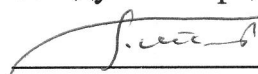


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"12" 12 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження контактного ГТА з ТУК номінальною потужністю 25 МВт для приводу нагнітача компресорної станції*

Виконав:

студент групи 6231м



(підпис)

Жук Д.І.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Козловський А.В.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

"5" 09 2023 р.

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

Студенту _____ Жук Дмитро Ігорович _____

1. Тема роботи:

**" Дослідження контактного ГТА з ТУК номінальною потужністю 25 МВт для
приводу нагнітача компресорної станції "**

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

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2022 року

2. Термін подання роботи: _____ 20.11.2023 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=25$ МВт, $T_3=1490$ К

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

- 4.1. Обґрунтування вибору теплової схеми ГТА.
- 4.2. Розрахунки турбіни низького тиску.
- 4.3. Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.
- 4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.5. Заходи з техніки безпеки, та охорони праці.

5. Консультанти розділів роботи

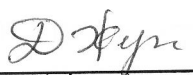
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання 05.09.2023

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

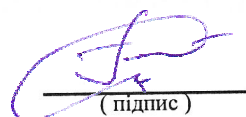
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату	5.09.2023	
2	Розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи	16.09.2023	
3	Визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату	21.09.2023	
4	Газодинамічний розрахунок турбомашин	28.09.2023	
5	Міцнісні розрахунки	05.10.2023	
6	Визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників	12.10.2023	
7	Розрахунки турбіни низького тиску.	19.10.2023	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2023	
9	Виконання техніко-економічного обґрунтування розробки	10.11.2023	
10	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	20.11.2023	

Студент


 (підпис)

Жук Д.І.

Керівник роботи


 (підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані дослідження контактного газотурбінного агрегата з теплоутилізаційним контуром номінальною потужністю 25 МВт для приводу нагнітача компресорної станції. Послідовно освітлені наступні питання: вибір теплової схеми і її детальний тепловий розрахунок; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції турбіни низького тиску двигуна; розрахунок робочої лопатки та диска турбіни низького тиску на міцність; розробка паливної системи; огляд способів поліпшення екологічних характеристик камер згоряння газотурбінних двигунів; розрахунки камери згоряння двигуна..

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

ABSTRACT

The work has investigated a contact gas turbine unit with a heat recovery circuit with a nominal capacity of 25 MW for driving a compressor station supercharger. The following issues are consistently covered: selection of a thermal scheme and its detailed thermal calculation; determination of the dimensions of the unit elements and thermo-gasodynamic calculations of turbines; development of a low-pressure engine turbine design; calculation of the working blade and disk of a low-pressure turbine for strength; development of a fuel system; review of methods for improving the environmental characteristics of gas turbine engine combustion chambers; calculations of the engine combustion chamber..

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

					КР.142.6231м.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА.....	2
АНОТАЦІЯ	6
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГТА	9
1.1 Інформаційний пошук.....	9
1.2 Теплова схема ГТА з впорскуванням водяної пари	20
РОЗДІЛ 2 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ГТА	25
2.1 Оптимізація параметрів циклу ГТА	26
2.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА	30
2.3 Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД.....	34
2.3.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД	34
2.3.2 Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД	39
2.3.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД.....	42
2.3.4 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	49
2.3.5 Габаритний розрахунок ПГК	54
2.4 Термогазодинамічні розрахунки турбін на середньому діаметрі	57
2.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ	61
2.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ.....	63
2.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТН	66
РОЗДІЛ 3 КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ І КОНСТРУЮВАННЯ.....	69
3.1 Опис і робота складових частин КГТА.....	70
3.1.1 Комплексний повітроочисний пристрій	70
3.1.2 Блок двигуна. Устаткування	72
3.1.3 Двигун на рамі. Пристрій і робота двигуна.....	74
3.1.4 Компресор низького тиску	76
3.1.5 Компресор високого тиску	80
3.1.6 Камера згоряння	85
3.1.7 Турбіни високого та низького тиску	88
3.1.8 Турбіна силова.....	91
3.1.9 Коробки приводів двигуна	93
3.1.10 Рама й опори двигуна.....	94
3.1.11 Газовідвідний тракт.....	96
3.2 Розрахунок робочої лопатки ТНТ.....	98
3.2.1 Закручення лопаток за законом сталості циркуляції.....	98
3.2.2 Розрахунок робочої лопатки ТНТ на міцність	104
3.3 Розрахунок диска ТНТ на міцність	107
3.4 Розрахунок опорного підшипника ТНТ на довговічність.....	112
3.5 Опис паливної системи ГТД	114

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.03.3.ПЗ					Арк.
										4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

3.5.1	Склад і робота паливної системи.....	115
3.5.2	Агрегати паливної системи	117
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ		123
4.1.	Загальні питання.....	124
4.2	Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі компресорної станції	126
4.3	Засоби гасіння пожежі в цеху компресорної станції та дії робітників цеху	132
ВИСНОВКИ.....		141
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ		143

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.3.ПЗ 5

ВСТУП

Паливно-енергетична галузь є однією з основних галузей народного господарства. В цей час на її становлення і розвиток спрямовані значні зусилля промисловості та влади країни, отже на сьогоднішній день актуальним є питання зберігання і транспортування нафти та газу. Одним з основних енергоносіїв зараз є природний газ і газоперекачувальні станції являють собою елемент системи транспортування природного газу від місць добування до споживачів. Щорічно зростає сумарна протяжність магістральних трубопроводів, споруджуються десятки нових та переобладнуються старі газоперекачувальні станції.

Очевидною є тенденція зростання робочого тиску газопроводів, потужності компресорних станцій та економічності використання встановленого обладнання.

Під час проектування газопроводу і компресорної станції можливий вибір між поршневим газоперекачувальним агрегатом та нагнітачем з електро- та газотурбінним приводом. Однак, найбільшу перевагу і розповсюдження мають компресорні станції з приводом від стаціонарної газотурбінної установки або конвертованих транспортних газотурбінних двигунів. Це зумовлено наступними перевагами ГТД, які представляють інтерес для газової промисловості:

- використання газотурбінними установками природного газу в якості палива, що вирішує проблему паливопостачання для ГТУ на станцію;
- здатність ГТУ працювати тривалий період на режимі повної потужності, можливість достатньо ефективного регулювання потужності та властивість ГТД значно збільшувати потужність в холодні періоди року;
- забезпечення, завдяки модульному принципу проектування, швидкого та легкого транспортування станції до місця її установки, а також швидкого монтажу;
- перспективи вдосконалення газотурбінних установок з метою підвищення їх економічності та надійності.

Робота присвячена дослідженню можливостей створення вискоелективних і конкурентоспроможних вітчизняних газотурбінних двигунів (ГТД), що відповідають сучасним вимогам до енергетичних модулів нового покоління. Одним з **актуальних** напрямків вирішення цієї проблеми є реалізація складної теплової схеми суд-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.ВС.ПЗ	Арк.
						7

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

Основні завдання наукового дослідження: детальний тепловий розрахунок теплової схеми; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції ТНТ ГТД; розрахунок робочої лопатки та диска ступеня ТНТ на міцність; розробка паливної системи; розробка заходів з охорони праці у машинному залі компресорної станції.

Предмет досліджень – технічні та конструкційні параметри контактного газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром потужністю 25 МВт та його окремих елементів.

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

					КР.142.6231м.03.ВС.ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

РОЗДІЛ 1

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГТА

1.1 Інформаційний пошук

На теперішній час газотурбінний двигун (ГТД) є основним типом головного двигуна надводних водотоннажних кораблів, а також кораблів та суден з динамічними принципами підтримання. Основними перевагами ГТД є: висока економічність, великі агрегатні потужності при малих масі та габаритах, придатність до автоматизації, висока надійність, простота конструкції та обслуговування, висока технологічність, можливість агрегатного ремонту. Суднові газотурбінні агрегати призначені для забезпечення руху водотоннажних суден та суден з динамічними принципами підтримання. Більшість закордонних суднових та корабельних ГТД побудовані на основі конвертування прототипних авіаційних двигунів. Практика конвертування набула такого широкого розповсюдження, що багато авіадвигунобудівних фірм мають спеціальні "морські" підрозділи та при проектуванні нового авіаційного ГТД паралельно на його основі проробляють варіант аналогічного двигуна, який пристосовується для роботи в морських умовах [1], [2].

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 25000 и ГТД 110. З 1954 р. комплексом було поставлено більше ніж 1500 корабельних газотурбінних двигунів, що експлуатуються у складі військово-морських флотів 19 країн світу: Росії, України, Німеччини, США, Греції та ін. Їхня загальна потужність перевищує 12500 МВт, а сумарне напруцювання становить більше 2.5 млн. год. Розроблено близько 70 типів газотурбінних агрегатів для водотоннажних кораблів, кораблів на повітряній подушці і підводних крилах-від простих прискорювальних до головних усерижимних. Філії сервісного центру, який займається ремонтом та обслуговуванням, розташовані у м. Миколаєві, Санкт-Петербурзі, Калінінграді, Североморську, Тюмені, Бомбеї, Вісахапатнамі, Владивостоці [3].

Двигун-прототип обрано За прототип взято Двигун UGT 15000.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ	Арк.
						10

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

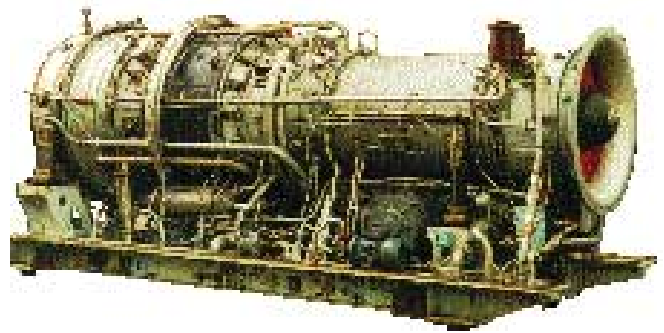


Рисунок 1.1 – Двигун UGT 15000

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

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

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

Двигун пристосований для роботи з локальною і груповою системою керування в комбінованих енергетичних установках разом з дизелями, паровими турбінами та іншими газотурбінними двигунами.

UGT 15000 відповідає вимогам антропологічної сумісності, забезпечує доступ до основних вузлів, зручність обслуговування і мінімальні тимчасові витрати на

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ Арк. 11

усунення відмовлень. Двигун оснащений засобами технічного діагностування, що дозволяють оцінювати в умовах експлуатації його технічний стан без розбирання.

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

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

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

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

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

На базі двигуна UGT 15000 для широкого застосування в енергетиці, транспортування газу і для флоту створений газотурбінний двигун **UGT 15000+**. Конструкція UGT 15000+ виконана таким чином, щоб забезпечити взаємозамінність його з двигуном UGT 15000, що дозволяє проводити модернізацію експлуатованих установок і агрегатів без зміни існуючих шахт повітроприйому, газовипуску і фундаментів.

З метою скорочення часу доведення і застосування відпрацьованих вузлів дви-

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк. 12
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ	

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

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

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

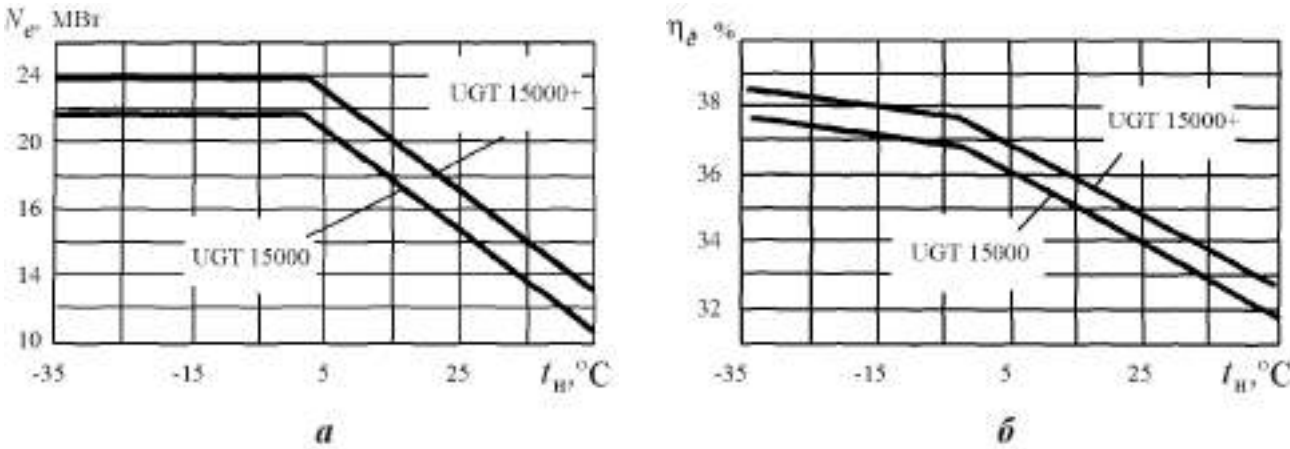


Рисунок 1.2 – Залежність потужності (а) і ККД (б) двигунів UGT 15000 і UGT 15000+ від температури повітря на вході

Конструктивні особливості

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

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

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

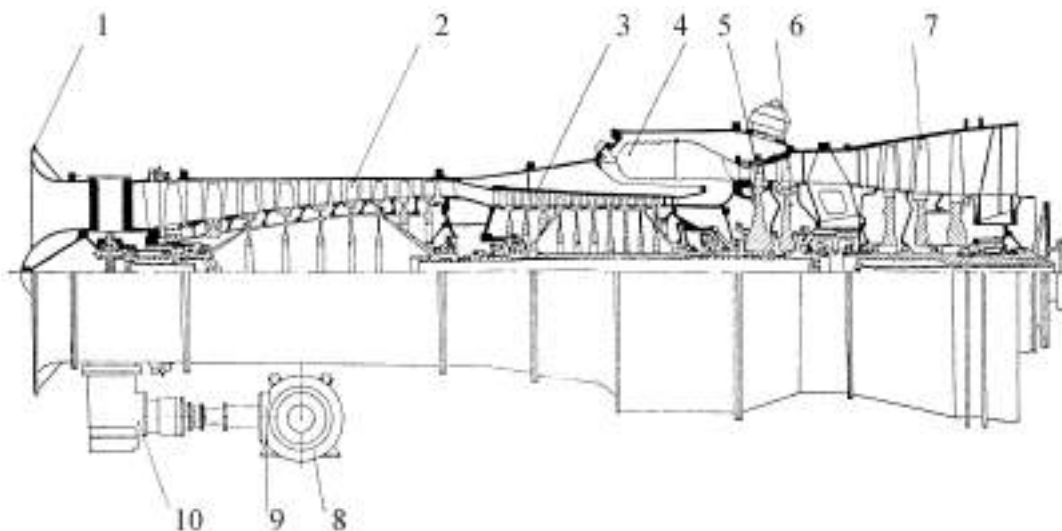


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема двигуна UGT 15000:

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

Компресор низького тиску (рис. 1.4) – осьовий, 9-ступінчастий, складається із вхідного пристрою, переднього корпусу 1, корпусу КНТ 2, ротора КНТ 3, встановленого на передній 6 і задній 5 опорах.

