих підводиться по каналах. Для демпфірування задньої опори ТКВТ є зазор. Кількість масла, що проходить через демпфер, визначається величиною торцевого зазору, регульованого кільцем. Масло до задньої опори ТКВТ подається через фільтр, установлений у трубці підведення масла, стійку підведення масла й трубку перекидання масла. Для компенсації температурних розширень у конструкції труби передбачений сильфон, закріплений одним кінцем на трубці, а іншим кінцем у фланці, що кріпиться до силового корпусу.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ				Арк.
									83

Для поділу масляних і повітряних порожнин передбачені комбіновані контакт-но-лабіринтові ущільнення.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Лопатки робочі встановлені в пази дисків замковою частиною типу «ластівчин хвіст». Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвостовиків лопаток. У внутрішній порожнині ротора трубами, організоване перекидання повітря через четвертий ступінь до ступиці диска ТВТ. На передньої цапфі-диску третього ступня встановлена шестірня-індуктор для безконтактного виміру частоти обертання й ручного прокручування ротора. Шестірня виконана заодно з кільцедержателем під міжвальне контактне ущільнення, що перешкоджає проникненню в масляну порожнину перехідника, гарячих газів з турбін. На задній цапфі встановлений сегментний пояс лабіринту, що обмежує надходження повітря в задню розвантажувальну порожнину КВТ. Для поділу масляних і повітряних порожнин передбачені комбіновані контактно-лабіринтові ущільнення.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ Арк. 84

Внутрішнє охолодження стінок жарових труб - плівкове. Повітря для створення плівки надходить у жарову трубу з міжтрубного простору через ряд отворів на початку кожного конуса. Потрапляючи в порожнину, утворену козирком попереднього

Підпис і дата	бобишки для кріплення обв'язки, скоба для підйому кожуха.				
Інв. № дубл.	Б) Кожух 22 (рис. 2.6) виконує роль екрану й формує необхідне поле швидкостей повітряного потоку. Складається з тонкостінної оболонки й двох фланців. Переднім фланцем кожух кріпиться до корпусу КВТ, а заднім опирається на зовнішню стінку дифузора. На оболонці виконані кишені для проходу труб комунікацій задньої опори, розташованої під камерою згоряння.				
Взам. інв. №	В) Труби жарові є основним елементом камери згоряння й призначені для забезпечення перемішування палива з повітрям і спалювання паливо повітряної суміші.				
Підпис і дата	Зовні жарова труба проохолоджуються повітрям, що рухається в міжтрубному просторі.				
Інв. № подл.	Внутрішнє охолодження стінок жарових труб - плівкове. Повітря для створення плівки надходить у жарову трубу з міжтрубного простору через ряд отворів на початку кожного конуса. Потрапляючи в порожнину, утворену козирком попереднього				
					Арк.
КР.142.6231м.05.02.ПЗ					86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

конуса й конусом, окремі струмки розмиваються й шаром рухаються уздовж внутрішньої поверхні жарової труби, прохолоджуючи стінку.

Горіння відбувається в головній частині жарової труби в потоці паливо повітряної суміші, що надходить із першого й другого каналів завихрювачів горілочного пристрою.

Продукти згоряння в змішувачі перемішуються з повітрям, що надходить через ряд отворів у змішувачі, до необхідної температури.

Дві пари жарових труб з'єднані між собою патрубками полум'япідводячими, через які від запалювачей подається полум'я в жарові труби для розпалу паливо-повітряної суміші, що надходить із завихрювача першого каналу горілочного пристрою 23 (мал. 2.6).

В інших жарових трубах запалення палива здійснюється через патрубки полум'яперекидки.

Для збільшення ресурсу жарової труби внутрішня поверхня жарової труби покрита високотемпературною жаростійкою емаллю.

Г) Пальник призначений для утворення первісного факела, запалюючого паливо-повітряну суміш у камері згоряння.

Д) Пристрій горілочний призначений для підготовки й подачі гомогенної паливо-повітряної суміші в зону горіння труби жарової.

Е) Клапан перепуску повітря призначений для зтравлювання повітря з камери згоряння атмосферу при запуску двигуна й при спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання силової турбіни.

На двигуні встановлено чотири клапани перепуску. При непрацюючому двигуні й при його роботі клапани перепуску повітря закриті.

При спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання силової турбіни через штуцер у кришці в повітряну порожнину над поршнем подається повітря з повітряного балона. Під дією сили тиску повітря поршень переміщається в крайнє нижнє положення. Відбувається відкриття клапанів перепуску й порожнина камери згоряння повідомляється з атмосферою.

Підпис і дата		Г) Пальник призначений для утворення первісного факела, запалюючого паливо-повітряну суміш у камері згоряння.									
		Д) Пристрій горілочний призначений для підготовки й подачі гомогенної паливо-повітряної суміші в зону горіння труби жарової.									
Інв. № дубл.		Е) Клапан перепуску повітря призначений для зтравлювання повітря з камери згоряння атмосферу при запуску двигуна й при спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання силової турбіни.									
		На двигуні встановлено чотири клапани перепуску. При непрацюючому двигуні й при його роботі клапани перепуску повітря закриті.									
Взам. інв. №		При спрацьовуванні датчика обмеження частоти обертання силової турбіни через штуцер у кришці в повітряну порожнину над поршнем подається повітря з повітряного балона. Під дією сили тиску повітря поршень переміщається в крайнє нижнє положення. Відбувається відкриття клапанів перепуску й порожнина камери згоряння повідомляється з атмосферою.									
Підпис і дата											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.											
Інв. № подл.	</										

2.1.7 Турбіни високого та низького тиску

Турбіна високого тиску (рис.2.7) - осьова «консольного» типу складається із соплового апарата й ротора. ТВТ призначена для привода компресора.

А) Сопловий апарат ТВТ складається з корпусу силового 1 соплових лопаток 43, апарата прямого 40, стільникових вставок 2, установлених у кільці 3 і екрану розподільного 4.

Стільникові вставки 2, кільце 3 і екран розподільний 4 є частиною системи регулювання радіального зазору над робочими лопатками ТВТ.

Соплові лопатки - охолоджувані, одиночні, двохопорні. По верхніх і нижніх буртах ущільнені сойферитовими ущільненнями 42, 44 для втрат охолоджувального повітря, що підводиться до лопаток.

Охолодження вхідної кромки соплових лопаток - плівкове, охолодження задньої частини лопаток і вихідної крайки, має вихрову матрицю, охолоджуюче повітря до лопаток підводить знизу. Напрямний апарат 40 підводить охолоджуюче повітря до робочих лопаток ТВТ.

Б) Ротор ТВД складається з диска 36, з'єднаного болтами 38 із цапфою 35. Цапфа з диском установлюється на цапфу компресора високого тиску й

затягається гайкою 34. У пази диска встановлені робочі лопатки 45, які кріпляться сегментами 41.

На виступах диска, цапфи й робочих лопаток виконані гребінці, які разом з ущільненнями деталей, що сполучають, забезпечують мінімальні витрати газу.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Б) Ротор ТВД складається з диска 36, з'єднаного болтами 38 із цапфою 35. Цапфа з диском установлюється на цапфу компресора високого тиску й затягається гайкою 34. У пази диска встановлені робочі лопатки 45, які кріпляться сегментами 41. На виступах диска, цапфи й робочих лопаток виконані гребінці, які разом з ущільненнями деталей, що сполучають, забезпечують мінімальні витоки газу.	
	Взам. інв. №					
	Інв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
						88

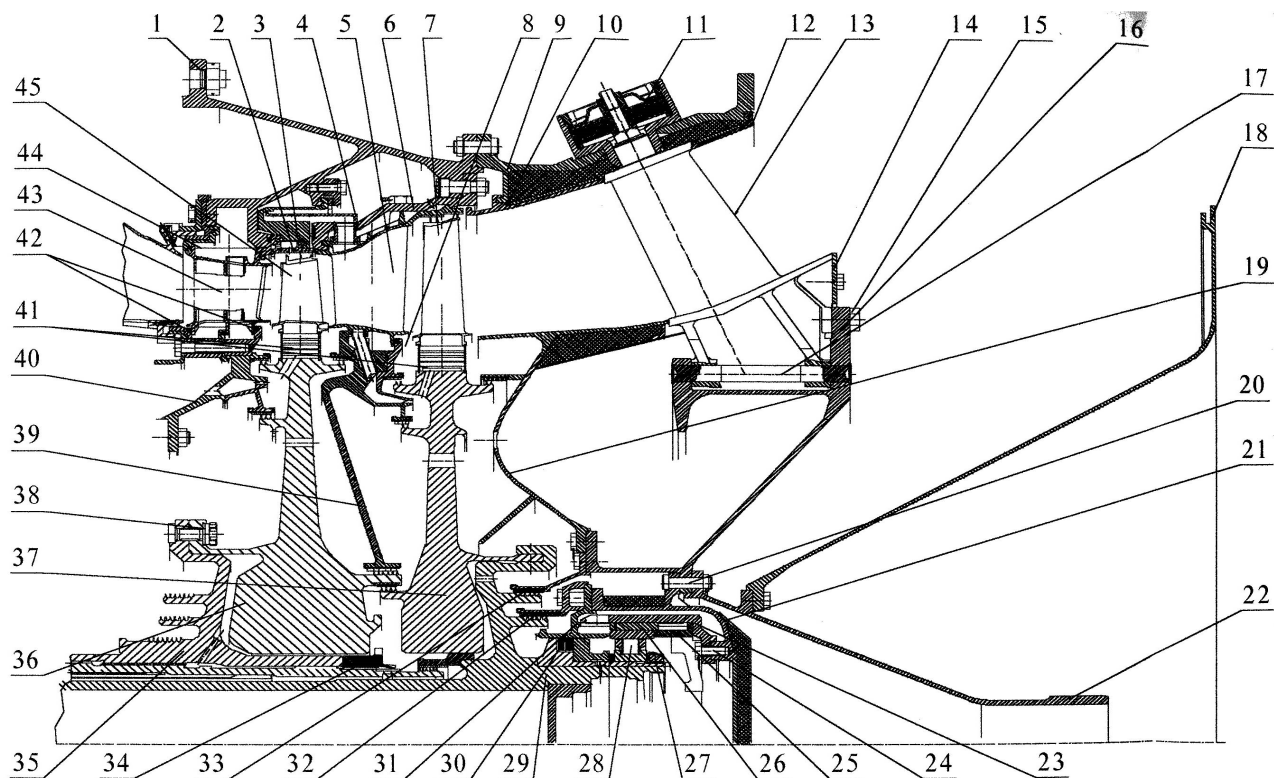


Рисунок 2.7 – Турбіна високого та низького тиску.