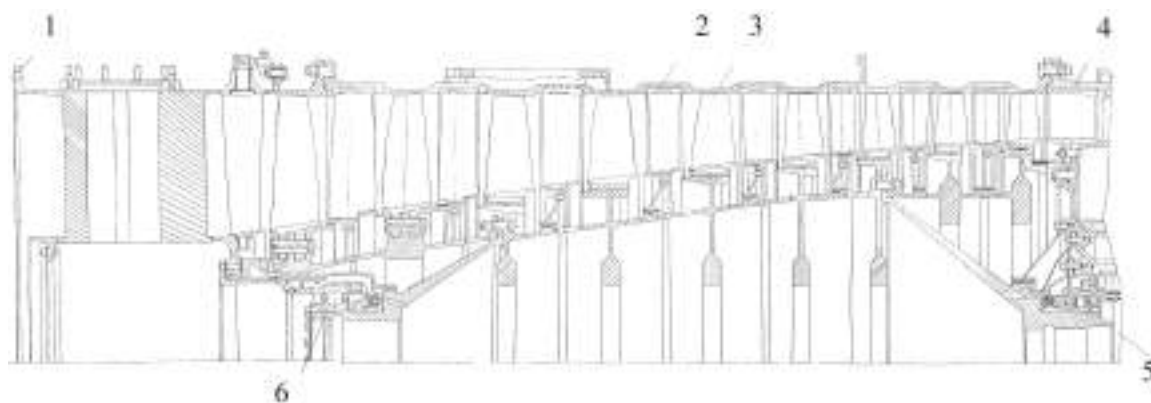


Рисунок 1.4 – Компресор низького тиску:

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

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення атмосферного повітря в компресор і утворений зовнішнім і внутрішнім обтічниками. Кільцевий канал між ними є початком проточної частини двигуна.

Передній корпус складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, жорстко з'єд-

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ	Арк.
						14

наних між собою шістьма профільованими стійками, і призначений для розміщення передньої опори КНТ, поворотного вхідного напрямного апарата, привода нижньої коробки приводів.

Передня опора ротора – пружна. Корпус опори – гнучкий, тобто має можливість радіально переміщатися за рахунок деформації пружних елементів стінки корпусу. Коливання поглинаються демпфером, що являє собою масляний шар між корпусом опори і лабіринтовою кришкою, який обмежений двома ущільнювальними кільцями.

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

Корпус компресора низького тиску виконаний у вигляді порожнього циліндра, що має горизонтальний роз'їм. У циліндричних проточках корпусу розміщено вісім напрямних апаратів, що кріпляться до корпусу гвинтами. У нижній половині зовнішньої поверхні корпусу є дві бобишки з різьбовими отворами для кріплення опор двигуна.

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

Робочі лопатки перших двох ступенів мають шарнірне кріплення, що дозволяє їм повертатися щодо осі пальця при роботі двигуна. Робочі лопатки інших ступенів встановлені в пазах дисків сполученням типу "ластівчин хвіст" [3].

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ Арк. 15

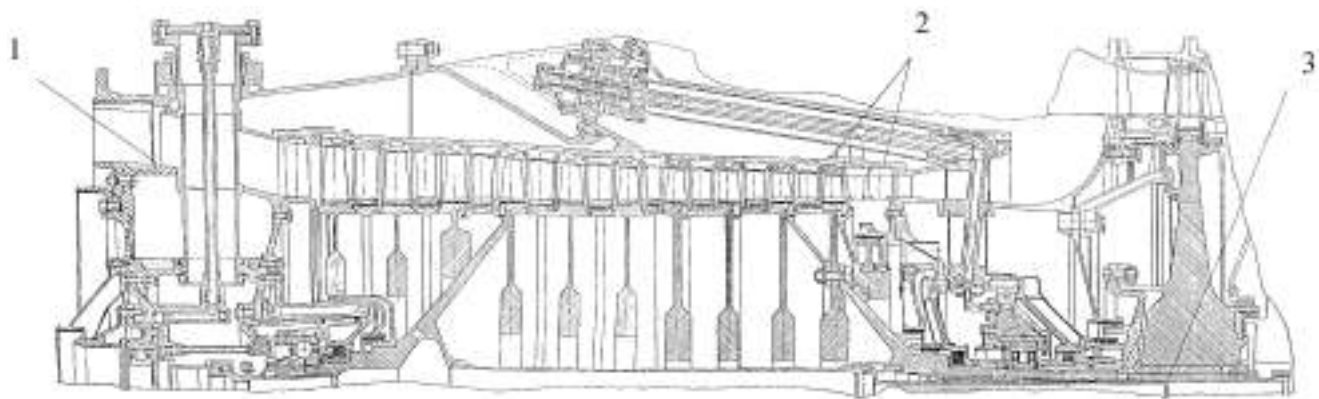


Рисунок 1.5 – Компресор високого тиску:

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

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

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

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

За ротором КВТ організована розвантажувальна порожнина для забезпечення необхідного зусилля на упорний підшипник. Для стабілізації осьових зусиль, що діють на підшипник, розвантажувальна порожнина поєднана трубами з порожниною перед диском ТВТ. На десятому диску ротора встановлений лабіринт, що обмежує надходження повітря в розвантажувальну порожнину [3].

Камера згоряння (рис.1.6) – трубчасто-кільцева, протитокова, складається з переднього конуса, виконаного заодно з корпусом КВТ 4, кожуха камери згоряння 8,

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ				Арк.
									16

кожуха 14, шістнадцяти жарових труб 7, розташованих паралельно осі двигуна в кільцевому просторі між кожухами 8 і 14, шістнадцяти змішувачів 9, закріплених на сопловому апараті ТВТ, шістнадцяти одноканальних паливних форсунок з пальцем 5 і форсунок 6.

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

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

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

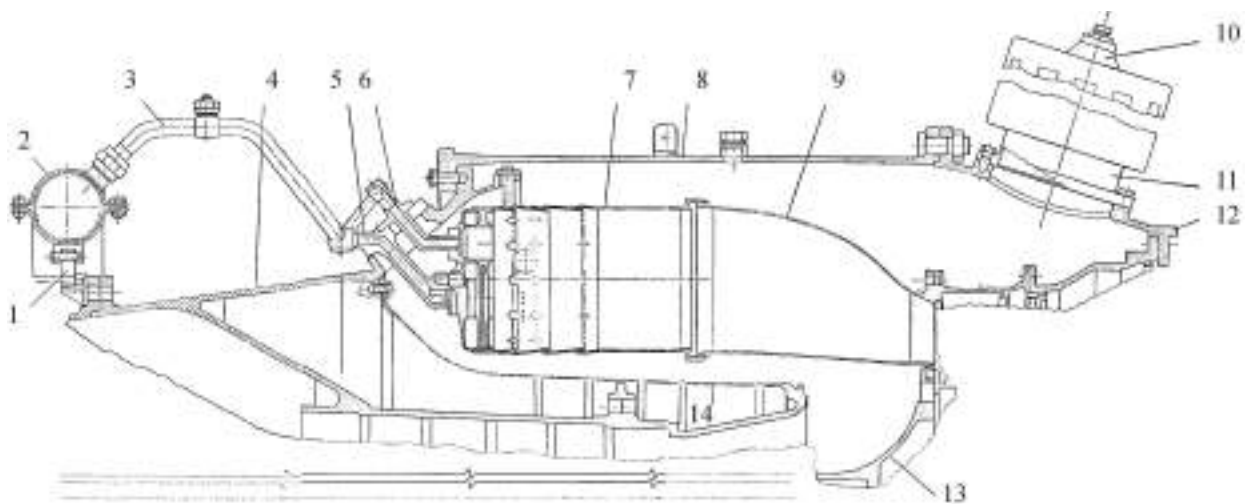


Рисунок 1.6 - Камера згоряння, працююча на газоподібному паливі:

1 – підвіска; 2 – колектор; 3 – трубка підведення; 4 – корпус КВТ; 5 – форсунка з пальцем; 6 – форсунка; 7 – жарова труба; 8 – кожух камери згоряння; 9 – змішувач; 10 – клапан перепуску повітря; 11 – компенсатор; 12 – силовий корпус; 13 – дифузор; 14 – внутрішній кожух

Паливні форсунки – одноканальні, складаються з корпуса і ковпачка, у якому виконані один центральний отвір і два ряди отворів по колу, призначених для рівномірної подачі палива. Форсунка з пальцем має штуцер перекидання газу на одно-

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк.
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ	

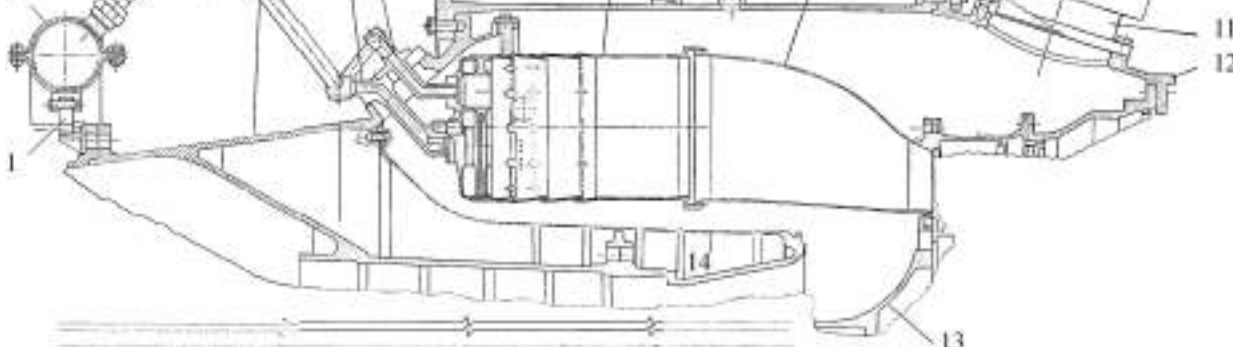


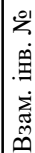
Рисунок 1.6 - Камера згоряння, працююча на газоподібному паливі:

1 – підвіска; 2 – колектор; 3 – трубка підведення; 4 – корпус КВТ; 5 – форсунка з пальцем; 6 – форсунка; 7 – жарова труба; 8 – кожух камери згоряння; 9 – змішувач; 10 – клапан перепуску повітря; 11 – компенсатор; 12 – силовий корпус; 13 – дифузор; 14 – внутрішній кожух

Паливні форсунки – одноканальні, складаються з корпусу і ковпачка, у якому виконані один центральний отвір і два ряди отворів по колу, призначених для рівномірної подачі палива. Форсунка з пальцем має штуцер перекидання газу на одно-

Підпис і дата

ІНВ. № дубл.



Підпис і дата

ІНВ. № ПОДЛ.

Для зменшення радіального зазору над оббандаженими робочими лопатками розташовані стільникові вставки, що своїми виступами входять у пази корпусу. [3]

Ротор ТНТ складається з диска, робочих лопаток, закріплених за допомогою ялинкових хвостовиків, вала ТНТ. Диск із валом з'єднується болтами.

Опорний вінець ТНТ призначений для розміщення задньої опори ротора турбіни низького тиску і передньої опори ротора силової турбіни. Він також утворює проточну частину між цими турбінами. Стійки з корпусом опорного вінця з'єднуються за допомогою пакетів пружних елементів, що встановлюються на цапфу із зазором і призначені для компенсації теплових розширень. Корпус опори має пружний елемент типу "біляче колесо" для самовстановлювання ротора ТНТ із метою зменшення навантажень, що діють на роликовий підшипник через дисбаланс ротора. Для гасіння вібрації роторів в опорному вінці передбачені масляні демпфери. [3]

Силова турбіна – осьова, триступінчаста, складається із соплових апаратів 3-5-го ступенів, ротора, опорного вінця.

На диску 5-го ступеня кріпиться лабіринт, що разом із кришкою опорного вінця організує за ротором турбіни розвантажувальну порожнину. Частина повітря, підводимого через перехідник КНТ у цю порожнину, потім йде на підпір передніх і задніх лабіринтових і радіально-торцевих ущільнень.

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

Для передачі крутного моменту з вала турбіни на вал споживача використовується пружна муфта. На корпусі муфти встановлений збудник датчика обмеження частоти обертання силової турбіни [3].

Застосування ГТД простої схеми в якості перетворювача енергії природного газу на механічну енергію, а потім на електричну на теплоелектростанціях економічно обґрунтоване в випадку розташування теплоелектростанції у віддалених районах, куди важко доставити паливо та воду. Для більш широкого застосування ГТД в якості джерела механічної енергії на теплоелектростанціях необхідно значно підвищити їх економічність. При вдосконаленні ГТД для теплоелектростанцій, однією з основних задач є підвищення ККД.

Для забезпечення високого ККД була використана достатньо велика температура газів перед ТВТ $T_3=1600\text{K}$, що потребує достатньо розвиненої системи охолодження, забезпечуючи зниження температури металу лопаток. В першу чергу со-

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк. 19
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ	

плових лопаток ТВТ. У даному дипломному проєкті було прийнято, що температура метала лопаток не повинна перевищувати 1100К, що повинно забезпечити заданий ресурс лопаток 12000 годин.

Державне підприємство науково-виробничий комплекс газотурбобудування “Зоря” – “Машпроект” має великий досвід проектування й виробництва газотурбінних двигунів газотурбінних агрегатів для військово- морського флоту, торговельних і пасажирських судів, електростанцій, газоперекачувальних агрегатів, приводів технологічного устаткування. Двигуни , розроблені для умов морського середовища , відмінно зарекомендували себе на суші. З 1953 року виготовлене й поставлено більше 3000 суднових і промислових двигунів і тисячі різноманітних редукторних передач для водотонажних кораблів різного класу , кораблів на повітряній подушці й підводних крилах , а також промислового призначення.

Газотурбінними установками “Зоря” – “Машпроект” оснащені кораблі 20 країн світу , понад 60 електростанцій , 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) 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.

1.2 Теплова схема ГТА з впорскуванням водяної пари

Існують два основних шляхи підвищення ККД ГТД:

- ускладнення теплової схеми;

					КР.142.6231м.03.01.ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

- 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. Крім того, установка здатна генерувати додатну кількість прісної води, яка утворюється внаслідок хімічної реакції окислення вуглеводневого палива при спалюванні в камері згоряння.

Завдяки високим енергетичним та економічним показникам установка найбільш перспективна для застосування в маловодних регіонах та в екологічно чистих районах, де існують жорсткі обмеження на кількість шкідливих викидів і водяної пари у складі вихлопних газів.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.01.ПЗ	Арк.
						21

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

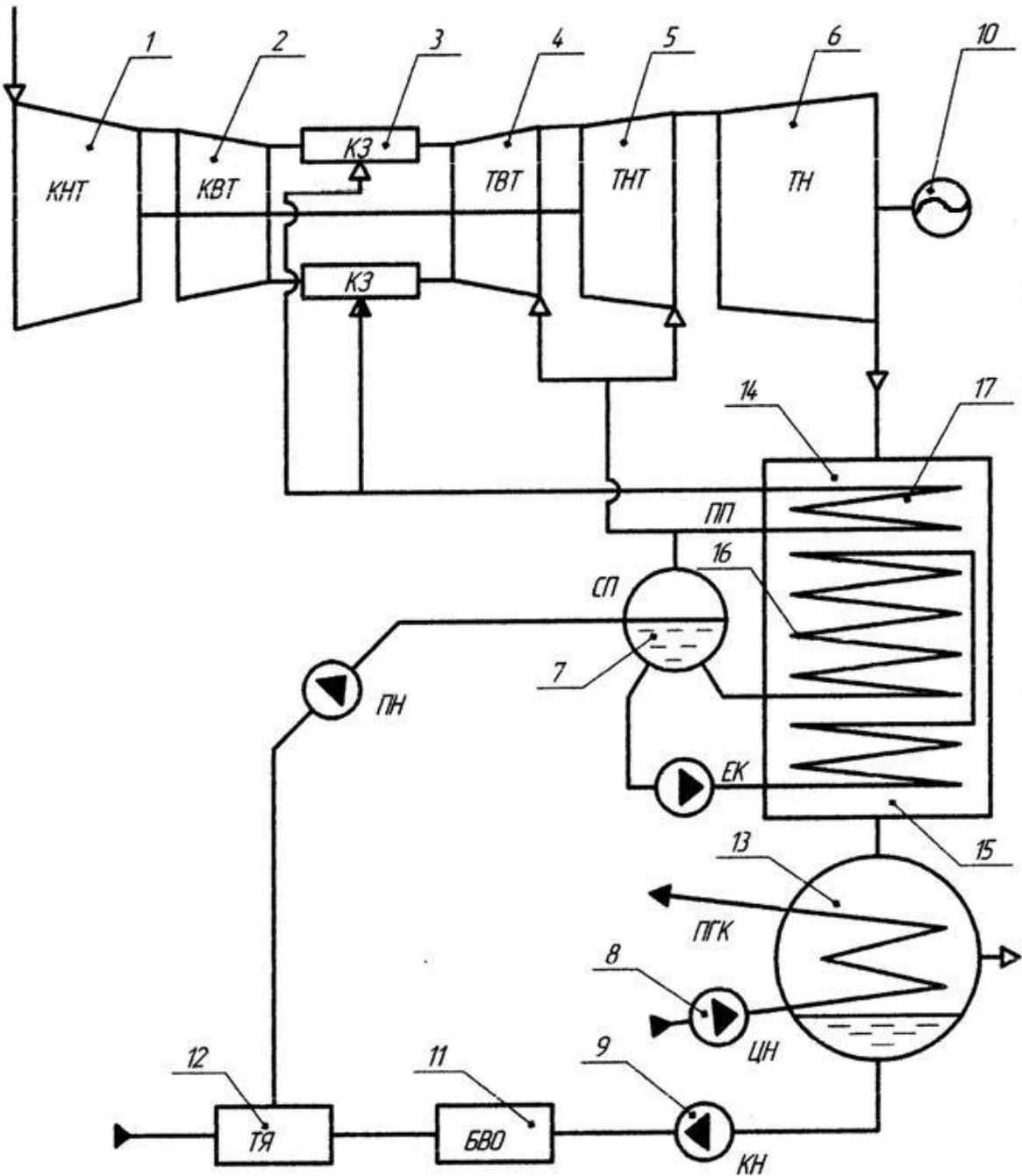


Рисунок 1.8 – Схема КГТА

Схему КГТА представлено на рис. 1.8, 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 генератора 6

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

і генератора 10. Повітря з атмосфери потрапляє у компресора, стискується і потрапляє у камеру згоряння, де переміщується 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 генератора. Після турбіни генератора, 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.