1 - корпус силової; 2 - вставка стільникова; 3, 8 - кільце; 4 - екран розподільний; 5 - блок лопаток ТНТ; 6 - корпус СА ТНТ; 7 - лопатка робоча ТНТ; 9 - корпус опорного вінця ТНТ; 10,12 - кожух зовнішній; 11 - компенсатор; 13 - стійка; 14 - екран; 15, 20, 24, 38 - болт; 16 - корпус опори; 17 - палець; 18 - стінка; 19 - стінка-кожух; 21 - корпус підшипника; 22 - конус; 23 - корпус; 25 - колектор підведення масла; 26 - кільце регулювальне; 27, 34 - гайка; 28 - підшипник роликовий; 29 - вал ТНТ; 30 - кільце ущільнювальне; 31, 32, 33 - кришка ущільнювальна; 35 - цапфа ТВТ; 36 - диск ТВТ; 37 - диск ТНТ; 39 - діафрагма; 40 - апарат напрямний; 41 - сегмент; 42,44 - ущільнення сойферитове; 43 - лопатка соплова ТВТ; 45 - лопатка робоча

Турбіна низького тиску (ТНТ) - осьова, складається із соплового апарата, ротора ТНТ і опорного вінця. ТНТ призначена для привода компресора низького тиску.

А) Сопловий апарат ТНТ складається з корпусу 6 (мал.2.1.7), блоків лопаток 5, діафрагми 39 і кільця 8. Діафрагма 39 і кільце 8 утворюють напрямний апарат для підведення охолоджувального повітря до робочих лопаток ТНТ. Блоки лопаток - охолоджувані. Система охолодження профільної частини блоків лопаток формується вихровою матрицею. Охолодне повітря до блоків лопаток підводить зверху. Частина охолодного повітря проходить через лопатки й надходить у напрямний апарат для підведення до робочих лопаток ТНТ.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
					КР.142.6231м.05.02.ПЗ				
					Арк.				
					89				

На блоках лопаток 5, діафрагмі 39 і кільці 8 у місцях сполучення із гребінцями ротора встановлені стільникові ущільнення, що забезпечують мінімальні перетікання газу.

Б) Ротор ТНТ складається з диска 37, з'єднаного з валом 29 штифтами. У пази диска встановлюються робочі лопатки 7, які кріпляться сегментами 41. На виступах диска, вала й робочих лопаток виконані гребінці, які забезпечують мінімальні перетікання газу.

В) Вінець опорний ТНТ (рис. 2.7) складається з корпусу опорного вінця 9, шести силових стійок 13, пов'язаних із зовнішнім корпусом за допомогою компенсаторів 11 теплових розширень, корпусу опори 16, пов'язаного з стійками 13 за допомогою пальців 17 і в нижній частині з корпусом підшипника 21 і конусом 22 болтами 20. До корпусу підшипника 21 гвинтами кріпиться корпус 23, у якому розташовується задня опора ротора ТНТ.

Проточна частина в опорному вінці організована кожухами зовнішніми 10, 1 і стінкою - кожухом 19. Для зменшення температур і розширень корпусу опорного вінця 9 порожнина між зовнішнім конусом і зовнішнім кожухом 10,12 заповнена теплоізолюючим базальтовим волокном.

З метою зменшення порожнини між опорним вінцем і диском вала силової турбіни на конусі 22 (рис. 2.7) розташовується стінка 18, верхнім кінцем вхідна в зачеплення із сопловим апаратом силової турбіни.

У передній частині опорного вінця кріпляться ущільнювальні кришки 31,32 і 33, що утворюють масляну й повітряну порожнину опорного вінця для підпору контактного ущільнення задньої опори ротора ТНТ і подачі повітря на охолодження вала силової турбіни. Повітря на підпір масляної порожнини опорного вінця й охолодження вала силової турбіни підводить із перехідника по двох трубах, що кріпиться до фланця, розташованому на зовнішньому корпусі опорного вінця ТНТ.

Задньою опорою ротора ТНТ служить роликотпідшипник. На зовнішню обойму роликотпідшипника з натягом насаджений демпфер, призначений для зсуву критичного числа обертів ротора резонансних коливань ротора у більш низькі їхні значення й для гасіння енергії коливань ротора.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
											90

Для подачі масла на змащення й охолодження роликopідшипника й у масляний демпфер служить труба підведення масла, що проходить через обтічник, усередині труби розташований фільтр очищення масла. Нижня частина труби вкручена в корпус підшипників і ущільнена кільцем ущільнювальним.

2.1.8 Турбіна силова

Турбіна силова (рис.2.8) осьового типу; призначена для привода в обертання вала споживача потужності (перекачувального агрегату).

Турбіна силова чотирьохступінчаста; складається із соплових апаратів, ротора й опорного вінця.

А) Сопловий апарат 5 кріпиться до корпусу 4. До нижньої частини соплового апарата 5 кріпиться кожух внутрішній 3, що разом з корпусом 4 утворюють проточну частину від турбіни низького тиску до турбіни силової.

Соплові апарати 7, 10, 12 кріпляться в корпусі 9. На нижній частині соплових апаратів розташовані діафрагми з ущільнювальними вставками для радіального лабіринтового ущільнення порожнин, що забезпечує мінімальне перетікання газу з порожнини в порожнину.

Б) Ротор ТС складається з вала 24, до якого болтами 28, 31, 32 кріпляться попарно диски 1 і 2, 26 і 27. У ялинкові пази дисків вставлені робочі лопатки 6,8, 11,13.

Ротор ТС «консольного» типу, опорами якого служать роликові підшипники 25 і 29. На кінці ротора розташована пружна муфта 22.

В) Опорний вінець турбіни силовий складається з корпусу опорного вінця й, дев'яти стояків-обтічників 16, кожуха внутрішнього 17, корпусу підшипників 18, у якому розташовані опори ротора силової турбіни: роликopідшипники 25,29 і упорний підшипник ковзання 19, що сприймає осьове зусилля. Масляна порожнина опорного вінця обмежена із двох сторін ущільнювальними кільцями 23 і 30.

Інв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
	Інв. № дубл.					91
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
рожнини в порожнину. Б) Ротор ТС складається з вала 24, до якого болтами 28, 31, 32 кріпляться попарно диски 1 і 2, 26 і 27. У ялинкові пази дисків вставлені робочі лопатки 6,8, 11,13. Ротор ТС «консольного» типу, опорами якого служать роликові підшипники 25 і 29. На кінці ротора розташована пружна муфта 22. В) Опорний вінець турбіни силовий складається з корпусу опорного вінця й, дев'яти стояків-обтічників 16, кожуха внутрішнього 17, корпусу підшипників 18, у якому розташовані опори ротора силової турбіни: роликопідшипники 25,29 і упорний підшипник ковзання 19, що сприймає осьове зусилля. Масляна порожнина опорного вінця обмежена із двох сторін ущільнювальними кільцями 23 і 30.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

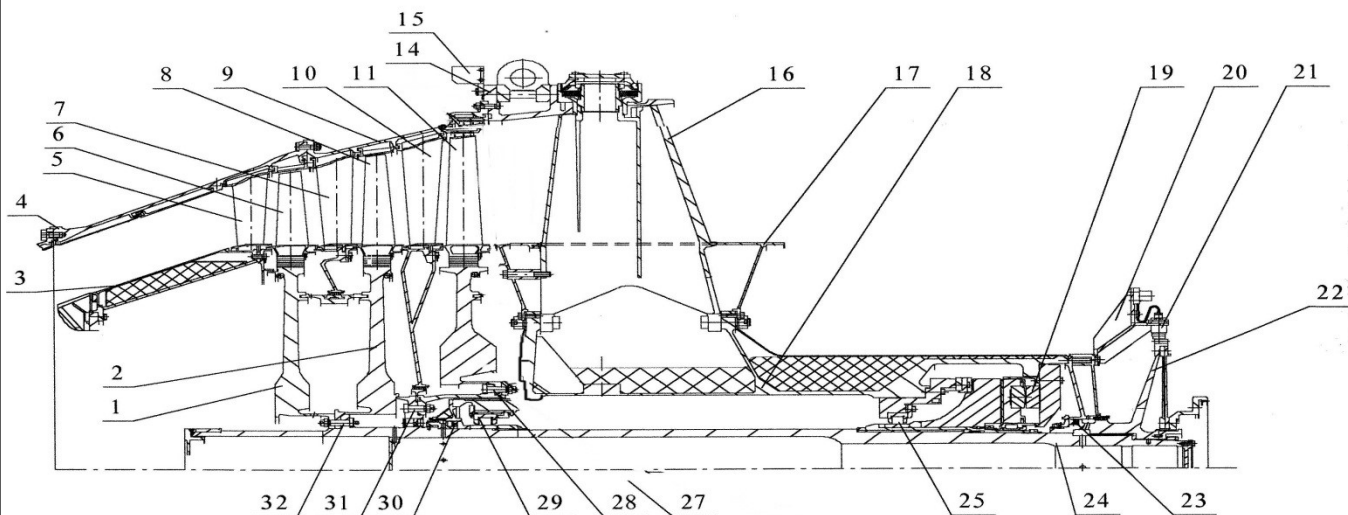


Рисунок 2.8 – Турбіна силова

1, 2, 26, 27-диск; 3, 17-кожух внутрішній; 4, 9- корпус апарата соплового; 5, 7, 10, - апарат соплової; 6, 8, 11, - лопатка робоча; 14-корпус опорного вінця; 15 - кронштейн вібродатчика; 16-стояк-обтічник; 18-корпус підшипників; 19- підшипник ковзання упорний; 20-кронштейн датчиків ГРТ; 21-датчик ГРТ; 22- муфта пружна; 23, 30 - кільце ущільнювальне; 24-вал; 25, 29-підшипник роликовий; 28, 31, 32- болт

Підпір маслоущільнювальних кілець здійснюється повітрям, що подається в опорний вінець по трубах підведення повітря.