Термодинамічний цикл КГТА в Т-S координатах представлено на рис. 1.9:

- 1Н-1Г - процес засмоктування повітря навколишнього середовища в ГТД;
- 1Г-2Г - процес підвищення тиску у компресорному блоці ГТД;
- 2Г-3Г - процес підводу тепла к робочому тілу в камері згоряння;
- 3Г-3га - процес підігріву пари подаваного в КЗ із УПГ;
- 3гп-4Г - процес розширення в турбінах;
- 4Г-5Г - процес перегріву пара в УПГ;
- 5Г-6Г - процес охолодження газопарової суміші в УПГ;
- 6Г-7Г - процес віддачі тепла парогазової суміші в економайзерному пучку;
- 8Г-1Н - процес конденсації пара в газопаровій суміші і умовний процес замкнення циклу;

Інв. № подл.	Підпис і дата				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. № дубл.				Термодинамічний цикл КГТА в Т-S координатах представлено на рис. 1.9:					
	Взам. інв. №				1Н-1Г - процес засмоктування повітря навколишнього середовища в ГТД; 1Г-2Г - процес підвищення тиску у компресорному блоці ГТД; 2Г-3Г - процес підводу тепла к робочому тілу в камері згоряння; 3Г-3га - процес підігріву пари подаваного в КЗ із УПГ; 3гп-4Г - процес розширення в турбінах; 4Г-5Г - процес перегріву пара В УПГ; 5Г-6Г - процес охолодження газопарової суміші в УПГ; 6Г-7Г - процес віддачі тепла парогазової суміші в економайзерному пучку; 8Г-1Н - процес конденсації пара в газопаровій суміші і умовний процес замкнення циклу;					
	Підпис і дата									
					КР.142.6231м.03.01.ПЗ					Арк.
										23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		
						КР.142.6231м.03.02.ПЗ			
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
	Студент.	Жук Д.І.				Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Козловський А.В.						25	68
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАЗОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

2.1 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_n , температури перед турбіною T_3 і ступеня підвищення тиску в компресорі π_k [32].

Температура T_3 визначається з урахуванням проектованої величини терміну служби проектового двигуна, межі тривалої міцності матеріалу лопаток і ефекти-

Підпис і дата						КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
Інв. № дубл.							
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

вності системи охолодження лопаток. Тому початкова температура газу перед ТВТ прийнята рівною $T_3 = 1490 \text{ K}$.

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. 2.1. Результати розрахунку циклу ГТА приведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.1 – Список основних ідентифікаторів програми «GTA1CC»

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
					КР.142.6231м.03.02.ПЗ					27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Таблиця 2.2 — Оптимізація циклу ГТА з ТУК

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА КГТА

СТУДЕНТ: Групи 6231м Жук Д.І.

01.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА, IRT (1-ГАЗОТУРБИННОЕ; 2-ПРИРОДН.ГАЗ)	2
02.ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД, ТЗН, К	1490.0
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

		QKN	UE	NEYD	T4 KBT/ (КГ/С)	TPP K	T6 K	OGPP K	OGOХ	AL
Підпис і дата		8.0	0.4131	747.8	1007.9	700.0	391.3	0.3691	0.1035	1.54
		9.0	0.4291	745.3	987.1	700.0	394.4	0.3424	0.0933	1.60
		10.0	0.4431	736.0	966.2	700.0	397.7	0.3135	0.0896	1.68
		11.0	0.4551	725.6	947.5	700.0	401.2	0.2889	0.0864	1.75
		12.0	0.4662	719.3	931.4	700.0	404.7	0.2715	0.0796	1.80
		13.0	0.4750	707.8	915.7	700.0	408.1	0.2526	0.0772	1.87
		14.0	0.4828	696.1	901.2	700.0	411.6	0.2359	0.0750	1.93
		15.0	0.4895	684.3	887.8	700.0	415.1	0.2210	0.0729	1.99
		16.0	0.4955	672.6	875.3	700.0	418.5	0.2076	0.0710	2.05
		17.0	0.5007	661.0	863.6	700.0	421.9	0.1954	0.0692	2.11
		18.0	0.5053	649.5	852.6	700.0	425.3	0.1843	0.0674	2.17
		19.0	0.5094	638.2	842.2	700.0	428.7	0.1740	0.0658	2.22
		20.0	0.5136	629.4	832.6	700.0	432.1	0.1663	0.0622	2.27
		21.0	0.5166	618.2	823.2	700.0	435.4	0.1574	0.0609	2.33
Інв. № дубл.		22.0	0.5188	610.2	815.3	700.0	438.7	0.1528	0.0559	2.37
		23.0	0.5211	599.2	806.8	700.0	442.0	0.1449	0.0549	2.42
		24.0	0.5231	588.3	798.6	700.0	445.2	0.1374	0.0539	2.48
		25.0	0.5249	577.8	790.8	700.0	448.4	0.1305	0.0529	2.53
		26.0	0.5263	567.3	783.3	700.0	451.5	0.1239	0.0519	2.58
		27.0	0.5275	557.0	776.0	700.0	454.7	0.1176	0.0510	2.64
		28.0	0.5285	547.0	769.1	700.0	457.8	0.1118	0.0501	2.69
		29.0	0.5294	537.6	762.4	700.0	460.9	0.1065	0.0487	2.74
		30.0	0.5299	527.5	755.9	700.0	463.9	0.1011	0.0481	2.80
		31.0	0.5302	518.1	749.7	700.0	467.0	0.0959	0.0474	2.85
		32.0	0.5303	508.4	743.7	700.0	469.9	0.0909	0.0468	2.90
		33.0	0.5300	499.2	737.9	697.9	472.8	0.0864	0.0463	2.96
		34.0	0.5295	490.7	732.4	692.4	475.4	0.0823	0.0459	3.01
		Взам. інв. №		22.0	0.5188	610.2	815.3	700.0	438.7	0.1528
23.0	0.5211			599.2	806.8	700.0	442.0	0.1449	0.0549	2.42
24.0	0.5231			588.3	798.6	700.0	445.2	0.1374	0.0539	2.48
25.0	0.5249			577.8	790.8	700.0	448.4	0.1305	0.0529	2.53
Підпис і дата		26.0	0.5263	567.3	783.3	700.0	451.5	0.1239	0.0519	2.58
		27.0	0.5275	557.0	776.0	700.0	454.7	0.1176	0.0510	2.64
		28.0	0.5285	547.0	769.1	700.0	457.8	0.1118	0.0501	2.69
		29.0	0.5294	537.6	762.4	700.0	460.9	0.1065	0.0487	2.74
		30.0	0.5299	527.5	755.9	700.0	463.9	0.1011	0.0481	2.80
		31.0	0.5302	518.1	749.7	700.0	467.0	0.0959	0.0474	2.85
		32.0	0.5303	508.4	743.7	700.0	469.9	0.0909	0.0468	2.90
		33.0	0.5300	499.2	737.9	697.9	472.8	0.0864	0.0463	2.96
		34.0	0.5295	490.7	732.4	692.4	475.4	0.0823	0.0459	3.01
		Інв. № подл.								

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						28

Аналізуючи графік та виходячи з досвіду проектування приходимо до висновку, що оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску повітря в циклі ГТА $\pi_{\kappa} = 24$, та ККД $\eta_e = 0,5231$

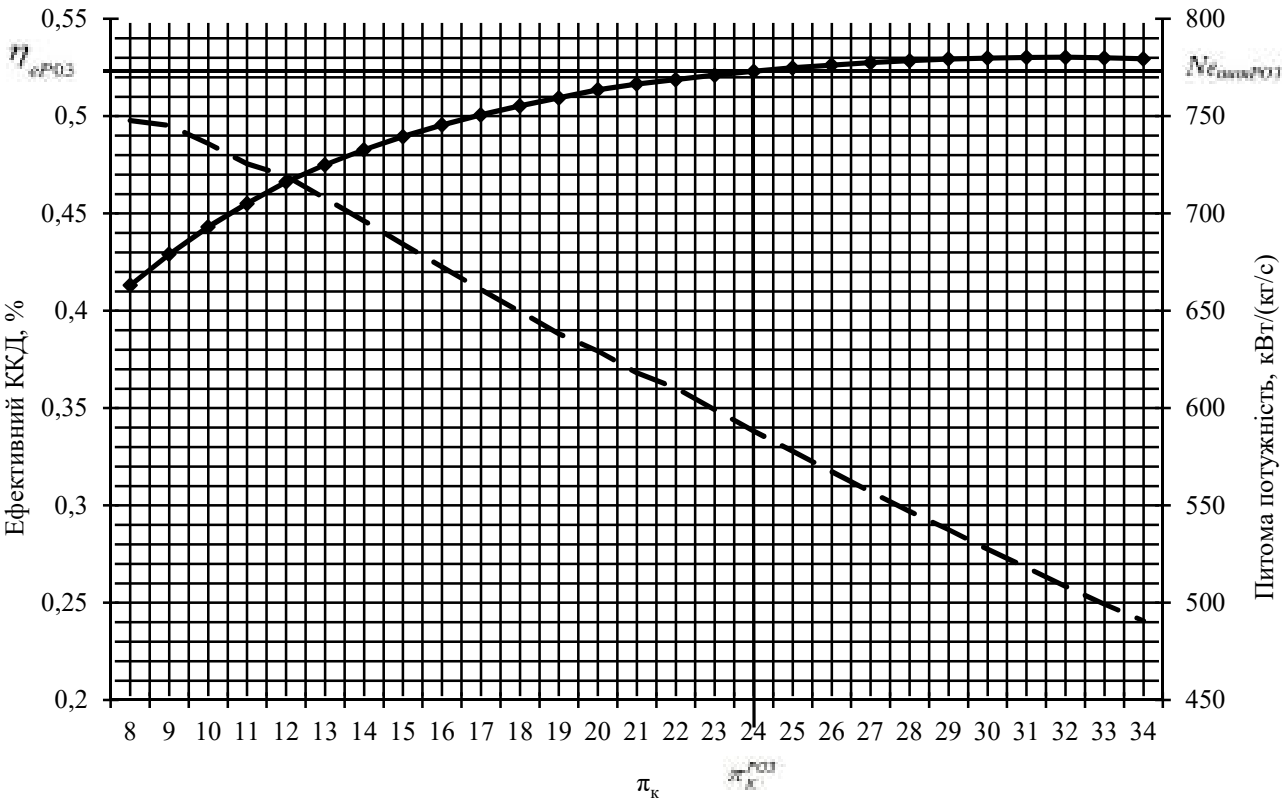


Рисунок 2.1 – Оптимізація розрахунків ГТА з ТУК для приводу нагнітача природного газу потужністю 25 МВт
 ---- Питома потужність; – Ефективний ККД

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 прийнятий ступень підвищення тиску $\pi_{\kappa p} = 24$.

					8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34	
Підпис і дата					π_{κ}	
Рисунок 2.1 – Оптимізація розрахунків ГТА з ТУК для приводу нагнітача природно-го газу потужністю 25 МВт ---- Питома потужність; – Ефективний ККД						
При зрушенні за графіком $\eta_e = f(\pi_{\kappa\Sigma})$ вліво спостерігається незначне знижен-ня ККД циклу. Різницю по ККД (втрати) можна оцінити. Вони не повинні переви-щувати 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 прийнятий ступень підвищен-ня тиску $\pi_{\kappa p} = 24$.						
					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					Арк. 29	

Для подальших розрахунків прийняті наступні показники:

- температура суміші перед ТВТ $T_3 = 1490 \text{ K}$;
- розрахункове значення загального ступеня підвищення тиску $\pi_{\kappa\Sigma} = 24$.

2.2 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. 2.3.

Таблиця 2.3 — 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

Інв. № дубл.	Підпис і дата				
Взам. інв. №					
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
КР.142.6231м.03.02.ПЗ					30

Продовж. табл. 2.3

Іден-тифі-катор	Найменування параметра	Розмірність
GT	Витрата газу в турбіні	кг/с
GTH	Годинна витрата палива	кг/год
KB	Показник ізоентропи для повітря	—
KN	Показник ізоентропи газу	—
OGOХ	Відносна витрата охолоджуючої пари	—
GW	Відносна секундна витрата палива на КЗ	—
P1	Тиск повітря на вході в компресор	МПа
P1KS	Тиск на вході в камеру згоряння	МПа
P2	Тиск повітря на виході з компресора	МПа
P2KS	Тиск на виході з камери згоряння	МПа
P3	Тиск газу перед турбіною	МПа
P4	Тиск газу на виході з турбіни	МПа
T1	Температура повітря на вході в компресор	К
T1KS	Температура повітря перед КС	К
T2	Температура повітря на виході з компресора	К
T2KS	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 2.4 - Детальный тепловой расчет схемы ГТА

ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СХЕМЫ КГТА
СТУДЕНТ: Групи 6231м Жук Д.І.

01.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА, IRT	2
02.ЧИСЛО КОМПРЕССОРОВ, IK	2
03.ЧИСЛО ТУРБИН, JT	3
04.ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД, T3N, К	1490.0
05.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, TN, К	288.0
06.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, TD, К	1090.0
07.МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА, TPRM, К	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

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						31

Продовж. табл. 2.4

13.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА,УАК	0.8950
14.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ,УАТ	0.9000
15.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,УКС	0.9900
16.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТВД,УМ1	0.9950
17.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТНД,УМ2	0.9950
18.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТВ,УМ3	0.9950
19.К.П.Д. ТВД,УТ1	0.8900
20.К.П.Д. ТНД,УТ2	0.9000
21.К.П.Д. ТВ,УТ3	0.9200
22.ПРИЗНАК РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,ХЕЕ	1.0000
23.РАСЧЕТНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,QKH	24.00
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,ALK2	0.9950
33.ЭТАЛОН.ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ.РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА,ОGE	0.0220
34.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ,NE,КВт	25000.
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,USNK	0.6000
38.К.П.Д. ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ,URNK	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
4.899	41.33	0.8698	288.0	477.0	189.0	0.0993	0.4863	1.012	1.397
4.899	41.12	0.8708	477.0	774.9	297.8	0.4839	2.3707	1.056	1.376

КАМЕРА СГОРАНИЯ

T1KS К	T2KS К	P1KS МПА	P2KS МПА	OGT	AL	GPKS КГ/С	GBKS КГ/С	GTH КГ/Ч
774.86	1490.00	2.3707	2.2758	0.02355	2.47	5.763	40.501	3434.0

ТУРБИНЫЙ БЛОК

QT	GT КГ/С	UT КГ/С	T3	T4 К	DTT К	ODP ГРАД.
2.063	47.183	0.8900	1490.00	1284.08	192.26	0.1208
1.599	48.948	0.9000	1284.08	1167.30	113.76	0.1505
6.215	49.547	0.9200	1167.30	800.46	366.95	0.1583
P3 МПА	P4 МПА	CPRH КДЖ/ (КГ*К)	KPH	BET	ZOX	OGOХ

КР.142.6231м.03.02.ПЗ

Арк.