Повітря подається в задню ущільнювальну порожнину на підпір ущільнювального кільця В (рис. 2.8). Частина повітря через отвори в пружній муфті 22 і у валу 24 іде на підпір ущільнювального кільця 30.

Для визначення вібраційних характеристик силової турбіни на кронштейні 15 встановлен вібродатчик.

Для підведення змащення й охолодження підшипників ротора силової турбіни служить труба підведення масла в яку вставлений фільтр для очищення масла від різних домішок. Труба вкручена в корпусі підшипників. Злив масла з порожнини корпусу підшипників здійснюється через трубу, укручену в корпус підшипників. Верхня частина труби зливу масла підтримується фланцем і стопориться від вивертання замком.

Підпис і дата		Підпір маслоущільнювальних кілець здійснюється повітрям, що подається в опорний вінець по трубах підведення повітря. Повітря подається в задню ущільнювальну порожнину на підпір ущільнювального кільця В (рис. 2.8). Частина повітря через отвори в пружній муфті 22 і у валу 24 іде на підпір ущільнювального кільця 30. Для визначення вібраційних характеристик силової турбіни на кронштейні 15 встановлен вібродатчик. Для підведення змащення й охолодження підшипників ротора силової турбіни служить труба підведення масла в яку вставлений фільтр для очищення масла від різних домішок. Труба вкручена в корпусі підшипників. Злив масла з порожнини корпусу підшипників здійснюється через трубу, укручену в корпус підшипників. Верхня частина труби зливу масла підтримується фланцем і стопориться від вивертання замком.					
Інв. № дубл.							
Інв. №							
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
							92
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Для запобігання поломки силової турбіни при перевищенні максимально припустимих обертів ротора й для подачі сигналу в систему керування двигуном призначені датчики обмеження розкручування турбіни.

Г) Муфта призначена для передачі обертового моменту від вала турбіни, до вала споживача потужності, а також для компенсації зламів і неспіввісності валів за рахунок деформації двох тонкостінних щік.

2.2 Розрахунок робочої лопатки ТНТ

2.2.1 Закручення лопаток за законом сталості циркуляції

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

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

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

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.05.02.ПЗ					Арк.
										93
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Закручування лопаток за законом сталості циркуляції має вид $c_{1u}r = const$. Осьова швидкість на вході в робочу решітку приймається $c_{1a}r = const$. Напрямок потоку приймається осьовим ($c_{1u} = c_{2u} = 0$), а параметри робочого тіла по довжині лопаток постійними. При цьому наявний теплоперепад у ступеню Δh_a^* по довжині лопаток буде зберігатися однаковим. Повні параметри потоку на вході в ступінь, а також коефіцієнти швидкості φ , ψ не змінюються по радіусу і дорівнюють параметрам на середньому діаметрі [27].

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

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

Проектування ступеня з закрученими лопатками виконується в два етапи:

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

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

В газотурбобудуванні частіше використовують метод закручення лопаток за законом сталості циркуляції. При використанні цього методу вважають, що повні параметри потоку на вході в ступінь і швидкісні коефіцієнти ψ і φ незмінні за радіусом.

У даному випадку як додаткову умову при інтегруванні рівняння радіальної рівноваги газу беруть

$$C_{1a} = \text{const},$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ					Арк.
										94
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

що відповідає рівномірному полю осьових швидкостей у зазорі між сопловими і робочими лопатками.

Характерною рисою даного виду закручення є те, що відношення u/c_1 в будь-якому перерізі лопаток залишається оптимальним, коли воно обране найвигіднішим в одному перерізі, оскільки збільшення u/c_1 зі зростанням радіусу відповідає підвищенню міри реактивності. Насправді при $C_{2ucp}=0$ закручення потоку за робочим колесом відсутнє по всій довжині лопатки [15].

При закрученні лопаток за законом сталості циркуляції густина і тиск робочого тіла в міжвінцевому зазорі, а також реактивність ступеня інтенсивно зростають від кореня до периферії. Збільшуються від кореня до периферії вихідний кут соплових лопаток $\alpha_{1\text{геом}}$ і вхідний кут робочих лопаток $\beta_{1\text{геом}}$, причому α_1 може зростати в 1,3...2 рази, а β_1 - у 4...6 разів. Кут $\beta_{2\text{геом}}$ зменшується до периферії на кілька градусів.

У даному дипломному проекті розрахунок виконаний за цим методом для трьох контрольних перерізів за наступними вхідними даними:

$$D_{cp} = 0,9720\text{ м}; l_p = 0,0902\text{ м}; u_{2cp} = 335,6\text{ м/с}; \alpha_{1cp} = 16^\circ; c_{1cp} = 453,2\text{ м/с}; (u/c_1)_{cp} = 0,7272, \\ \alpha_{2cp} = 86,35^\circ; c_{2cp} = 123,4\text{ м/с}; \beta_{2cp} = 19,72^\circ; w_{2cp} = 364,9\text{ м/с}; \phi = 0,98; \psi = 0,97.$$

Таблиця 2.1 - Розрахунок закручення лопаток за законом сталості циркуляції

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому діаметрі	На периферії
1.Радіус перерізу $r, \text{м}$	За відомими значеннями D_{cp2} і l_p	0,441	0,486	0,531
2.Відносний радіус $\frac{2r}{D_{cp2}}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,907	1	1,093
3.Колова швидкість $u, \text{м/с}$	$u_{2cp} \frac{r}{r}$	304,46	335,6	366,74
4.Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки $c_1, \text{м/с}$	$\frac{c_{1cp}}{r} \sqrt{1 + (r^2 - 1) \sin^2 \alpha}$	496,1	453,2	417,8

Підпис і дата Інв. № дубл. Взам. інв. № Підпис і дата Інв. № подл.						Арк. 95
	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					
	КР.142.6231м.05.02.ПЗ					

Продовж. табл. 2.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому діаметрі	На периферії
5.Кут виходу потоку із соплового апарата $\alpha_1, \text{град}$	$\arctg(\bar{r} \cdot \text{tg} \alpha_{1\bar{n}\delta})$	14,58	16	17,40
6.Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1+(\bar{r}^2-1)\sin^2}}$	0,603	0,727	0,862
7.Кут входу потоку до робочої решітки $\beta_1, \text{град}$	$\arctg \frac{\bar{r} \text{tg} \alpha_{1\bar{n}\delta}}{1 - \left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1\bar{n}\delta}}}$	34,58	49,66	72,87
8 Відносна швидкість входу до робочої решітки $w_1, \text{м/с}$	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	220,11	163,88	130,72
9.Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2, \text{град}$	$\frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	21,475	19,73	18,23
10.Відносна швидкість виходу з робочої решітки $w_2, \text{м/с}$	$w_{2cp} \frac{\sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	336,40	364,80	393,61
11.Кут виходу потоку зі ступеня $\alpha_2, \text{град}$	при $\alpha_{2cp} < 90^\circ$ $\arctg(\bar{r} \text{tg} \alpha_{2cp})$	94,02	93,65	93,34
12.Абсолютна швидкість потоку за ступенем $c_2, \text{м/с}$	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	123,43	123,38	123,34
13.Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,213	0,343	0,442

За результатами розрахунку будуюмо трикутники швидкостей та профілю лопатки (рис. 2.10-2.11).

Підпис і дата Інв. № дубл. Взам. інв. № Підпис і дата Інв. № подл.						Арк. 96
	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					
	КР.142.6231м.05.02.ПЗ					

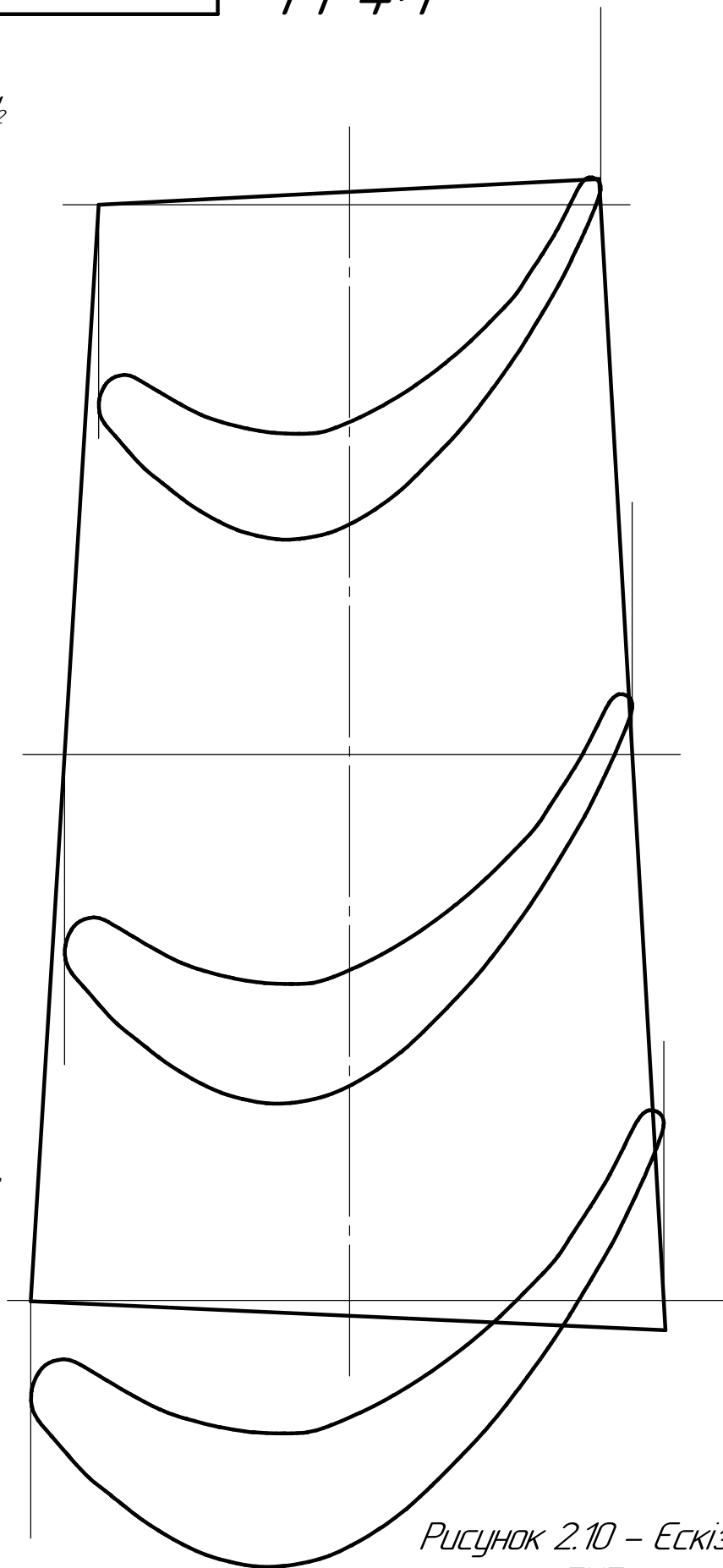
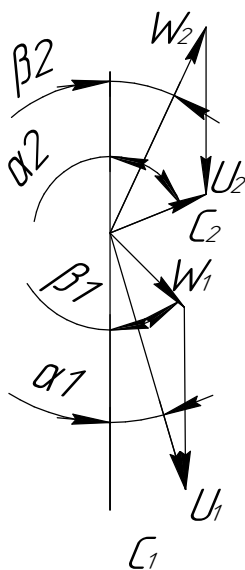
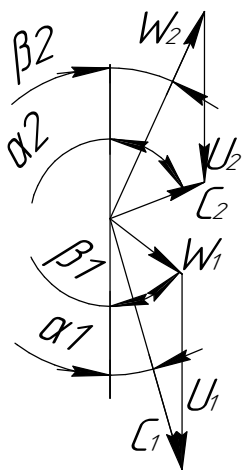
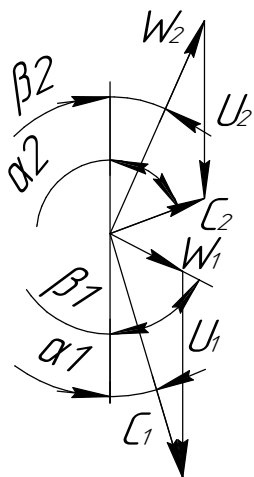


Рисунок 2.10 – Ескіз закрутки лопатки ТНТ

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инд. №	Инд. № дудл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

2.2.2 Розрахунок робочої лопатки ТНТ на міцність

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

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

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

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

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

Таблиця 2.2 - Вихідні данні

Найменування параметру		Мат. модель	Величина	Од. виміру
Витрата газу		G_r	62,89	м/с
Швидкість виходу потоку із СА		c_1	453,2	м/с
Швидкість виходу потоку зі ступені		c_2	123,4	м/с
Кут виходу потоку із СА		α_1	16	град
Кут виходу потоку зі ступені		α_2	86,35	град
Температура потоку перед ступенем		T_0	1282,8	К
Температура потоку за ступенем		T_2	1159,7	К
Тиск потоку за ступенем		P_2	0,658	МПа

Кут встановлення профілю	β_y	57,43	град
Висота підйому середньої лінії профілю	h	0,005	м
Хорда профілю	b	0,0144	м
Найбільша товщина профілю	σ	0,0046	м
Число лопаток	Z_p	75	-

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 57,43 = 32,57^\circ,$$

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

$$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = -0,053 \frac{0,0328 \cdot 0,0049^3}{0,0115} \left[1 + \left(\frac{0,0115}{0,0049} \right)^2 \right] =$$

$$= -3,24 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

$$W_{\eta B} = 0,084b\delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = 0,084 \cdot 0,0328 \cdot 0,0049^2 \frac{1 + \left(\frac{0,0115}{0,0049} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,0115}{0,0049}} = 5,77 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088b^2\delta = -0,088 \cdot 0,0328^2 \cdot 0,0049 = -1,30 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 0,066 \cdot 0,0238^2 \cdot 0,0049 = 9,73 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,0424$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,0064$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,0148$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю.

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

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{70}{86} (610 \cos 14 + 95 \cos 95) = 371,9 \text{ Н},$$

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

$$= \frac{70}{86} (610 \sin 14 - 95 \sin 95) + \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,291}{86} 0,048 \cdot (1,7 - 1,65) \cdot 10^6 = 893,7 \text{ Н},$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ				Арк.
									99

де $r_{cp} = R - \frac{l}{2} = 0,315 - \frac{0,048}{2} = 0,418$ м – радіус середнього перерізу лопатки; $z = 75$ – число робочих лопаток на вінці; $l = 0,0902$ м – довжина лопатки; $R = 0,4635$ м – радіус периферійного перерізу лопатки.

4) Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 94,1 \sin 20 + 475 \cos 20 = 748,9 \text{ Н},$$

$$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 94,1 \cos 20 - 475 \sin 20 = 613,4 \text{ Н}.$$

5) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки A:
$$\sigma_{uoA}^z = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{472,4 \frac{0,048}{2}}{-1,16 \cdot 10^{-7}} - \frac{3,3 \frac{0,048}{2}}{-4,67 \cdot 10^{-7}} = 83,02 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B:
$$\sigma_{uoB}^z = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{472,4 \frac{0,048}{2}}{2,08 \cdot 10^{-8}} - \frac{3,3 \frac{0,048}{2}}{-\infty} = -58,5 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C:
$$\sigma_{uoC}^z = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{472,4 \frac{0,048}{2}}{-1,16 \cdot 10^{-8}} - \frac{3,3 \frac{0,048}{2}}{3,5 \cdot 10^{-7}} = 132,78 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

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

$$|\sigma_{uo}^z| = 132,78 \text{ МПа}.$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 |\sigma_{uo}^z| = 449,06 \text{ МПа},$$

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

8) Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\partial l}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{1000}{251,24} = 2,23,$$

де $\sigma_{\partial l} = 1000$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за досліджуваної температури.

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	6) Максимальні напруження в кореневому перерізі (по модулю з трьох знайдених)					
					$ \sigma_{uo}^e = 132,78 \text{ МПа.}$					
					7) Сумарні напруження в кореневому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину)					
					$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \sigma_{uo}^e = 449,06 \text{ МПа,}$					
де $\sigma_{po} = 220,42 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки.					8) Запас міцності профільної частини робочих лопаток					
					$n = \frac{\sigma_{dl}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{1000}{251,24} = 2,23,$					
де $\sigma_{dl} = 1000 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за досліджуваної температури.					9) Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [10, с.29], становить $[n] = 1,5...2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.					
					КР.142.6231м.05.02.ПЗ					Арк.
										100
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

2.3 Розрахунок диска ТНТ на міцність

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

1) Виконуємо в масштабі 1:1 рисунок диска газової турбіни (рис.2.12).

2) По даному рисунку визначаємо такі розміри, вважаючи, що пояс кріплення має прямокутну форму:

- товщину пояса кріплення $h_{кр} = 0,02025$ м;
- радіус кореневого перерізу лопаток $r_o = 0,200$ м;
- зовнішній розрахунковий радіус диска $r_a = 0,1815$ м;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,0445$ м.

3) У напрямку від радіуса r_a до радіуса r_i наносимо розрахункові перетини по висоті диска. Перший перетин має індекс "0" ($j = 0$).

Оскільки ці перетини будуть використовуватися для чисельного інтегрування, то чим менше будуть між ними відстані, тим вище буде точність розрахунку.

У місцях ступінчастої зміни товщини диска на одному радіусі позначаємо два розрахункових перетини (наприклад, на рис.6 це перетини 1 та 2, 6 та 7 та ін.), кожному з яких відповідає своя товщина диска.

3) Густина пояса кріплення

$$\rho_{kp} = 0,5 (\rho_{fl} + \rho_{\partial}) = 0,5 (8120 + 8320) = 8220 \text{ кг/м}^3,$$

де $\rho_r = 8120 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу лопатки.

4) Осьовий момент інерції пояса кріплення

$$I_{kp} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{kp} = \left(\frac{0,200^3 - 0,1815^3}{3} \right) \cdot 0,02025 = 1,36 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$$

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 9191}{30} = 793,7 \text{ c}^{-1},$$

де $n = 9191$ об/хв – частота обертання ротора.

Підпис і дата		висоті диска. Перший перетин має індекс "0" ($j = 0$). Оскільки ці перетини будуть використовуватися для чисельного інтегрування, то чим менше будуть між ними відстані, тим вище буде точність розрахунку. У місцях ступінчастої зміни товщини диска на одному радіусі позначаємо два розрахункових перетини (наприклад, на рис.6 це перетини 1 та 2, 6 та 7 та ін.), кожному з яких відповідає своя товщина диска. 3) Густина пояса кріплення $\rho_{кр} = 0,5 (\rho_{л} + \rho_{\partial}) = 0,5 (8120 + 8320) = 8220 \text{ кг/м}^3,$ де $\rho_{л} = 8120 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу лопатки. 4) Осьовий момент інерції пояса кріплення $I_{кр} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = \left(\frac{0,200^3 - 0,1815^3}{3} \right) \cdot 0,02025 = 1,36 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$ 5) Кутова швидкість обертання ротора $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 9191}{30} = 793,7 \text{ с}^{-1},$ де $n = 9191 \text{ об/хв}$ – частота обертання ротора.
Інв. № подл.		
Підпис і дата		
Взам. інв. №		
Інв. № дубл.		
Підпис і дата		

					КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

6) Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{kp} = 2\pi\rho_{kp}\omega^2 I_{kp} = 2 \cdot 3,14 \cdot 8220 \cdot 793,7^2 \cdot 1,36 \cdot 10^{-5} = 442491 \text{ H.}$$

7) Сумарна відцентрова сила, що діє на обід диска від маси робочих лопаток і пояса кріплення

$$C_{\Sigma} = z C_{\rho} + C_{kn} = 80 \cdot 5163 + 442491 = 457281 \text{ H},$$

де $z = 80$ – число робочих лопаток на вінці; $C_o = 5163$ Н – відцентрова сила в кореневому перерізі лопаток.

8) Комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_\Sigma}{2\pi} = \frac{457281}{2 \cdot 3,14} = 72815 \text{ Н.}$$

9) Температура диска на його зовнішньому розрахунковому радіусі (при ялинковому кріпленні робочих лопаток)

$$T_a = T_{нач} - (50...100) = 1045 - 100 = 945 \text{ K},$$

де $T_{расч} = 1045 \text{ К}$ – розрахункова (з урахуванням охолодження) температура металу лопаток

10) Температура диска на його внутрішньому радіусі

$$T_i = (200...300) + 273 = 200 + 273 = 473 \text{ K.}$$

11) Розрахунок запасу міцності диска за руйнівними обертами проводиться чисельним методом за методикою, яка викладена в роботі [12], за допомогою формули

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

Розрахунок зведений у табл.4.

При ступінчастій зміні товщини диска на одному радіусі проставлені два розрахункових перетини. Для кожного з них характерна своя товщина диска. Приклади визначення цих товщин наведені на рис.7.

Температура диска на довільному радіусі r може бути визначена по формулі

$$T = T_i + (T_a - T_i) \left(\frac{r - r_i}{r_a - r_i} \right)^2.$$

Для визначення границі міцності матеріалу ЭИ698-ВД залежно від температури T використовуємо формулу:

$$\sigma_s = 1072,6 + 0,3973 \cdot T - 6,128 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \text{ (МПа)}.$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	11) Розрахунок запасу міцності диска за руйнівними обертами проводиться чисельним методом за методикою, яка викладена в роботі [12], за допомогою формули $K_{\epsilon} = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^{r_a} \sigma_{\epsilon} h dr + \sigma_{\epsilon}^* h^* r^*}{\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \int_{r^*}^{r_a} r^2 h dr}}.$ Розрахунок зведений у табл.4. При ступінчастій зміні товщини диска на одному радіусі проставлені два розрахункових перетини. Для кожного з них характерна своя товщина диска. Приклади визначення цих товщин наведені на рис.7. Температура диска на довільному радіусі r може бути визначена по формулі $T = T_i + (T_a - T_i) \left(\frac{r - r_i}{r_a - r_i} \right)^2.$ Для визначення границі міцності матеріалу ЭИ698-ВД залежно від температури T використовуємо формулу: $\sigma_{\epsilon} = 1072,6 + 0,3973 \cdot T - 6,128 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \text{ (МПа)}.$
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ Арк. 102

Таблиця 2.4 – Міцністний розрахунок диску ТНТ

Позначення	Розрахунковий переріз								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1.r, м	0,1815	0,1475	0,1686	0,1618	0,1533	0,1505	0,1491	0,1462	0,1312
2.h, м	0,02025	0,04255	0,01419	0,0095	0,02572	0,02556	0,01911	0,01648	0,01141
3.t, °C	945	740	860	819	771	756	748	733	662
4.σ _ε ,Па	901	1031	961	987	1015	1023	1027	1035	1067
5.σ _ε h,Па м	18,24	43,87	13,63	9,38	26,10	26,15	19,62	17,05	12,17
6.2(σ _ε h) _{ср} , Н/м	18,24	62,12	57,51	23,01	35,48	52,25	45,77	36,67	29,22
7.(Δr/r), м	0	0,0170	-0,0106	0,0034	0,0043	0,0014	0,0007	0,0015	0,0075
8.(σ _ε h) _{ср} ,Н	0	1,056	-0,607	0,078	0,151	0,073	0,032	0,053	0,219
9.∫ _r ^{r_a} σ _ε h dr, Н	0	1,056	0,449	0,527	0,678	0,751	0,783	0,837	1,056
10.r ² , м ²	0,0329	0,0218	0,0284	0,0262	0,0235	0,0227	0,0222	0,0214	0,0172
11.r ² h, м ³	6,67E-04	9,26E-04	4,03E-04	2,49E-04	6,04E-04	5,79E-04	4,25E-04	3,52E-04	1,96E-04
12.2(r ² h) _{ср} , м ³	6,67E-04	1,59E-03	1,33E-03	6,52E-04	8,53E-04	1,18E-03	1,00E-03	7,77E-04	5,49E-04
13.(r ² h) _{ср} Δ r, м ⁴	0	2,71E-05	-1,40E-05	2,22E-06	3,63E-06	1,66E-06	7,03E-07	1,13E-06	4,11E-06
14.∫ r ² h dr, м ⁴	0	2,71E-05	1,31E-05	1,53E-05	1,89E-05	2,06E-05	2,13E-05	2,24E-05	2,65E-05
15. ρϰ ² ∫ r ² h dr, Н	0	0,142	0,068	0,080	0,099	0,108	0,111	0,117	0,139
16. σ _a h _a r _a + ϰϰ ² ∫ r ² h dr, Н	0,076	0,218	0,145	0,156	0,175	0,184	0,187	0,193	0,215
17.σ _ε [*] h [*] r [*] , Н	3,311	6,472	2,299	1,517	4,001	3,935	2,926	2,493	1,597
18. ∫ _{r[*]} ^{r_a} σ _a h dr + σ _ε [*] h [*] , Н	3,311	7,528	2,748	2,045	4,680	4,686	3,709	3,329	2,653
19.κ _ε ²	6,59	5,88	4,36	3,62	5,17	5,05	4,45	4,15	3,51

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

Продовж. табл. 2.4

Позначення	Розрахунковий переріз						
	9	10	11	12	13	14	15
1. r , м	0,1162	0,165	0,098	0,091	0,088	0,074	0,0709
2. h , м	0,01235	0,01349	0,05231	0,04116	0,04081	0,035	0,0303
3. t , °C	602	838	545	527	521	495	491
4. σ_{θ} , Па	1090	975	1107	1112	1113	1119	1120
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	13,46	13,15	57,91	45,76	45,44	39,17	33,94
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	25,63	26,61	71,07	103,67	91,19	84,61	73,11
7. $(\Delta r / r)$, м	0,0075	-0,0244	0,0335	0,0035	0,0015	0,0070	0,0016
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,192	-0,649	2,381	0,363	0,137	0,592	0,113
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	1,248	0,599	2,979	3,342	3,479	4,071	4,185
10. r^2 , м ²	0,0135	0,0272	0,0096	0,0083	0,0077	0,0055	0,0050
11. $r^2 h$, м ³	1,67E-04	3,67E-04	5,02E-04	3,41E-04	3,16E-04	1,92E-04	1,52E-04
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	3,63E-04	5,34E-04	8,70E-04	8,43E-04	6,57E-04	5,08E-04	3,44E-04
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	2,72E-06	-1,30E-05	2,91E-05	2,95E-06	9,85E-07	3,55E-06	5,33E-07
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	2,92E-05	1,62E-05	4,53E-05	4,83E-05	4,93E-05	5,28E-05	5,34E-05
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0,153	0,085	0,237	0,253	0,258	0,277	0,279
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	0,229	0,161	0,314	0,329	0,334	0,353	0,356
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	1,564	2,170	5,676	4,164	3,998	2,899	2,406
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	2,812	2,769	8,655	7,506	7,477	6,970	6,591
19. K_{θ}^2	3,50	4,15	5,25	4,78	4,73	4,45	4,31

12) З табл.2.4 видно, що найменший запас міцності по руйнівним обертам має перетин диска під № 9:

$$K_{\theta}^{\min} = 3,5.$$

13) Допустиме значення запасу міцності диска, згідно з [12, с.57], становить $[K_{\theta}] = 1,4 \dots 1,6$. Оскільки у всіх розрахункових перетинах значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $K_{\theta} \geq [K_{\theta}]$), то спроектований диск задовольняє умовам міцності.