32

Продовж. табл. 2.4

2.2758	1.1031	1.4209	1.2759	1.1474	4	0.0397
1.0975	0.6863	1.4185	1.2832	1.1844	2	0.0115
0.6828	0.1099	1.3819	1.2967	1.1989	1	0.0030

ПАРАМЕТРЫ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА

ДАВЛЕНИЕ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ УПГ, МПА	2.4694
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА, К	700.00
ПАРОПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ, КГ/С	5.7631
ТЕМПЕРАТУРА НАСЫЩЕННОГО ПАРА, К	497.33
ПАРОПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО НАСЫЩЕННОМУ ПАРУ, КГ/С	2.2413
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ, К	800.46
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ, МПА	0.1099
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ, КГ/С	50.04
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ ЗА ИП УПГ, К	517.33
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К	444.40
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, МПА	0.1066
СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМК. ГАЗОПАР. СМЕСИ В УПГ, КДЖ/ (КГ*К)	1.2441
МОЩНОСТЬ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА УПГ, КВТ	7.52
МОЩНОСТЬ ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ, КВТ	31.63

ПАРАМЕТРЫ ПАРОГАЗОВОГО КОНДЕНСАТОРА

РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, КГ/С	50.0440
КОЛИЧЕСТВО ГАЗА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, КГ/С	39.3440
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, КГ/С	10.7000
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, К	444.40
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, МПА	0.1066
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, КДЖ/КГ	2823.33
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК, К	40.5728
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК, КГ/С	1.2289
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)	1.0215
КОЛИЧЕСТВО КОНДЕНСАТА НА ВЫХОДЕ ПГК, КГ/С	9.7534
РАСХОД ЗАВОРТНОЙ ВОДЫ ЧЕРЕЗ ПГК, К	116.4075
МОЩНОСТЬ ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК, КВТ	19.43

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КГТА

УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ КГТА, КВТ/ (КГ/С)	592.82
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. КГТА	0.5234
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА КГТА, КГ/ (КВТ*Ч)	0.1374
ТЕМПЕРАТУРА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЗА КГТА, К	306.20
БАЛАНС ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КГТА, КГ/С	1.7491

Підпис і дата	Інв. № дубл.	ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, МПА	0.1066			
		ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК, КДЖ/КГ	2823.33			
		РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК, К	40.5728			
		КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК, КГ/С	1.2289			
		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)	1.0215			
		КОЛИЧЕСТВО КОНДЕНСАТА НА ВЫХОДЕ ПГК, КГ/С	9.7534			
		РАСХОД ЗАВОРТНОЙ ВОДЫ ЧЕРЕЗ ПГК, К	116.4075			
Вихідні параметри КГТА	Взам. інв. №	МОЩНОСТЬ ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК, КВТ	19.43			
Підпис і дата	Інв. № подл.	УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ КГТА, КВТ/ (КГ/С)	592.82			
		ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. КГТА	0.5234			
		УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА КГТА, КГ/ (КВТ*Ч)	0.1374			
		ТЕМПЕРАТУРА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЗА КГТА, К	306.20			
		БАЛАНС ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КГТА, КГ/С	1.7491			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.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 підбор оптимального варіанта стикування КНТ і КВТ, зі збереженням плавності лінії струму на середньому діаметрі, з метою одержання максимальних ККД компресорів і забезпечення нерозривності струму.

Розрахунок ведеться за стандартною методикою визначення габаритних розмірів ПГУ, запропонованою кафедрою «Турбін» НУК та [13], [32].

Таблиця 2.5 – Вихідні дані до габаритного розрахунку компресорів

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення	
			КНТ	КВТ
1. Міра підвищення тиску	π_k	—	4,899	4,899
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	41,33	41,12
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0	477,0
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	477,0	774,9
5. Дійсний підігрів повітря	ΔT_k	град.	189,0	297,8
6. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0993	0,4839
7. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	0,4863	2,3707
8. Показник адіабати процесу	k_b	—	1,3970	1,3760
9. Середня теплоємність повітря	c_{pB}	кДж/(кг·К)	1,0120	1,0560
10. Газова стала повітря	R_B	кДж/(кг·К)	0,287	

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

Таблиця 2.6 – 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	280	266
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	$\bar{C}_{a1} \cdot u_{n1}$	126	119,7
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1 , k_{pn1}	$\frac{c_{pn}}{c_{pn} - R_n}$	1,397	1,374
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора λ_{Ca1}	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,4060	0,3000
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{Ca1})$	$\lambda_{Ca1} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{Ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5970	0,4570
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{Ca1})}}$	0,2930	0,1010
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається [4] 0,4...0,65 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,5	0,76
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	0,7060	0,5520
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,3530	0,4200
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,5290	0,4860
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході l_{k1} , м	$\frac{(D_{31} - D_{B1})}{2}$	0,1760	0,0660
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв.	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	7579	9200
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.03.02.ПЗ	Арк.
						36

Продовж. табл. 2.6

15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається[4]	4540	7900
16. Межа тривалої міцності матеріалу лопатки $\sigma_{\text{к}}$, МПа	Приймається[4]	970	950
17. Напруга розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{к}}^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	95,47	84,44
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\frac{\sigma_{\text{к}}}{\sigma_{\text{к1}}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	10,16	11,25
19. Осьова швидкість на виході з компресора C_{a2} , м/с	$(0,9 \div 0,94)C_{a1}$	119,7	107,73
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2 , k_{e2}	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3740	1,3350
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,3000	0,2130
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{C_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,4570	0,3310
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a2}})}}$	0,101	0,037
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,7060	
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,6070	
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,6560	
	$D_{B2} = D_{B1}$		0,4200
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$		0,4720
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$		0,4460
25. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{к2}}$, м	$\frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0490	0,0260
26. Міра підвищення тиску в компресорі $\pi_{\text{к}}$	Приймається	4,899	4,899

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						37

Продовж. табл.2.6

27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{cm_k}	Приймається[4] 1.22...1.24 – для КНТ 1.15...1.17 – для КВТ	1,22	1,19
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 $F_{CK}, \text{м}^2$	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,1970	0,0690
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3C} = D_{32}$	0,7060	
	$D_{BC} = \sqrt{D_{3C}^2 - \frac{4F_{CK}}{\pi}}$	0,4970	
	$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$	0,6010	
	$D_{BC} = D_{B2}$		0,4200
	$D_{3C} = \sqrt{D_{BC}^2 - \frac{4F_{CK}}{\pi}}$		0,5140
	$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$		0,4670
31. Висота останньої лопатки компресора $l_{KC}, \text{м}$	$\frac{D_{3C} - D_{BC}}{2}$	0,1040	0,0470
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня ϑ_c	$\frac{D_{CC}}{l_{KC}}$	5,757	9,934
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{CTK}$	$0,087353 + 0,02604 \sqrt{c_1} + 0,00092 \sqrt{c_1} c_2 + 0,00004 \sqrt{c_1} c_3$	1,062	1,262
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{CTK}, \text{м}$	$l_{KC} \cdot \bar{L}_{CTK}$	0,111	0,059
38. Осьовий габарит проточної частини $L_K, \text{м}$	$L_{CTK} \cdot z_K$	0,887	0,534
39. Довжина лемніскати вхідного пристрою Лв.п., м	$0,22 \cdot D_{31}$	0,127	—
40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора Лп.к.к., м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,317	—
41. Довжина перехідника компресора Лп.к., м	$0,34 \cdot D_{32}$	0,247	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						38

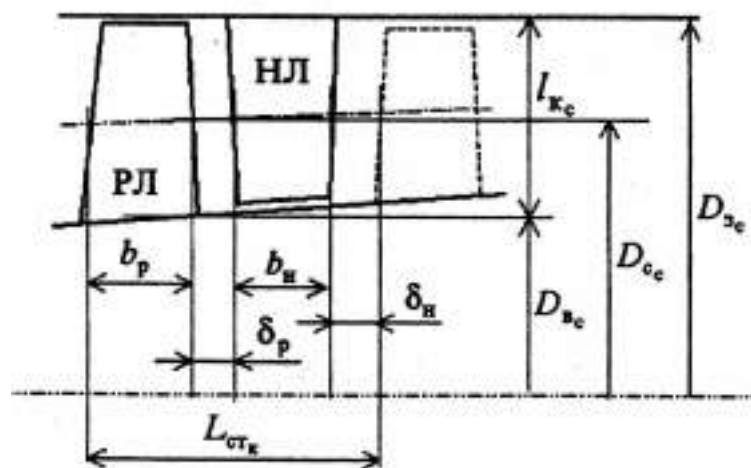


Рисунок 2.2 – Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьових компресорів

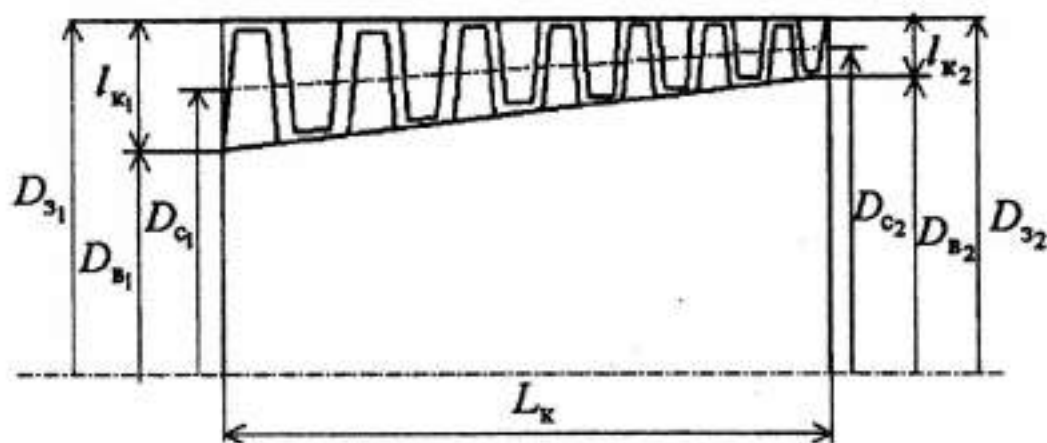


Рисунок 2.3 – Меридіанний переріз проточної частини компресорів ГТД

2.3.2 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 2.7 – Вихідні дані до габаритного розрахунку камери згоряння

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1.Тиск повітря на вході в КЗ	$P_{л\kappa\text{З}}$	Па	2370700
2.Годинна витрата палива	$G_{пг}$	кг/год	3434
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{п.диф.}$	кг/с	40,501
4.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{\kappa\text{З}}$	—	0,995
5.Теплотворна здатність газоподібного палива	H_u	кДж/кг	50032
6.Стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива	L_0	кг/кг	17,18

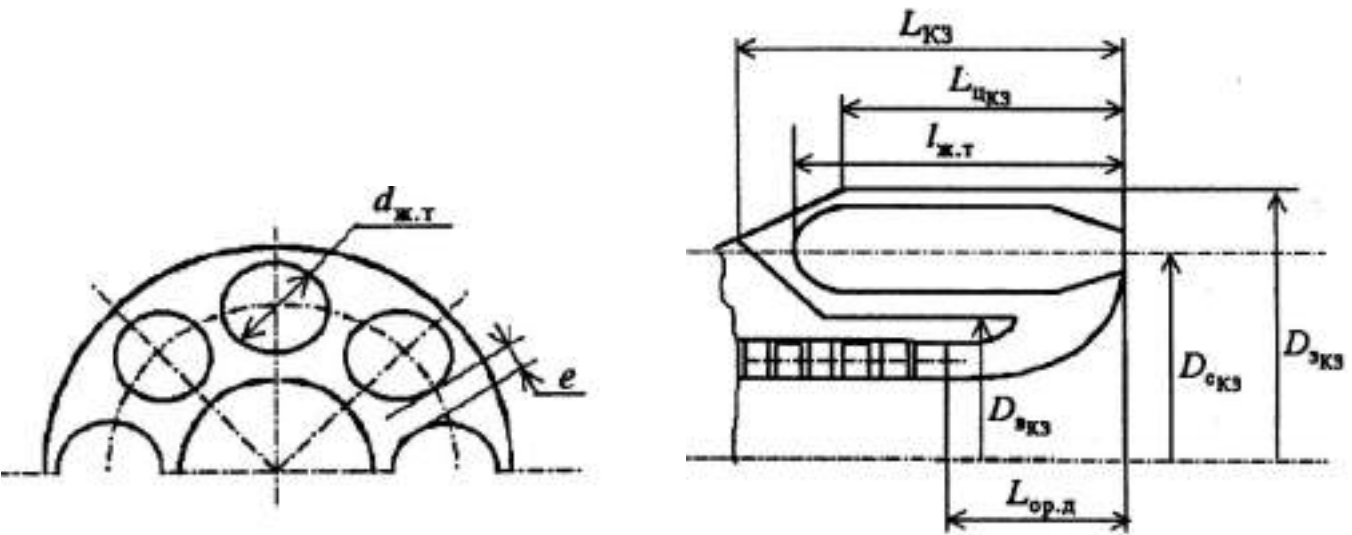


Рисунок 2.4 – Схема трубчато-кільцевої протитокової КЗ

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

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.8 – Розрахунок габаритних розмірів камери згоряння

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Теплонапруженість робочого об'єму КЗ Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[4] 500...1100	1100
2. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$\frac{G_{нал.год} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}}{Q_v \cdot p_1^{кз}}$	0,066
3. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[3]	16
4. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$\frac{V_{ж.т.}}{n_{ж.т.}}$	4,097·10 ⁻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	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,135
8. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,406
9. Встановлювальний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0.15 \cdot d_{ж.т.}$	0,027
10. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с.кз.}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,833
11. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.4)	1,4
12. Витрата первинного повітря через фронтіві пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал.год} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	22,943
13. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал.диф} - G_{п1}$	17,558
14. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз.ж.т.}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,230
15. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2.22 \cdot F_{кз.ж.т.}$	0,530
16. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з.кз.}$, м	$D_{с.кз.} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	1,036
17. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в.кз.}$, м	$D_{с.кз.} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	0,630
18. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0.36 \cdot D_{с2.квт}$	0,25
19. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1.15 \cdot l_{ж.т.}$	0,467
20. Довжина циліндричної частини $L_{цкз.}$, м	$l_{ж.т.} / 1,14$	0,356

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						41

2.3.3 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. 2.9. Розрахунок габаритних розмірів турбін представлений в табл. 2.10.