14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:

$$r_n = \frac{1}{\omega K_{\theta}^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_{\theta}}{\rho_{\theta}}} = \frac{1}{793,7 \cdot 3,5} \sqrt{\frac{980 \cdot 10^6}{8320}} = 0,1235 \text{ м},$$

де $\sigma_{\theta} = 980 \cdot 10^6$ Па – границя міцності матеріалу диска в найбільш небезпечному перетині.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ					Арк.
										104
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						



КР.14.2.6231М.05.02. ПЗ

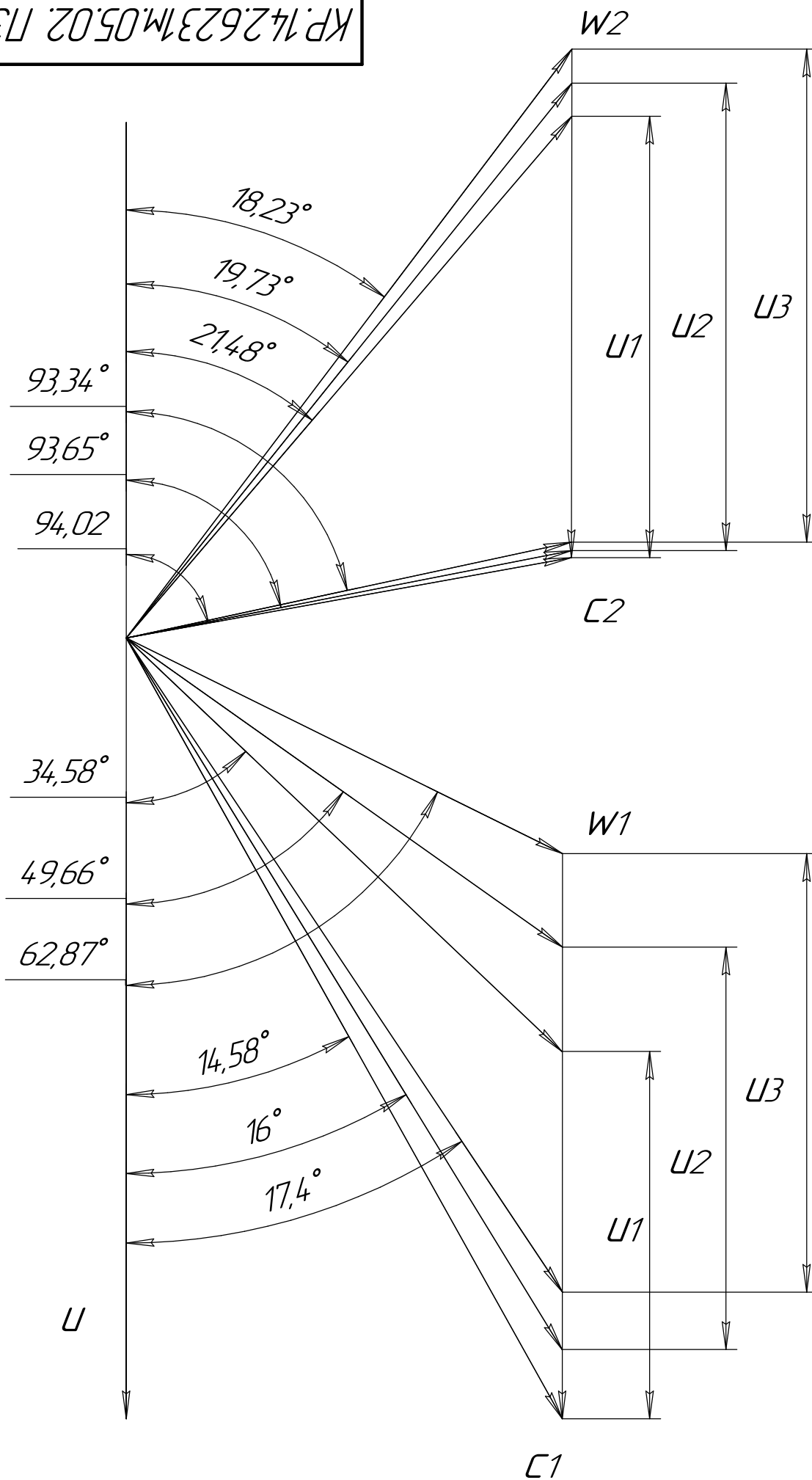


Рисунок 2.11 Закручення лопаток ТНТ за законом сталості циркуляції

Інв. № підл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № відп.	Підп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КР.14.2.6231М.05.02. ПЗ

Лист
105

2.4 Розрахунок опорного підшипника ТНТ на довговічність

Довговічність, економічність, надійність, а в багатьох випадках і габаритні розміри машин залежать від конструкції опор тертя. Тому до підшипникових вузлів висуваються підвищені вимоги, які обумовлені збільшенням частот обертання, статичних та динамічних навантажень і необхідністю підвищення надійності підшипникових вузлів. В останній час найбільш широке розповсюдження отримали підшипники ковзання.

Підшипники ковзання конкурують з підшипниками кочення в багатьох галузях машинобудування. У ряді випадків перевага повинна віддаватися підшипникам ковзання, так як вони володіють стійкістю в хімічно активних середовищах, працездатністю в широкому температурному діапазоні, вібростійкістю, безшумністю, збереженням працездатності при недостатньому змащенні. Підшипники ковзання виявляються вібростійкими завдяки демпфуючим властивостям змащувального шару. Незамінними вважаються підшипники ковзання для парових, газових турбін та турбогенераторів, що працюють тривалий час без зупинки, де підшипники кочення виявляються не достатньо довговічними.

Опори ковзання в умовах рідинної змазки практично не підлягають зносу. При рідинній змазці підшипники ковзання стійко працюють в широкому діапазоні експлуатаційних режимів. Це пояснюється їх властивістю пристосовуватися до різних умов роботи завдяки властивості масел збільшувати в'язкість при зниженні температури.

При рідинній змазці поверхні вала і підшипника розділені суцільною масляною плівкою; безпосереднє тертя між металевими поверхнями вала і підшипника відсутнє. Коефіцієнт тертя при рідинному змащенні незначний (0,005-0,0005), втрати на тертя і тепловиділення в підшипнику невеликі. Зносу металевих поверхонь при цьому не відбувається. Тому рідинна змазка є найбільш сприятливою для роботи підшипника [2].

Упорний підшипник сприймає зусилля ротора в осьовому напрямку, що виникають під час роботи турбіни. Колодки упорного підшипника повинні рівномірно

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата
	Взам. інв. №					
	Інв. №					
	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					
КР.142.6231м.05.02.ПЗ						Арк.
						106

доторкатися до упорного диска. Точність основних розмірів виконують по 7-9-му квалітетах точності. Підшипник повинен забезпечити нормальне обертання ротора під час пуску та зупинки турбіни, коли швидкість обертання ротора мала і відсутня стійка плівка масла між шийкою ротора і вкладишем [23].

1) Зовнішній діаметр вала, на якому слід розташувати підшипник:

$$d = 60 \text{ мм.}$$

2) Згідно з довідниковими даними, наведеними у табл. 2.5, для цього діаметру можна підібрати кілька стандартних підшипників потрібного типу:

Таблиця 2.5

Умовне позначення підшипника	Серія	Орієнтовна динамічна вантажопідйомність C , Н	Орієнтовна гранична частота обертання $n_{\text{пред}}$, об/хв
1002912	Надлегка	20700	8000
2212	Легка	54800	6300
32512	Легка широка	74700	6300
2312	Середня	100000	5000
2612	Середня широка	140000	5000
32412	Важка	133000	5000
2712	Тип 2000	209000	5000
2812	Тип 2000	44500	6300

Обираємо підшипник, орієнтовне значення граничної частоти обертання $n_{\text{пред}}$ якого при рідинному змащенні наближене до розрахункового значення частоти обертання ротора турбомашини $n = 9191$ об/хв

Цей підшипник належить до надлегкої серії, має умовне позначення **1002912 ГОСТ 8328-75** і такі конструктивні характеристики:

- динамічну вантажопідйомність $C = 20700$ Н;
- зовнішній діаметр $D = 85$ мм;
- ширину $B = 13$ мм;
- масу $M = 0,248$ кг;
- діаметр роликів $D_w = 6,5$ мм;
- довжину роликів $l = 6,5$ мм;

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

					КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
						107
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

— кількість роликів $Z = 24$.

3) Динамічне еквівалентне навантаження на підшипник кочення:

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_B K_T,$$

де X – коефіцієнт динамічного радіального навантаження; Y – коефіцієнт динамічного осевого навантаження; F_r – радіальне навантаження на підшипник, Н; F_a – осеве навантаження на підшипник, Н; V – коефіцієнт урахування обертання кілець підшипника; K_B – коефіцієнт безпеки, який враховує вплив умов роботи; K_T – коефіцієнт, який враховує вплив температури підшипника.

Підшипник кочення роликів радіальний однорядний не призначений для сприйняття осьових навантажень, а тому коефіцієнти $Y=0$, $X=1$. Вважаємо, що умови експлуатації дозволяють прийняти значення коефіцієнтів $K_B=1$ та $K_T=1$. Оскільки при роботі турбомашини обертається внутрішнє кільце підшипника, то коефіцієнт $V=1$.

Відповідно до цього, динамічне еквівалентне навантаження

$$P = F_{\text{н}} = 2240 \text{ Н.}$$

4) Номінальна довговічність підшипників роликових радіальних та радіально-упорних визначається за формулою:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{3,33} = \left(\frac{20700}{1240}\right)^{3,33} = 24434 \text{ млн об.}$$

5) Номінальна довговічність підшипника, визначена в годинах роботи:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L = \frac{10^6}{60 \cdot 9191} \cdot 24434 = 76837 \text{ год.}$$

2.5 Опис системи змащування ГТД

2.5.1 Призначення і склад системи

Система змащування двигуна (креслення ДП.7.05060402.6231.06.04) — 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.

					КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк
						108
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До складу маслоблоку входять наступні елементи (устаткування): бак циркуляційний Б1 з сигналізаторами мінімального РУ1, максимального РУ2 і аварійного РУ3 рівнів, підігрівачем масла ЕП, маслоохолоджувач АТ1, масловіддільник статичний МС1, терморегулятор РТ1, фільтри тонкого відчищення Ф1, Ф10, маслоагрегат відкачувальний з електроприводом (електронасос) Н4, датчики реле різниці тисків РД5 і РД6, манометри МН1...МН4 (місцеві виміри), датчики тиску РД1, РД8 (для дистанційного виміру тиску), датчик різниці тисків РД7, термоперетворювачі опору Т1, Т6, Т7, лічильник рідини СЖ1, фільтр заправний Ф9, клапан зворотний КО1, клапани запірні К1, К2, стоп-крани СК1, СК2, засувки електроприводні 31, 32 і трубопроводи.