Таблиця 2.9 – 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	47,183	48,948	49,547
2. Відносна витрата охолоджуючого повітря	G_{ox}	кг/с	0,0397	0,0115	0.000
3. Температура газу на вході в турбіну	T_3	К	1490	1284	1167
4. Температура газу на виході з турбіни	T_4	К	1284	1167,3	800,46
5. Дійсний перепад температури	ΔT_T	град	192,26	113,76	366,95
6. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	2,2758	1,0975	0,6830
7. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	1,0310	0,6860	0,1100
8. Показник адіабати процесу	κ	–	1,254	1,255	1,263
9. Середня ізобарна теплоємність газу	c_{pg}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,4209	1,4185	1,3819
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.03.02.ПЗ	Арк.
						42

Таблиця 2.10 – Розрахунок габаритних розмірів осевих турбін ГТД

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Кількість ступенів турбіни z_T	$\text{Ціле} \frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	1	1	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	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{рп}} \cdot \Delta T_T}{\eta_T}$	$3,16 \cdot 10^5$	$1,85 \cdot 10^5$	$5,83 \cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається[4]	14	8	15
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається[4]	0,10	0,10	0,00
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,238	0,334	0,129
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	680,4	485,9	488,7
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3 , k_{e3}	$\frac{c_{p_e}}{c_{p_e} - R_T}$	1,254	1,255	1,263
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,985	0,757	0,798
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається[4]	14	16	15
12. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_e}{R_e} \left(\frac{2}{k_e + 1} \right)^{\frac{k_e+1}{k_e-1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,084	0,157	0,155
13. Середній діаметр на вхіді в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,833	0,833	1,000
14. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,032	0,060	0,049
15. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$(1 \dots 1,08) \cdot l_{c1}$	0,034	0,063	0,052

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						43

Продовж. табл.2.10

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
16. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня ν_T	$\frac{D_{c3}}{l_{p1}}$	26,849	13,219	19,25
17. Оптимальна характеристика ступеня $\nu_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,636	0,722	0,520
18. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв.	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	9200	7579	4700
19. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$\frac{(\pi \cdot D_{c3} \cdot n_T)}{60}$	401,3	330,6	246,1
20. Дійсна характеристика 1-го ступеня ν_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,590	0,680	0,504
21. Різниця в значеннях ν_d і $\nu_{\text{опт}}$	$\frac{\nu_{\text{опт}}}{\nu_d}$	1,079	1,061	1,033
22. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	0,865	0,893	1,049
23. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	0,801	0,773	0,951
24. Матеріал лопаток турбіни	Приймається[4]	ЧС88	ЧС88	ЭИ826
25. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними[4]	8100	8100	8300
26. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M3} , К	Приймається $T_{M3} = T_d$	1100	1100	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1,1}}{\nu_d} - 1 \right) - 70$			856.584
27. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3r}^{T_{M3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[4]	195	195	330
28. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{\text{міц3}}$	$\frac{\sigma_{3r}^{T_{M3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	2,727	2,137	9,274
29. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1.1 \dots 1.35) \cdot C_1 \cdot \sin(\alpha_{1,1})$	192,58	160,72	247,84
30. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4 , k_{24}	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_{\Gamma}}$	1,255	1,263	1,271

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						44

Продовж. табл. 2.10

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
31. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z+1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,300	0,262	0,488
32. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_z+1}{2} \left(1 - \frac{k_z-1}{k_z+1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z-1}}$	0,462	0,407	0,701
33. Кільцева площа на виході з турбіни $F_4, \text{м}^2$	$\frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z+1} \right)^{\frac{k_z+1}{k_z-1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,092	0,154	0,466
34. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{M4}, \text{К}$	Приймається $T_{M4} = T_D$	1110	1110	
	$1,07 \cdot T_4$			864,5
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 $k_{\text{міц}4}$	$\frac{\sigma_{4r}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	2,488	2,182	5,995
37. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = \text{const}$		$D_b = \text{const}$
	$D_{C4} = D_{C3}$	0,833	0,833	1,087
	$D_{B4} = D_{C4} - \frac{F_4}{\pi D_{C4}}$	0,798	0,774	0,951
	$D_{34} = D_{C4} + \frac{F_4}{\pi D_{C4}}$	0,868	0,892	1,224
38. Висота останньої лопатки турбіни $l_{T4}, \text{м}$	$\frac{D_{34} - D_{B4}}{2}$	0,035	0,059	0,137
39. Відносна висота лопатки останнього ступеня ν_{T4}	$\frac{D_{4c}}{l_{T4}}$	28,81	14,171	7,96
40. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = \text{const}$		
	$D_{CC} = D_{C3}$	0,833	0,833	0,951
	$D_{BC} = D_{CC} - \frac{F_{CT}}{\pi \cdot D_{CC}}$	0,800	0,774	1,14
	$D_{3C} = D_{CC} + \frac{F_{CT}}{\pi \cdot D_{CC}}$	0,867	0,892	1,045

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						45

Продовж.табл.2.10

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CT} , м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,083	0,114	0,309
42. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$\frac{D_{3c} - D_{Bc}}{2}$	0,033	0,059	0,095
43. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня L_{CTT} , м	$l_{Tc} \cdot \bar{L}_{CTT}$	0,1210	0,154	0,100
44. Осьовий габарит проточної частини L_T , м	$L_{CTT} \cdot z_T$	0,1100	0,154	0,402

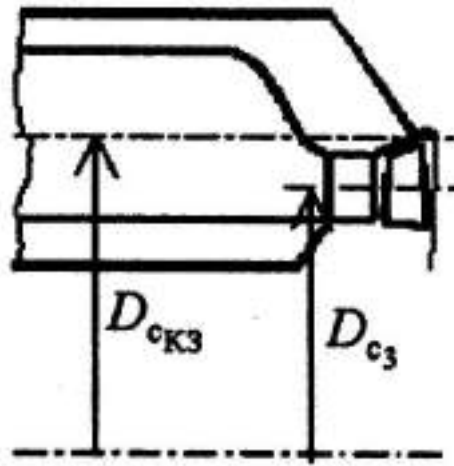


Рисунок 2.5 – Компонування ТВТ і КЗ ГТД ($D_{C3} > D_{CK3}$)

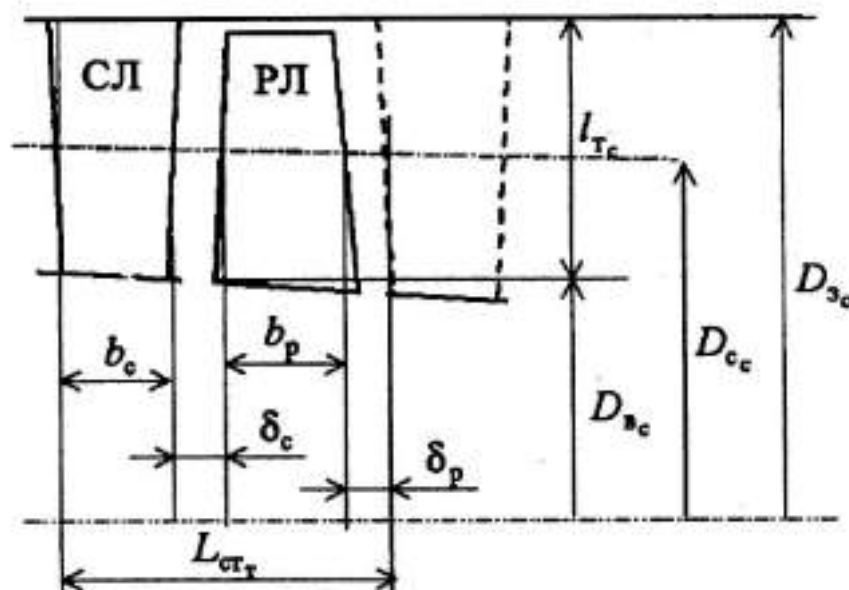


Рисунок 2.6 - «Середній» ступінь осьової турбіни

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

КР.142.6231м.03.02.ПЗ

Арк.

46

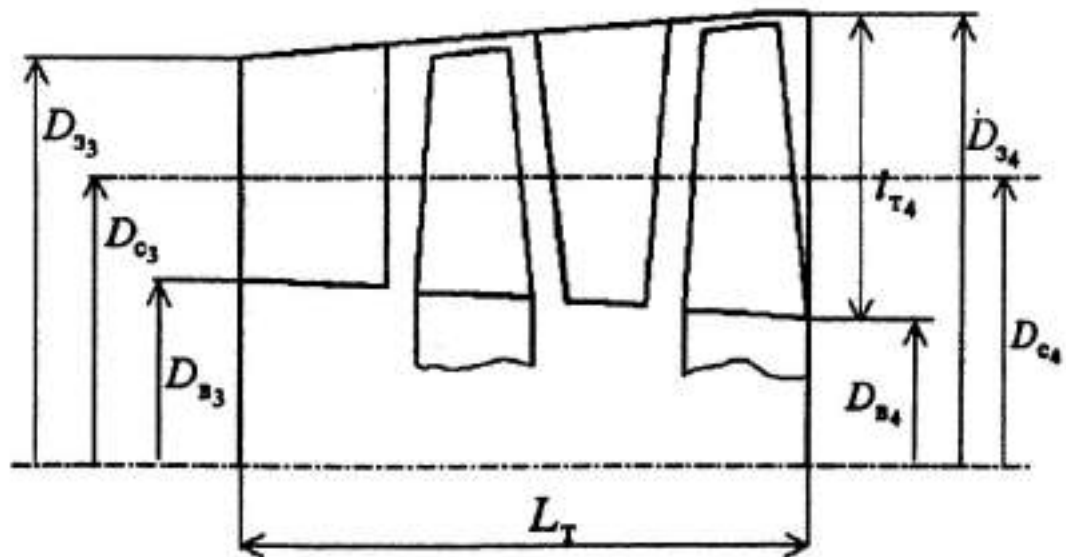


Рисунок 2.7 – Меридіанний переріз проточної частини турбіни

За результатами габаритно-компонувального розрахунку основних елементів газотурбінного двигуна будується ескіз його меридіанного перерізу рис. 2.8.

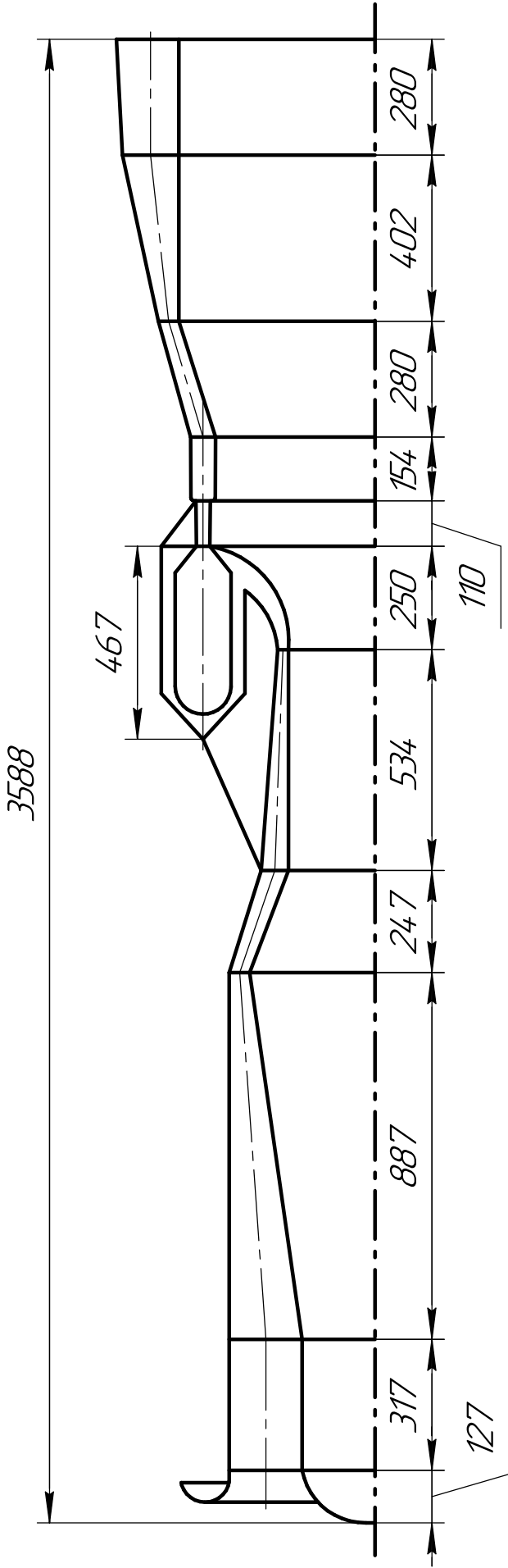
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.03.02.ПЗ

Арк.	47
------	----

КР.14.2.6231М.03.02.ПЗ



М 1:15

Рисунок 2.8 – Ескіз меридіанного перетину проточної частини ГТД

Інв. № подл.	Підп. у дата	Взам. инв. №	Инв. № дѣл	Підп. у дата
--------------	--------------	--------------	------------	--------------

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
КР.14.2.6231М.03.02.ПЗ				
Лист 48				

Копировал

Формат А4

2.3.4 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	2,4694
Температура перегрітої пари T_{III} , К	700,00
Паропроодуктивність УПГ по перегрітій парі G_{III} , кг/с	5,7631
Температура насиченої пари T_{HP} , К	497,33
Паропроодуктивність УПГ по насиченій парі G_{HP} , кг/с	2,2413
Температура газопарової суміші на вході в УПГ T_4 , К	800,46
Тиск газопарової суміші на вході в УПГ $P_{УПГ}^{ex}$, МПа	0,1099
Температура суміші за ВП УПГ $T_{ВП}$, К	517,33
Температура газопарової суміші на виході з УПГ T_6 , К	444,40
Тиск газопарової суміші на виході з УПГ $P_{УПГ}^{вих}$, МПа	0,1044
Середня теплоємність газопарової суміші на вході в УПГ C_{pII} , кДж/(кг·К)	1,2441
Потужність живильного насосу $N_{ЖН}$, кВт	7,52
Витрата газопарової суміші на вході в УПГ $G_{УПГ}$, кг/с	31,63
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_3 , м	0,022

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

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок утилізаційного парогенератора

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

$$Q_{пп} = 3600 \cdot G_{пп} \cdot (i_{пп} - i_{нп}) = 871600 \text{ кДж/год.}$$

де, $i_{пп} = f(T_{пп}, P_{кв}) = 3875,26 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія перегрітої пари;

$$i_{нп} = f(T_{нп}, P_{кв}) = 3455,15 \text{ кДж/кг} – \text{ентальпія насиченої пари.}$$

- для випарника

$$Q_{вп} = 3600 \cdot G_{упг} \cdot C_{рпг} \cdot (T_5 - T_{вп}) = 40080000 \text{ кДж/год}$$

$$\text{де, } T_5 = T_4 - \frac{Q_{пп}}{G_{упг} \cdot C_{рпг}} = 800,24 \text{ К.}$$

- для економайзера

$$Q_{ек} = 3600 \cdot G_{упг} \cdot C_{рпг} \cdot (T_{вп} - T_6) = 10330000 \text{ кДж/год.}$$

2. Середньологаріфмічний напір по трубних пучках, град

- для пароперегрівача

$$\Delta t_{пп} = \frac{(T_5 - T_{нп}) - (T_4 - T_{пп})}{\ln \frac{T_5 - T_{нп}}{T_4 - T_{пп}}} = 183,43 \text{ К,}$$

- для випарника

$$\Delta t_{вп} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{вп} - T_{нп})}{\ln \frac{T_5 - T_6}{T_{вп} - T_{нп}}} = 116,66 \text{ К,}$$

- для економайзера

$$\Delta t_{ек} = \frac{(T_6 - T_{1ек}) - (T_{вп} - T_в)}{\ln \frac{T_6 - T_{1ек}}{T_{вп} - T_в}} = 130,28 \text{ К,}$$

де $T_{1ек} = \frac{i_{1ек}}{4,187 \cdot (1,0002 + 0,006 \cdot P_{1ек})} + 273 = 379,48 \text{ К}$ – температура води на вході в еконо-

майзер;

$$P_{1ек} = P_{кв} / \nu_{ек} = 2,572 \text{ МПа;}$$

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

$$i_{1ек} = \frac{i_{пв}}{k_1} + \frac{k_1 - 1}{k_1} \cdot i_{ссп} = 452,8 \text{ кДж/кг} – \text{ентальпія води на вході в економайзер;}$$

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.03.02.ПЗ					Арк.
										50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

де, $i_{\text{сеп}} = f(T_{\text{нп}}, P_{\text{кв}}) = 945.8$ кДж/кг – ентальпія води в сепараторі;

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

$$i_{IB} = 157 \text{ кДж/кг} - \text{ентальпія живильної води на вході в економайзер};$$

3. Величина коефіцієнтів теплопередачі по пучках,

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

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

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

4. Площа тепло передаючої поверхні трубних пучків УПГ,

- для пароперегрівача

$$F_{III} = \frac{Q_{III}}{K_{III} \cdot \Delta t_{III}} = 163,85 \text{ m}^2;$$

- для випарника

$$F_{BII} = \frac{Q_{BII}}{K_{BII} \cdot \Delta t_{BII}} = 817,95 \text{ м}^2;$$

- для экономайзера

$$F_{EK} = \frac{Q_{EK}}{K_{EK} \cdot \Delta t_{EK}} = 214,34 \text{ m}^2.$$

5. Ширина трубного пучка,

$$B = \sqrt{\frac{G_{\text{упп}} \cdot S_p \cdot S_1}{\rho_{cp} \cdot W_{\Gamma} \cdot [S_p \cdot (S_1 - d_3) - \delta_p \cdot (D_p - d_3)]}} = 1,858 \text{ м, принимаю } B = 1,86,$$

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

$$\rho_{cp} = \frac{P_{cp}}{T_{cp} \cdot R_{III}} = 0,598 \text{ кг/м}^3 - \text{середня густина суміші};$$

$$P_{cp} = 0,5 \cdot (P_{yng}^{ex} + P_{yng}^{iux}) = 0,107 \text{ МПа} - \text{середній тиск суміші в УПГ};$$

$$T_{cp} = 0,5 \cdot (T_4 + T_6) = 622,43\text{K} - \text{середня температура суміші в УПГ};$$

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

де, $d_{\text{г}} = 0,1068$ – паровміст газопарової суміші.