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

2.5.2 Робота системи змащування

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

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

Підпис і дата		стоп-кран СКЗ, шайби дросельні ДР1 і ДР2, сигналізатори тиску РД2, РД3, РД4, термоперетворювачі опору Т2..Т5, магнітні сигналізатори стружки ССМ1...ССМ5, трубопроводи.									
Інв. № дубл.		2.5.2 Робота системи змащування									
Взам. інв. №		При запуску двигуна (натисканні кнопки “Пуск”) спочатку вступають у роботу маслоагрегати з електроприводом (електронасоси) нагнітаючий Н2, відкачувальний Н3, забезпечуючи змащування двигуна при розгоні.									
Підпис і дата		Масло з циркуляційного бака Б1 забирається нагнітаючим маслоагрегатом з електроприводом Н2 і через фільтр тонкого очищення Ф1 подається на змащування і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться. На вході в підшипникові вузли двигуна встановлені захисні фільтри (сітки) Ф2...Ф7. Крім того, частина масла, яка подається електронасосом Н2 через дросельну шайбу ДР1, надходить на заповнення прийомної труби нагнітаючого насоса навішеного маслоагрегата Н1.									
Інв. № подл.							КР.142.6231м.05.02.ПЗ				Арк.
											109
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

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

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

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”.

					КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк
						110
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Маслоагрегат з електроприводом (електронасос установки) Н4 служит 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 закільцівці при його прогріві.

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.

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

Підпис і дата		У системі автоматики виробу передбачений захист двигуна у випадку аварійно-го падіння тиску масла на вході в двигун. При зниженні тиску масла нижче визначе-ного значення один із сигналізаторів тиску РД2 чи РД3 видає сигнал на зупинку двигуна. Сигналізатори відрегульовані на спрацьовування при тиску 0,02 і 0,04 МПа і функціонують, починаючи з 10 і 180 с відповідно після натискання кнопки “Пуск”. При зниженні тиску масла нижче 0,2 МПа на режимах вище $n_{\text{кнт}} = 7000$ об/хв по си-гналу сигналізатора РД3 двигун переводиться на холостий хід. При подальшому па-дінні тиску масла сигналізатор РД3 видає сигнал на зупинку двигуна. Сигналізатор РД2 подає сигнал на зупинку двигуна при зниженні тиску масла нижче 0,1 МПа. Си-гналізатор РД2 функціонує при частоті обертання КНТ вище 2000 об/хв.; сигналіза-тор РД3 — при частоті обертання КНТ вище 3600 об/хв. (співпадає з робочими ре-жимами, 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.																				
Інв. № дубл.																						
Взам. інв. №																						
Підпис і дата																						
Інв. № подл.		<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td></tr></table>															Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																		
КР.142.6231м.05.02.ПЗ					111																	

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) замірюється термоперетворювачами опору Т1...Т7.

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

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

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

2.5.3 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;

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										112
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ					

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	кальній 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 м ³ .
					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.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ
					Арк. 113

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

					КР.142.6231м.05.02.ПЗ	Арк.
						114
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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.
- 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	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	даних 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. 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.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ				
					Арк. 115				

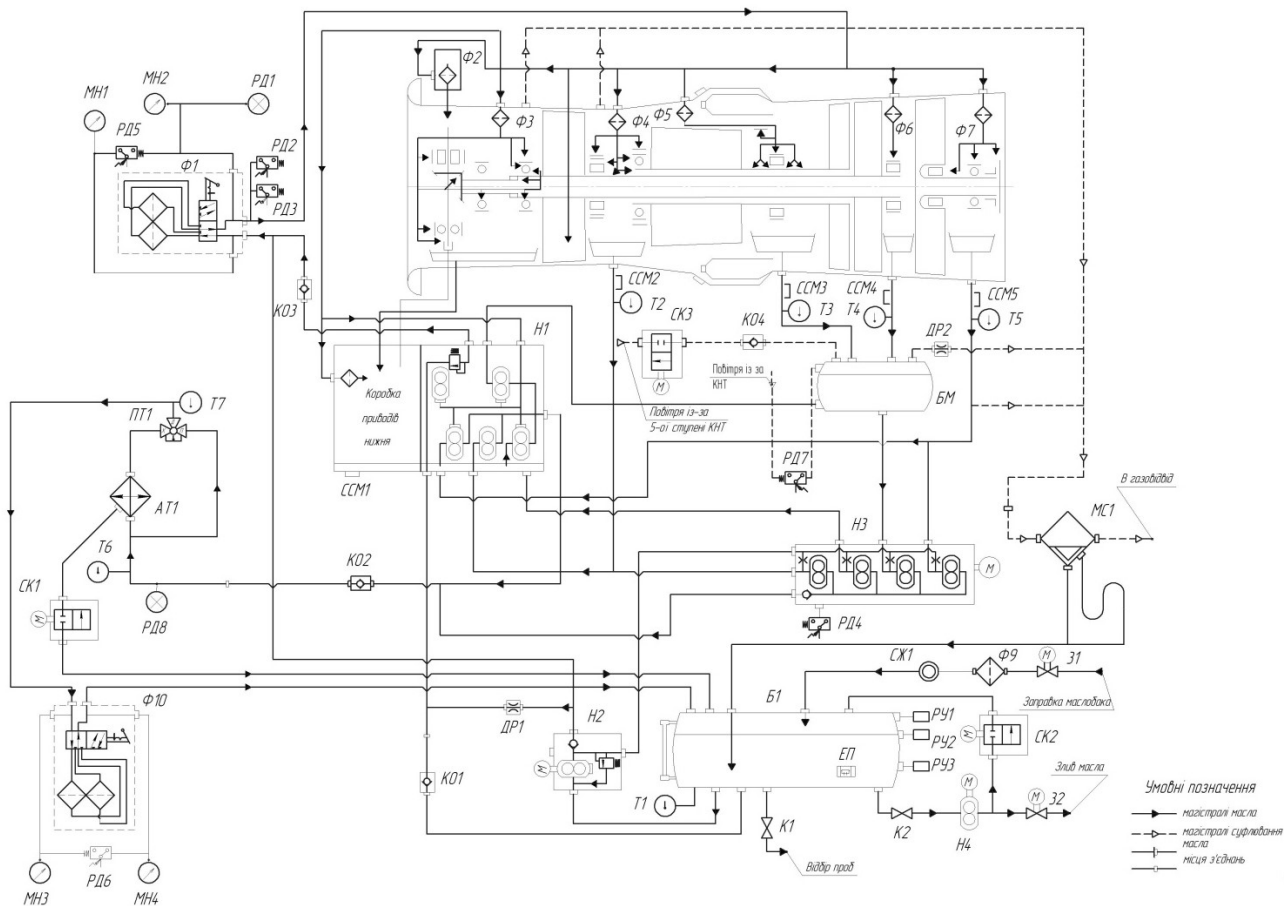


Рисунок 2.4 – Схема системи змащування

Інв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.02.ПЗ			
					Арк.			116

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
						КР.142.6231м.05.03.ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						
Студент.		Пензев Д.С.			Охорона праці		Літ.	Арк.	Аркушів	
Керівник		Козловський А.В.							117	130
Консульт.							НУК			
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.								

Вступ

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

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

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

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

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

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.03.ПЗ	Арк.
						118

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

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

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

[illegible]

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

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

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

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

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

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.03.ПЗ	Арк.
						120

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

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

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

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

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

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

Речовина	Пил	Сажа (С)	Оксид вугле- цюСО	Альде- гід СН ₂ О	Бензпі- рен С ₂₀ Н ₁₂	Ок- сидА- зоту NO ₂	З'єднання сірки	
							SO ₂	H ₂ SO ₄
Гранично до- пустима кон- центрація, мг/м ³	—	4	20	0.7	0.00015	9	—	1

Але цим дія променевого потоку теплоти не обмежується: на випромінювання реагує весь організм. Під впливом випромінювання в організмі відбуваються біохімічні відхилення, порушення діяльності серцево-судинної і нервової систем. Проме-

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата	
КР.142.6231м.05.03.ПЗ Арк. 121	

невий потік теплоти, окрім безпосередньої дії на працівників, нагріває підлогу, стіни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується.

На підставі цього за ГОСТ 12.1.005-76 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.3.2) [4].

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

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

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

Ив. № подл.	Підпис і дата					Арк. 122
	Ив. № дубл.					
	Взам. ив. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.03.ПЗ	

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

Згідно з нормами ДБН В.2.2-28-2010 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл.3.3) [4.22].

Таблиця 3.3 - Мінімальна освітленість виробничих приміщень та поверхонь

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

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

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

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

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.05.03.ПЗ Арк. 123
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Таблиця 3.4 - Норми по обмеженню загальної вібрації

Вид приміщення	Середньоквадратичні значення віброшвидкості, м/с ²					
	Логарифмічні рівні віброшвидкості, дБ					
Робоча зона	Октавні смуги середньологарифмічних частот, Гц					
	2	4	8	16	31.5	63
	1.3	0.45	0.22	0.2	0.2	0.2
	108	93	92	92	92	92
Вид вібрації		Технологічна				

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.05.03.ПЗ	Арк.
						124
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Згідно з ГОСТ 12.1.003-76 загальні вимоги безпеки встановлено допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях (широкопasmовий шум) (табл.3.5) [4].

Таблиця 3.5 - Допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях

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

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

Компресорна станція, як і більшість підприємств машинобудівної промисловості, характеризується підвищеною вибухопожежною небезпекою через значну кі-

Ив. № подл. Підпис і дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Підпис і дата								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.03.ПЗ Арк. 125			

лькість легкозаймистих та горючих рідин і газів, розгалужену мережу трубопроводів із запірною-пусковою та регулюючою арматурою.

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

- вуглекислотні вогнегасники (типу ОУ-2,5,8);
- пінні вогнегасники – 4;
- ящик з піском місткістю 3м³ і лопата – 1;
- волок або азбест 2×2м – 1.

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

Инов. № подл.	Підпис і дата				Инов. № дубл.	Підпис і дата	Взам. інов. №	Инов. № дубл.	Підпис і дата	Инов. № подл.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.03.ПЗ					Арк.
										126

3.2. Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції

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

В якості джерела світла в приміщенні ГПА використовується лампа ЛБ (люмінесцентна біла) в складі світильника ПВЛ1-2х40 (пилевологозахисний люмінесцентний дволамповий) ("Правила влаштування електроустановок") [4].