6. Площа перерізу УПГ,

$$F_{VIII} = B^2 = 3,452 \text{M}^2$$

Підпис і дата		$F_{EK} = \frac{Q_{EK}}{K_{EK} \cdot \Delta t_{EK}} = 214,34 \text{ м}^2.$					
Інв. № дубл.		5. Ширина трубного пучка, $B = \sqrt{\frac{G_{УПГ} \cdot S_p \cdot S_1}{\rho_{cp} \cdot W_r \cdot [S_p \cdot (S_1 - d_3) - \delta_p \cdot (D_p - d_3)]}} = 1,858 \text{ м, приймаємо } B = 1,86,$					
Взам. інв. №		де, $W_r = 25 \text{ м/с}$ – середня швидкість газу в трубному пучку; $\rho_{cp} = \frac{P_{cp}}{T_{cp} \cdot R_{ПГ}} = 0,598 \text{ кг/м}^3$ – середня густина суміші; $P_{cp} = 0,5 \cdot (P_{УПГ}^{ex} + P_{УПГ}^{вих}) = 0,107 \text{ МПа}$ – середній тиск суміші в УПГ; $T_{cp} = 0,5 \cdot (T_4 + T_6) = 622,43\text{К}$ – середня температура суміші в УПГ; $R_{ПГ} = R_{II} \cdot d_{II} + R_I \cdot (1 - d_{II}) = 287,89 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – газова стала для паро газової суміші; де, $d_{II} = 0,1068$ – паровміст газопарової суміші.					
Підпис і дата		6. Площа перерізу УПГ, $F_{УПГ} = B^2 = 3,452\text{м}^2$					
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
							51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$Z_1 = \frac{G_{yIII} \cdot S_p}{\rho_{cp} \cdot W_r \cdot B \cdot [S_p(S_1 - d_3) - \delta_p \cdot (D_p - d_3)]} = 55,681 \approx 56$$
$$L = Z_1 \cdot S_1 + D_p = 3,49 \text{ M}$$
$$f_{mp} = \frac{\pi \cdot B}{S_p} \cdot [d_3 \cdot (S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_3^2)] + \delta_p \cdot D_p = 0,463 \text{ м}^2$$

- для пароперегрівача

$$Z_{III} = \frac{F_{III}}{f_{mp} \cdot Z_I} = 6,361 \approx 6;$$

$$Z_{BII} = \frac{F_{BII}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 31,753 \approx 32;$$
$$Z_{EK} = \frac{F_{EK}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 8,321 \approx 8.$$

- для пароперегрівача

$$H_{III} = Z_{III} \cdot S_2 + D_p = 0,216 \text{ м};$$

$$H_{BII} = Z_{BII} \cdot S_2 + D_p = 0,927 \text{ M};$$
$$H_{EK} = Z_{EK} \cdot S_2 + D_p = 0,271 \text{ M}$$
$$H = H_{III} + H_{BI} + H_{EK} = 1,414 \text{ М}$$
[illegible]

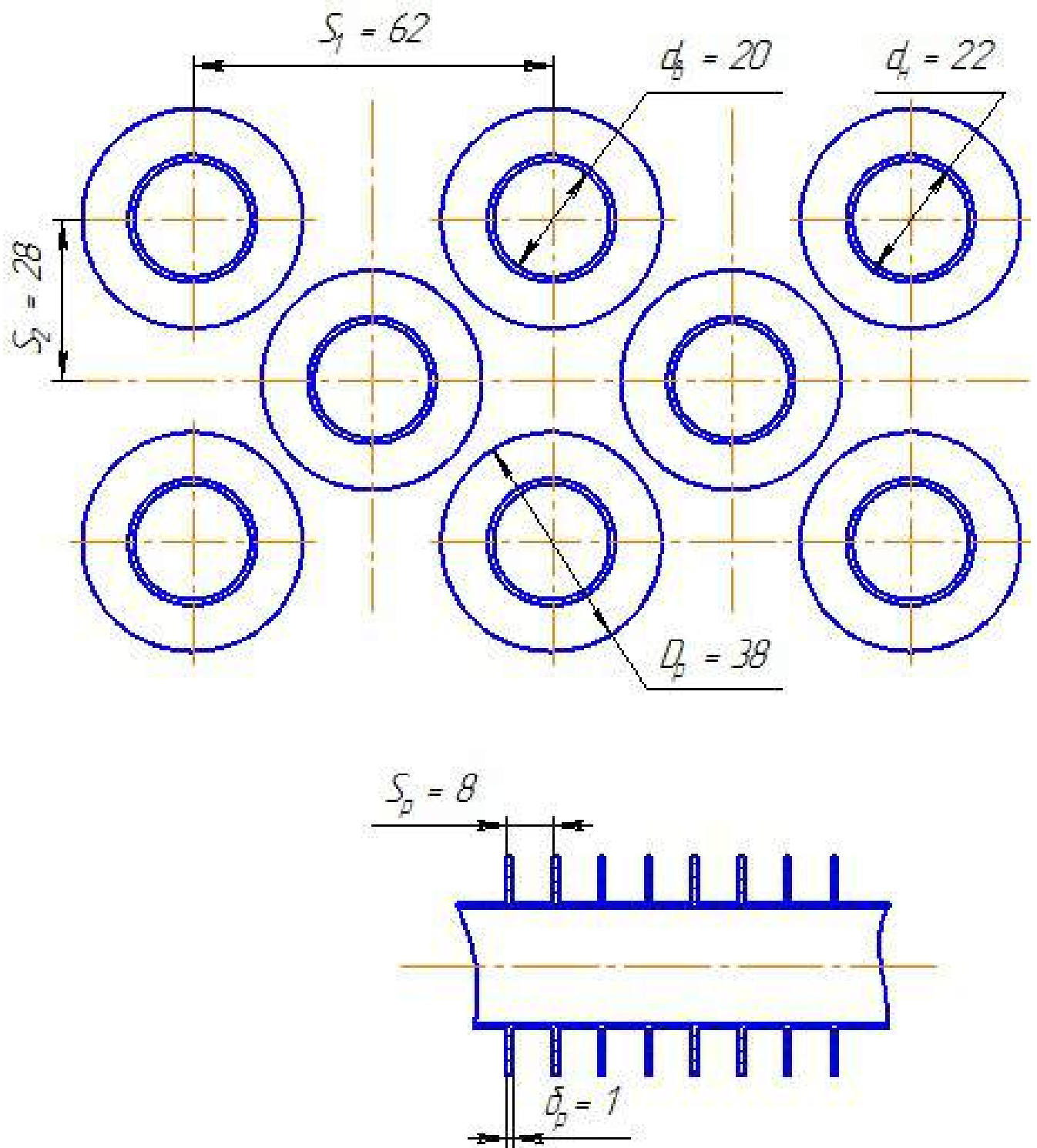


Рисунок 2.9 – Геометрія трубного пучка

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

2.3.5 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 kkrezt1.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. №					
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						54

Таблица 2.11 – Габаритный розрахунок контактного конденсатора

Результаты габаритного расчета контактного конденсатора
по программе GABRASTU
Группа 6231
СТУДЕНТ: Группы 6231м Жук Д.І.

Наименование показателя, размерность Величина

Исходные данные

Мощность ГТД, МВт 25.00
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 451.82
Температура циркуляционной воды на входе в КК, °С 313.00
Давление газопаровой смеси на входе в КК (МПа) 1.05
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

На рис. 2.10 представлен эскиз парового конденсатора.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.							Арк.	
															55	
										Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	

КР.14.2.6231М.03.02.ПЗ

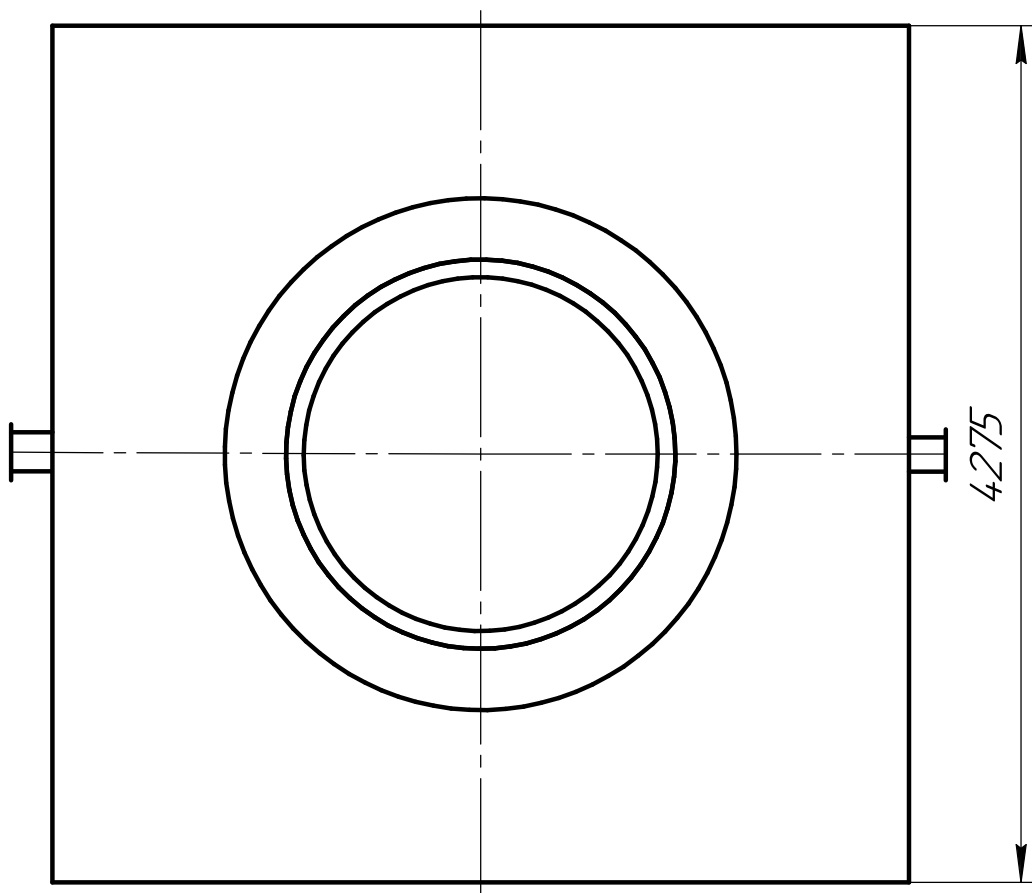
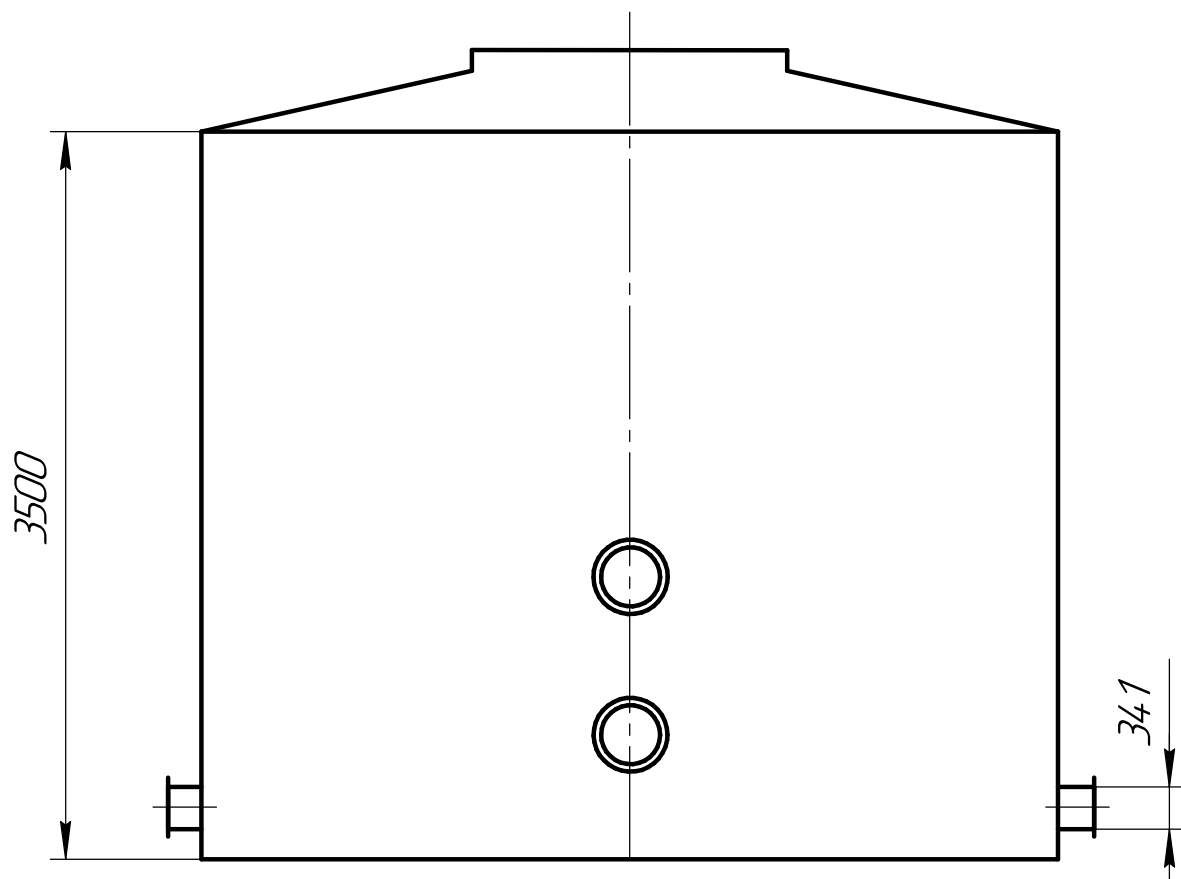


Рисунок 2.10 – Габаритный эскиз контактного ПГК

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

КР.14.2.6231М.03.02.ПЗ

Лист
56

Формат А4

зрахунками 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 Ващиленко 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 2.12 — 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)
D1I	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

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						58

Продовж. табл. 2.12

1	2	3
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 решіток	—
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. 2.13.

Таблиця 2.13 — Розшифровка ідентифікаторів результатів розрахунку

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
1	2	3
A1	Кут виходу потоку із соплових решіток	град
A2	Кут виходу потоку зі ступеня у відносному русі	град
AUI	Кут установки соплових лопаток в решітках	град
B1	Кут виходу потоку на робочі лопатки у відносному русі	град
B2	Кут виходу потоку газу з робочих решіток	град
BCI	Осьова ширина соплових решіток	м

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						59

Продовж табл. 2.13

1	2	3
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
U1	Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами	м/с
U2	Окружна швидкість на середньому діаметрі за робочими решітками	м/с

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						60

Продовж. табл. 2.13

1	2	3
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.

2.4.1 Термодинамічний розрахунок ТВТ

Таблица 2.14 - Термодинамічний розрахунок ТВТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

СТУДЕНТ: Групи 6231м Жук Д.І.

Расчет ТВТ ГТА N=25000 кВт

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

кг/с об/мин м

1 1 1 47.180 9200.0 0.8330

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

МПа К МПа К К

2.2750 1490.0 1.0310 1284.1 490.5 0.890

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

КДж/кг/К КДж/кг/К град град град град

1.4209 0.288 90.00 14.00 7.00 7.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

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

A(Z) 1.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00

PFI(Z) 0.970 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

PCI(Z) 0.980 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

TC(Z) 0.850 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

ROK(Z) 0.156 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

DR(Z) 0.004 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

TDC(Z) 1090.0 0.000 0.000 0.000 0.000 0.0

TDP(Z) 1090.0 0.000 0.000 0.000 0.000 0.0

GEC(Z) 0.020 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

GER(Z) 0.020 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ 313.79

2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ 326.96

3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ 12457.44

4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ 0.9074

5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН 9202.4

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

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

T0, К 1490.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

P0, МПа 2.2750 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000

T1, К 1284.8 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

P1, МПа 1.2145 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000

T2, К 1243.2 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.03.02.ПЗ	

Продовж. табл. 2.14

P2, МПа	0.9944	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1252.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	1.0310	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, кДж/кг	326.96	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.9983	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.6272	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.6272	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	1.97	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	1.84	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.2265	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	676.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	36.22	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W1, М/С	276.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1, М/С	432.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2, ГРАД	20.06	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2, М/С	469.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2, ГРАД	87.07	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2, М/С	161.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2, М/С	432.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0, М	0.8980	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1, М	0.8980	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1, М	0.0220	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI, М	0.0314	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI, М	0.0094	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	0.0303	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI, М	0.0186	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI, М	0.0378	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2, М	0.8980	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI, М	0.0075	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI, ГРАД	66.43	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI, М	0.0150	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	93	0	0	0	0	0
ZP	188	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8474	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8396	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI, КВТ	12457.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

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

2.4.2 Термодинамічний розрахунок ТНТ

Таблица 2.15 - Термодинамічний розрахунок ТНТ

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

СТУДЕНТ: Группы 6231м Жук Д.І.

Расчет TNT ГТА N=25000 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
1.0975 1284.1 0.6863 1167.3 490.5 0.900

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

КДж/кг/К КДж/кг/К град град град град
1.4185 0.288 90.00 16.00 7.00 7.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

.....	1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст
A (Z)	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
PFI (Z)	0.970	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
PCI (Z)	0.980	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
TC (Z)	0.850	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
ROK (Z)	0.156	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
DR (Z)	0.004	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
TDC (Z)	1090.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.0
TDP (Z)	1090.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.0
GEC (Z)	0.020	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
GER (Z)	0.020	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ	165.60
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ	173.43
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ	6992.02
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.8968
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН	7581.2

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....	1ст.....	2ст.....	3ст.....	4ст.....	5ст.....	6ст.
T0, К	1284.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P0, МПа	1.0975	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T1, К	1189.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P1, МПа	0.7816	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T2, К	1158.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P2, МПа	0.6705	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T23, К	1164.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
P23, МПа	0.6863	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, КДж/кг	173.43	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
LAMC1	0.7448	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVD	0.6870	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
HVOP	0.6870	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
GOXC, кг/с	0.87	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
GOXP, кг/с	0.73	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.3004	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	473.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B1, ГРАД	45.77	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

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

						Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ	

Продовж. табл. 2.15

W1,М/С	182.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U1,М/С	328.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
B2,ГРАД	19.88	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
W2,М/С	364.7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A2,ГРАД	83.25	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C2,М/С	124.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
U2,М/С	328.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,М	0.8330	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC1,М	0.8330	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BC1,М	0.0453	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LCI,М	0.0647	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SCI,М	0.0194	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	0.0619	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BPI,М	0.0367	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
LPI,М	0.0776	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
DC2,М	0.8270	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
SPI,М	0.0155	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
BUI,ГРАД	60.45	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
TRI,М	0.0325	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ZC	42	0	0	0	0	0
ZP	80	0	0	0	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8772	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
EI	0.8688	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
NI,КВТ	6991.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ			Арк.	
								64	

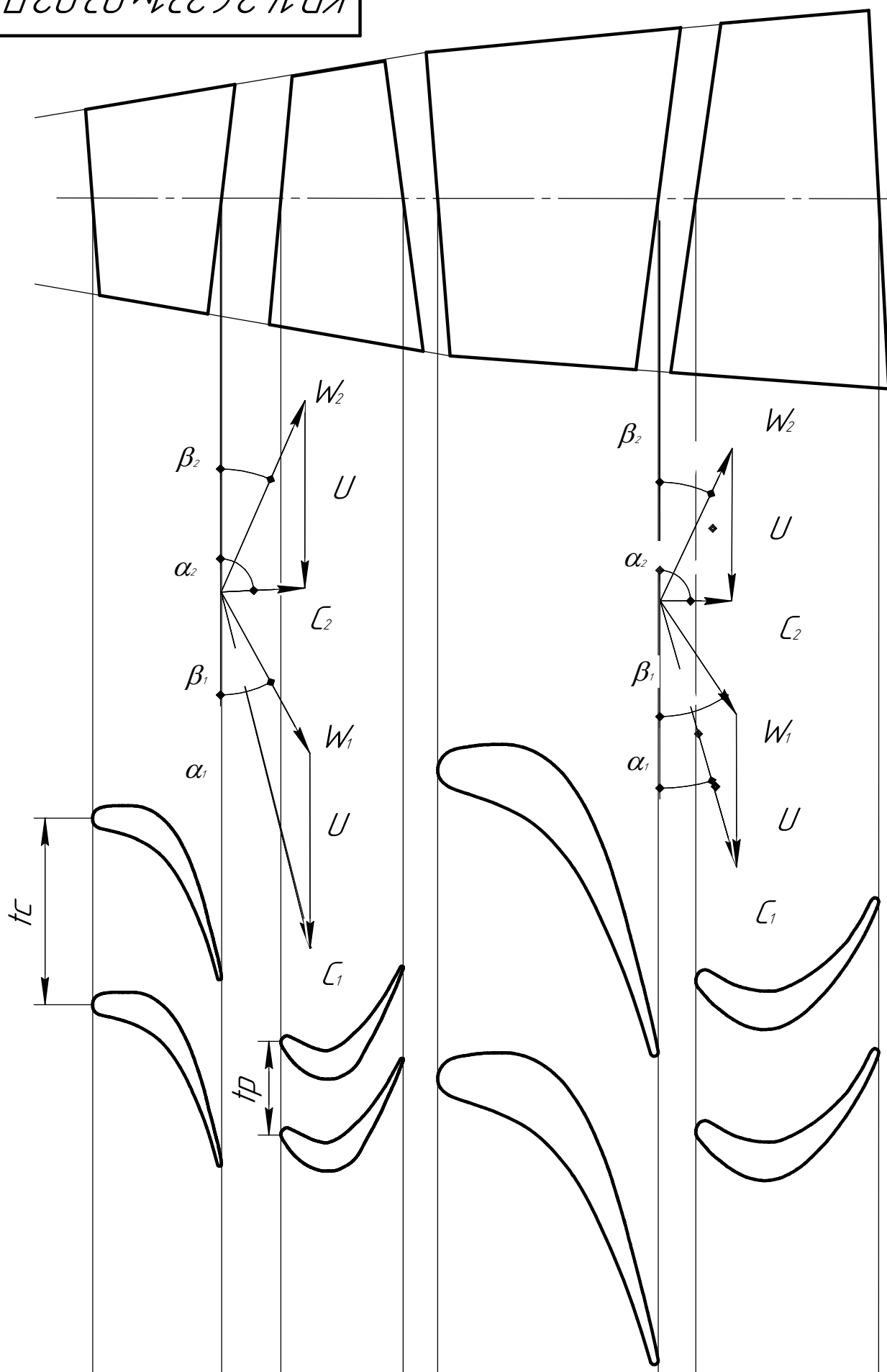


Рисунок 2.11 – Ескіз проточної частини ТВТ та ТНТ

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.02.ПЗ.

Лист
65

2.4.3 Термодинамічний розрахунок силової ТН

Таблица 2.16 - Термодинамічний розрахунок ТН

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

СТУДЕНТ: Групи 6231м Жук Д.І.

Расчет ТН ГТА N=25000 кВт

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

4 1 1 кг/с об/мин м
.....P03.....T03.....P23.....T23.....TBV.....UM

МПа К МПа К К
0.6828 1167.3 0.1099 800.5 490.5 0.920

.....CP.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAR
КДж/кг/К КДж/кг/К град град град град

1.3819 0.288 90.00 15.00 0.00 15.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

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

A(Z) 1.00 1.00 1.00 1.00 0.00 0.00

PFI(Z) 0.970 0.970 0.970 0.970 0.000 0.000

PCI(Z) 0.980 0.980 0.980 0.980 0.000 0.000

TC(Z) 0.850 0.850 0.850 0.850 0.000 0.000

ROK(Z) 0.156 0.234 0.234 0.234 0.000 0.000

DR(Z) 0.004 0.004 0.003 0.003 0.000 0.000

TDC(Z) 1090.0 1090.0 1090.0 1090.0 0.0 0.0

TDP(Z) 1090.0 1090.0 1090.0 1090.0 0.0 0.0

GEC(Z) 0.020 0.020 0.020 0.020 0.000 0.000

GER(Z) 0.020 0.020 0.020 0.020 0.000 0.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ, КДЖ/КГ 510.72

2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД, КДЖ/КГ 525.42

3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ, КВТ 25021.28

4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ 0.8909

5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, ОБ/МИН 4701.2

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

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

T0, К 1167.3 1080.4 996.8 914.4 0.0 0.0

P0, МПа 0.6828 0.4616 0.2986 0.1846 0.0000 0.0000

T1, К 1096.4 1025.8 946.0 862.5 0.0 0.0

P1, МПа 0.5119 0.3542 0.2286 0.1369 0.0000 0.0000

T2, К 1076.8 991.4 907.6 816.1 0.0 0.0

P2, МПа 0.4542 0.2910 0.1781 0.1030 0.0000 0.0000

T23, К 1080.4 996.8 914.4 827.2 0.0 0.0

P23, МПа 0.4616 0.2986 0.1846 0.1099 0.0000 0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ, РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

HAD, КДж/кг 131.36 131.36 131.36 144.63 0.00 0.00

LAMC1 0.6866 0.6591 0.6620 0.6989 0.0000 0.0000

HVD 0.6747 0.7307 0.7573 0.7490 0.0000 0.0000

HVOP 0.6747 0.7820 0.8341 0.8815 0.0000 0.0000

GOXC, кг/с 0.49 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00

GOXP, кг/с 0.13 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00

ROM 0.2842 0.3896 0.4317 0.4724 0.0000 0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1, ГРАД 15.00 17.31 18.56 21.55 0.00 0.00

C1, М/С 418.7 388.4 374.8 378.9 0.0 0.0

B1, ГРАД 41.94 53.02 59.08 63.75 0.00 0.00

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

					КР.142.6231м.03.02.ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.16

W1,М/С	162.2	144.7	139.1	155.2	0.0	0.0
U1,М/С	283.8	283.8	283.8	283.8	0.0	0.0
B2,ГРАД	18.60	19.53	21.12	23.61	0.00	0.00
W2,М/С	311.5	344.1	357.1	392.9	0.0	0.0
A2,ГРАД	83.45	70.61	69.04	64.17	0.00	0.00
C2,М/С	100.0	121.9	137.8	174.9	0.0	0.0
U2,М/С	283.8	283.8	283.8	283.8	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,М	1.1530	1.1530	1.1530	1.1530	0.0000	0.0000
DC1,М	1.1530	1.1530	1.1530	1.1530	0.0000	0.0000
BC1,М	0.0546	0.0569	0.0656	0.0721	0.0000	0.0000
LCI,М	0.0780	0.1000	0.1383	0.1805	0.0000	0.0000
SCI,М	0.0234	0.0258	0.0265	0.0251	0.0000	0.0000
AUI,ГРАД	46.28	40.51	46.59	47.84	0.00	0.00
TCI,М	0.0647	0.0739	0.0771	0.0823	0.0000	0.0000
BPI,М	0.0473	0.0530	0.0583	0.0616	0.0000	0.0000
LPI,М	0.0942	0.1180	0.1579	0.2005	0.0000	0.0000
DC2,М	1.1530	1.1530	1.1530	1.1530	0.0000	0.0000
SPI,М	0.0187	0.0206	0.0212	0.0200	0.0000	0.0000
BUI,ГРАД	61.77	56.15	53.84	52.74	0.00	0.00
TRI,М	0.0412	0.0483	0.0557	0.0614	0.0000	0.0000
ZC	56	49	47	44	0	0
ZP	88	75	65	59	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8963	0.8887	0.8741	0.8411	0.0000	0.0000
EI	0.8879	0.8796	0.8669	0.8338	0.0000	0.0000
NI,КВТ	6482.0	6266.1	6054.9	6197.0	0.0	0.0

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.02.ПЗ					Арк.
										67