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

Кількість світильників:

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

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

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

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

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

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

Инов. № подл.	Підпис і дата					КР.142.6231м.05.03.ПЗ Арк. 127
	Взам. инв. №					
	Инв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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]: $\rho_n=50$;

$\rho_c=30$;

$\rho_p=10$.

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

де А - довжина приміщення;

В - ширина приміщення;

h - висота приміщення;

тоді, $\eta=0.362$.

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

Инов. № подл.	Підпис і дата					
	Инов. № дубл.					
	Взам. инов. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.03.ПЗ	Арк.
						128

3.3. Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів

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

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

До технічних заходів належать дотримання протипожежних правил, норм при влаштуванні обладнання, опалення, вентиляції, освітлення.

Заходи режимного характеру – це заборона паління в невстановлених місцях та ін.

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

Для того щоб вчасно виявити витікання, всі горючі гази, які направляються в міські газопроводи, підлягають одоризації, тобто їм надають різкий специфічний запах, за яким їх легко виявити навіть при незначних концентраціях в повітрі приміщень.

Повітря, яке видаляється системами вентиляції і утримує пил, шкідливі речовини, перед викидом в атмосферу повинен очищуватися для того, щоб в атмосферному повітрі не було шкідливих речовин.

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

Для запобігання вібрації вже при конструюванні машин (компресорів, турбін, котлів, насосів і т.д.) необхідно знаходити рішення для плавного обтікання деталей машин потоками робочих середовищ. Для зменшення вібрації працюючих машин та

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.03.ПЗ	Арк.
						129

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

Своєчасний ремонт дозволяє знизити шум, який є наслідком несправностей та зносу механізмів. Заміна, коли це можливо, підшипників кочення на підшипники ковзання знижує шум на 10-15дБ.

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.05.03.ПЗ	Арк.
						130
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

Вступ

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

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

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

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

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.04.ПЗ	Арк.
						132

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

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

4.1 Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінного агрегату компресорної станції

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

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

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

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

Ив. № подл.	Підпис і дата					Арк. 133
	Ив. № дубл.					
	Взам. ив. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.04.ПЗ	

$\text{NO}_x=0.085 \text{ мг/м}^3$. Граничнодопустимі концентрації в повітрі робочої зони приведені в ГОСТ 12.1.005-88 і регламентовано санітарними нормами.

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

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

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

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

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

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

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

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

Ив. № подл. Підпис і дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Підпис і дата						Арк. 134
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

КР.142.6231м.05.04.ПЗ

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

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

- альдегіди та формальдегіди мають алергенний вплив;
- сажа.

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТД:

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

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

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Взам. ів. №				
	Ив. № дубл.				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.04.ПЗ Арк. 135

лютні їх кількості і співвідношення між ними різні залежності від змісту паливного азоту і від чинників, що впливають на процеси окислення.

При нормальному тиску азот інертний, проте при збільшенні його парціального тиску 0.8-1.2 МПа з'являється ефект наркотичної дії, а підвищення вмісту в повітрі до 93% може призвести до аноксемії і навіть смерті.

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

Концентрація оксидів азоту у вихлопних газах ГТУ визначається величиною NO, що утворюється в певній зоні, але з урахуванням розбавлення продуктів згоряння вторинним повітрям.

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

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

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.05.04.ПЗ Арк. 136					

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

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

- для CO (ГОСТ 21204-97) 300 мг/нм³;
- для NO_x 150 мг/нм³ при об'ємній концентрації кисню 15% у сухій пробі продуктів згоряння, приведеної до стандартних атмосферних умов (ГОСТ 28775-90).

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

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

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

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

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

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

Ив. № подл.	Підпис і дата					Арк. 137
	Взам. інв. №					
	Инв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.04.ПЗ	

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

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

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

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

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

Методами зменшення димності є:

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

Ці засоби реалізуються шляхом:

- зменшення об'єму перезбагачених паливом високотемпературних зон, якщо це не супроводжується зниженням стійкості горіння;
- застосування багатофорсункових фронткових пристроїв камер згоряння;
- поліпшення якості розпилювання палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;

Ив. № подл.	Підпис і дата				Ив. № дубл.	Підпис і дата				Ив. № подл.	Підпис і дата				Ив. № дубл.	Підпис і дата				Ив. № подл.	Підпис і дата				Ив. № дубл.	Підпис і дата			
Зм.	Арк.	№ докум.		Підпис		Дата		КР.142.6231м.05.04.ПЗ												Арк.									
																				138									

- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі барію або магнію);
- застосування водопаливних емульсій і вприску води.

Зміна режиму роботи двигуна в сторону збільшення потужності приводить до зменшення викиду *незгорілих вуглеводнів* [16]. Це відбувається частково завдяки поліпшенню якості розпилювання палива за рахунок збільшення тиску вприскування, але в основному – через збільшення швидкості хімічних реакцій в первинній зоні камери згоряння в результаті підвищення тиску і температури повітря на вході.

Способи зменшення викиду NO_x . Оскільки боротьба з утворенням оксидів азоту паливного походження NO_x скрутна, то єдиною практично доцільною мірою зниження їх концентрації у вихлопних газах ГТУ слід рахувати обмеження азоту у паливі. Витікає, втім, помітити, що в традиційних газотурбінних паливах вміст азоту невеликий, і тому основну частку NO_x у вихлопних газах ГТУ, особливо при великих навантаженнях, складають звичайно оксиди азоту «повітряного (тобто термічного) походження» NO_x . У зв'язку з цим розглянемо заходи по зниженню емісії саме цих оксидів.

1. Збільшення коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння камери згоряння (тобто збіднення суміші у первинній зоні). Цим зменшується температура в зоні горіння і час перебування газів в ній. Цей метод ефективний, якщо передбачені додаткові засоби для збільшення коефіцієнта повноти згоряння палива при збідненні паливо повітряної суміші.

При різних конструкціях камер згоряння збільшення α_f зменшує емісію NO_x , особливо при роботі камер згоряння на газоподібному паливі. Проте слід помітити, що при збільшенні α_1 , збільшується емісія CO і C_xH_y , внаслідок чого сумарний чинник токсичності може зберегти досить високе значення. При більш високих початкових параметрах повітря зростання емісії продуктів недопалювання може бути не такими різними, як при випробуваннях в умовах низьких параметрів повітря, але все таки матиме місце (як це відбувається в камерах при збільшенні надлишку повітря

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.04.ПЗ 139

на часткових навантаженнях). Крім того, в камерах класичного використання при збільшенні α_1 погіршуються пускові властивості характеристик стійкого горіння.

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

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

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

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

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

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

4. Використовування каталітичних камер згоряння. Використовування каталізаторів у процесах горіння дозволяє або збільшити швидкість хімічних реакцій при тому ж рівні температур, або зберегти цю швидкість на необхідному рівні при істотно зниженому температурному рівні процесу. Друге – для зменшення утворення

Ив. № подл.	Підпис і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.04.ПЗ					Арк.
										140

оксидів азоту. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.

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

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

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

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

Ивв. № подл.	Підпис і дата				
	Ивв. № дубл.				
	Взам. ивв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.05.04.ПЗ 141

Висновки

За завданням кафедри Турбін розроблено контактну газотурбінну установку (КГТА) з теплоутилізаційним контуром потужністю $N_e=32$ МВт для генератору електричного струму.

В дипломному проекті виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки: максимальної температури в циклі (T_3), розрахункового ступеня підвищення тиску в циклі ($\pi_{\kappa\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковій мірі підвищення тиску $\pi_{\kappa\Sigma}=22,5$ отримано наступні параметри: ефективний ККД установки $\eta_e=0,5185$, питома потужність $N_{e\text{ ном.}} = 593,71$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{N_e}=0,1387$ кг/(кВт год.), температура газів на виході з установки $T_{yx}=306,2$ К.

В ході габаритних розрахунків отримано габаритні характеристики основних елементів ГТД, габарити утилізаційного котла та парогазового конденсатора.

При габаритно-компоновочному розрахунку ГТД розраховувалися його елементи (турбокомпресорні блоки, камера згоряння та силова турбіна). Компресор низького тиску має 8 ступенів зі ступенем підвищення тиску в ступені $\pi_{\kappa_{\text{ст}}}=1,22$. У компресора високого тиску $Z_{\text{ст}}=9$ при $\pi_{\kappa_{\text{ст}}}=1,19$.

Камера згоряння протитокова трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 16 жарових труб. Для змішування газу з повітрям та подачі в камеру служить пальниковий пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники. Передбачено додаткові пристрої для подачі енергетичної пари в камеру згоряння.

Турбінна частина двигуна складається з осьових одноступеневих охолоджуваних турбін високого і низького тисків та осьової чотирьохступінчастої неохолоджуваної турбіни генератора.

Утилізаційний парогенератор одного тиску, оребреного типу, із продуктивністю по перегрітій парі $D_{\text{упп}}=7,72$ кг/с, температура перегрітої пари $T_{\text{пп}}=700$ К.

Отримано габаритні і термодинамічні показники контактного конденсатора, що встановлюється за УПГ та служить для уловлювання води із газопарової суміші

Інв. № подл.	Підпис і дата					КР.142.6231м.05.В.ПЗ. Арк. 142
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаних джерел

1. Романовський Г. Ф., Іпатенко О. Я., Патлайчук В. М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
2. Романовський Г. Ф., Сербін С. І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 84 с.
3. Романовський Г. Ф., Сербін С. І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2000. 259 с., іл.
4. Сербін С. І. Маркетинг у турбінобудуванні: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 72 с.
5. Сербін С. І., Седько М. П. Газодинамічний розрахунок осьового компресора з використанням ПЕОМ: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 1999. 52 с.
6. Тубальцев А. М. Виробниче освітлення та його розрахунок: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2001. 84 с.
7. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. П., Сербін С. І. Теорія та основи проєктування суднових газотурбінних агрегатів: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.

Інв. № подл.						Підпис і дата	Інв. № дубл.	
						Взам. інв. №		
						Підпис і дата		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.02.Л.ПЗ			Арк.
								144