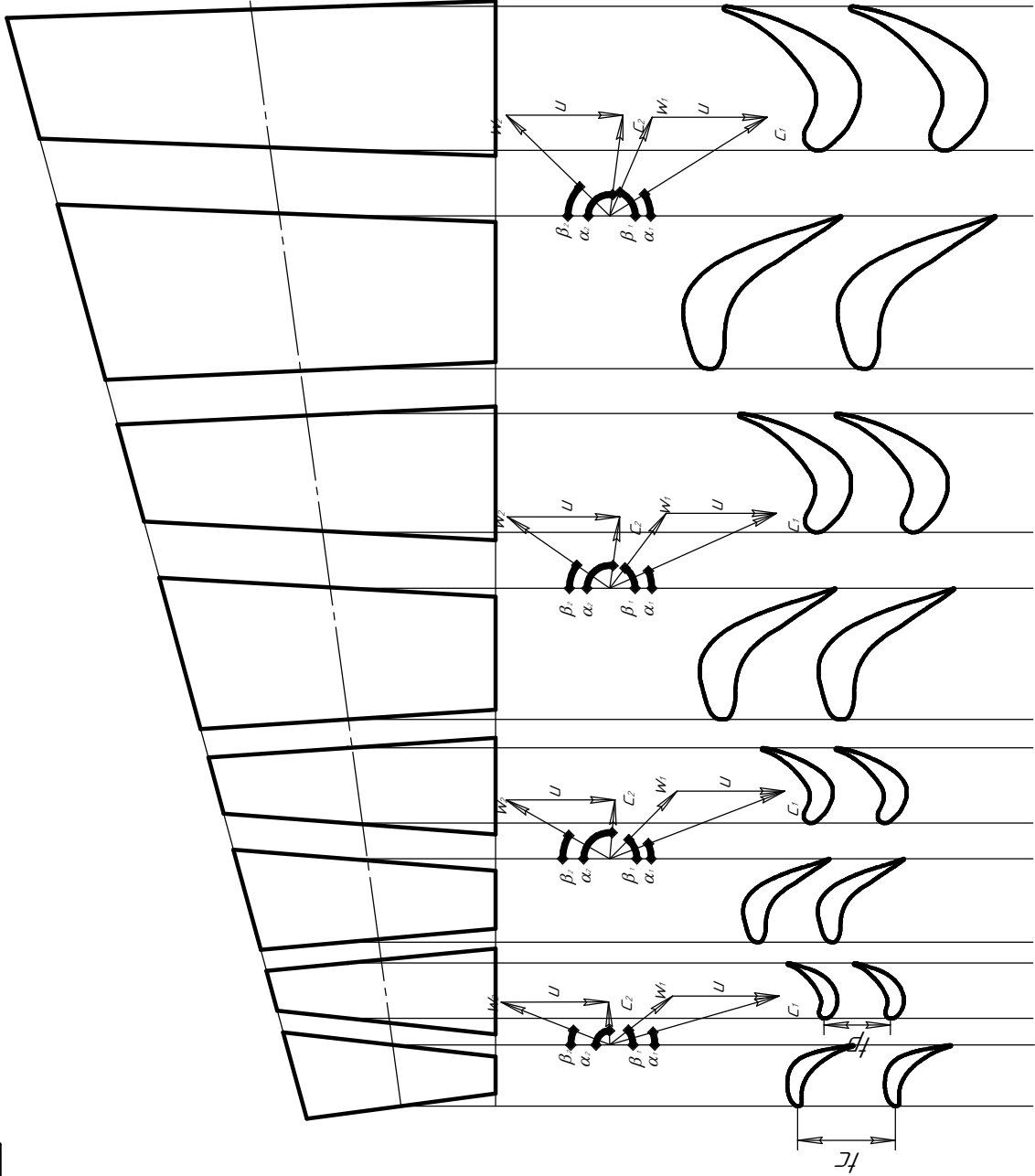


Рисунок 2.12 – Ескіз проточної частини ТН

[illegible]

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ І КОНСТРУЮВАННЯ

3.1 Опис і робота складових частин КГТА

3.1.1 Комплексний повітроочисний пристрій

Комплексний повітроочисний пристрій (рис. 3.1) (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		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 сти-снене 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 філь-трів 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.03.03.ПЗ					Арк.
											70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

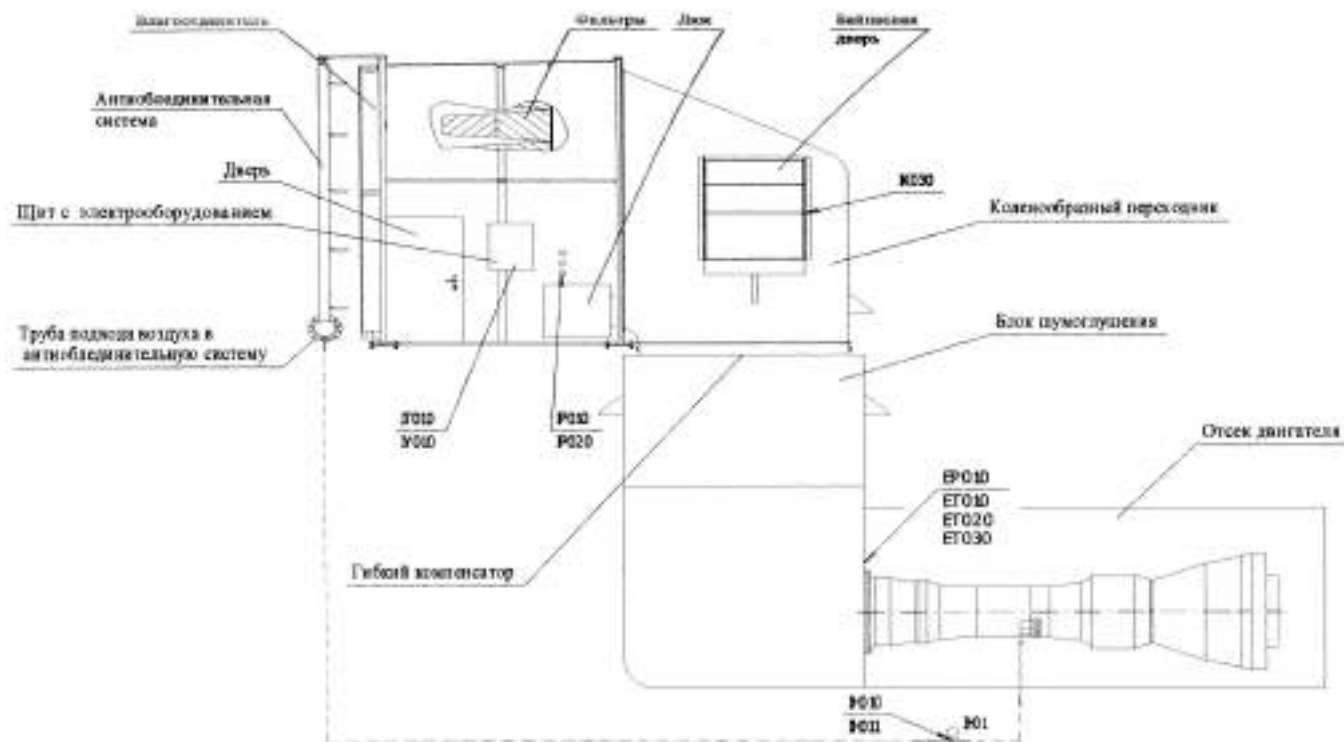


Рисунок 3.1 – Комплексный повітроочисний пристрій

RO20 - сигналізатор перепаду тиску повітря на фільтрі КПОП; IPOYU - датчик перепаду тиску повітря на фільтрі КПОП; ITO10 - датчик температура повітря на вході у КПОП; IKOZO - кінцеві вимикачі; байпаси КПОП- відкриті; IYO10 - датчик вологості повітря на вході; IHO10 - кінцевий вимикач; клапан подачі гарячого повітря на обігрів КПОП- відкритий; IHO11 - кінцевий вимикач; клапан подачі гарячого повітря на обігрів КПОП- закритий; EPO10 - датчик перепаду тисків між входом ГТД і атмосферою; ETO 10, ETO20, ETO30 - температура повітря на вході у двигун; IHO1- 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					Арк.
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і 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:						
					КР.142.6231м.03.03.ПЗ	
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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;

3.1.2 Блок двигуна. Устаткування

Блок двигуна (рис. 3.2) 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.03.03.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.

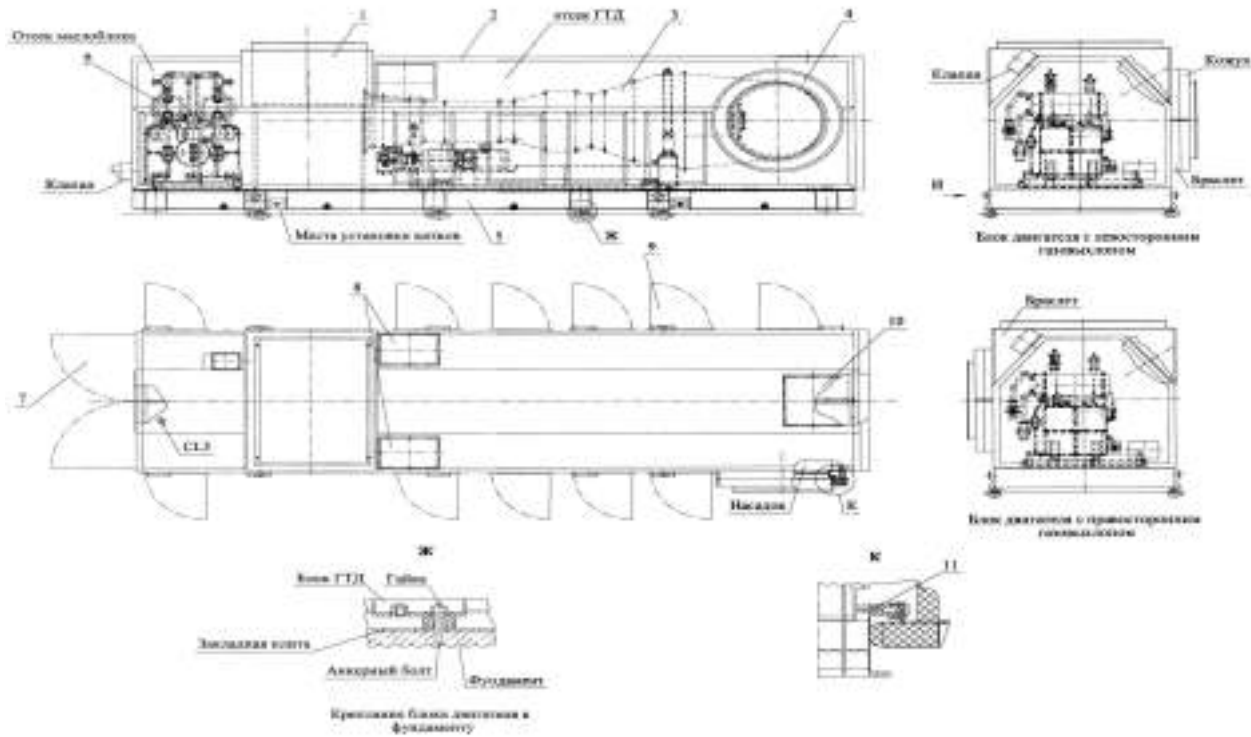


Рисунок 3.2 – Блок двигуна

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.

3.1.3 Двигун на рамі. Пристрій і робота двигуна

Двигун газотурбінний конвертований судновий, призначений для привода нагнітачу газу.(рис. 3.3).

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	3.1.3 Двигун на рамі. Пристрій і робота двигуна Двигун газотурбінний конвертований судновий, призначений для привода нагнітачу газу.(рис. 3.3). 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.				
					КР.142.6231м.03.03.ПЗ Арк. 74				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

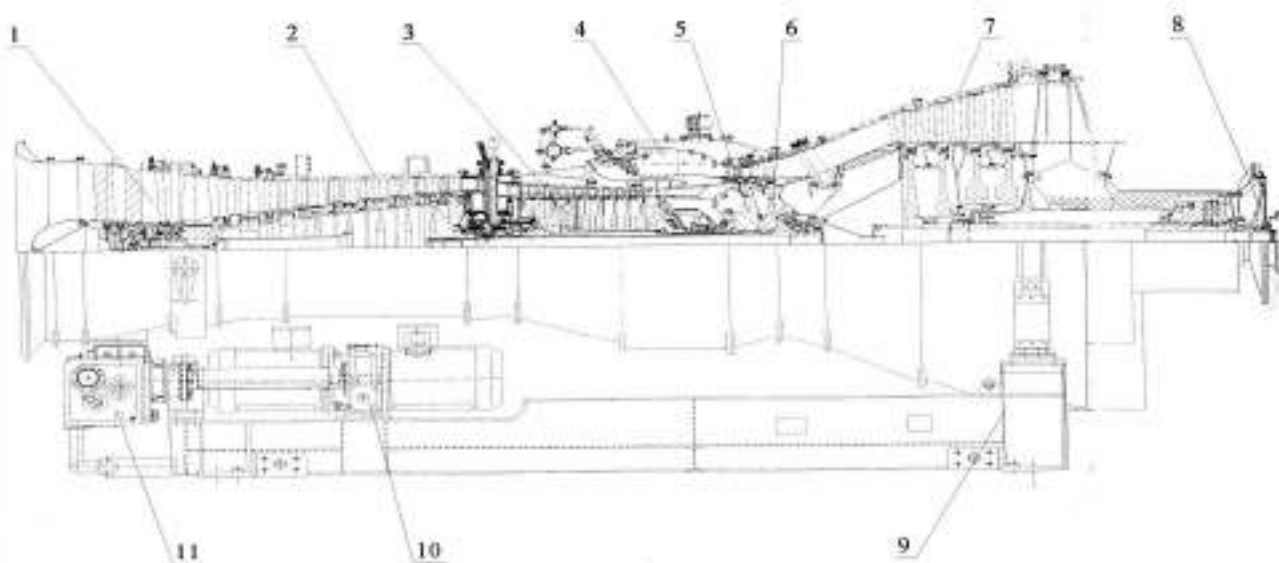


Рисунок 3.3 – Двигун на рамі

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.03.03.ПЗ				Арк.
									75

Підпис і дата		КНТ – складається із пристрою вхідного 1, корпусу 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, корпусу 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.					
Інв. № дубл.							
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
							76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

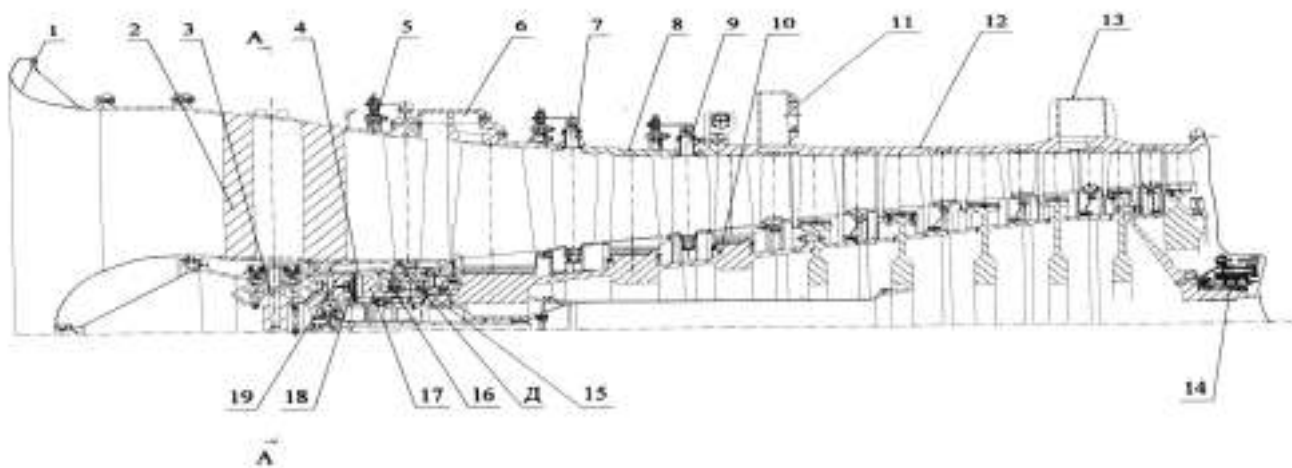


Рисунок 3.4 – Компресор низького тиску

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 корпусу 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	компресор і складається із зовнішніх, внутрішніх обтічників і проставки. Кільцевий канал, утворений обтічниками, є початком проточної частини двигуна.				
Інв. № дубл.	А) Корпус передній 2 призначений для розміщення поворотного вхідного напрямного апарата 5, опори передньої КНТ і привода 3.				
Взам. інв. №	Корпус передній складається з конічної зовнішньої стінки й внутрішньої конічної стінки, жорстко з'єднаних між собою профільованими порожніми стійками.				
Підпис і дата	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.				
Інв. № подл.	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				
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.03.03.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. 3.4) 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. № дубл.																									
	Зм.					Арк.																									
Зм.					Арк.					№ докум.					Підпис					Дата					КР.142.6231м.03.03.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. 3.4) 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,

Підпис і дата																				
Інв. № дубл.																				
Взам. інв. №																				
Підпис і дата																				
Інв. № подл.																				
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td></tr></table>															Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк. 79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Компресор високого тиску (рис. 3.5) – дев’ятиступеневий, складається з перехідника 1, корпусу КВТ 2, корпусу силового 3, апарата спрямляючого 4, корпусу заднього 5, ротора ТКВТ 6. А) Перехідник призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску. У перехіднику розміщені корпус задньої опори КНТ із роликовим підшипником, корпус передньої опори КВТ із кульковим підшипником, апарат напрямний на вхіді у КВТ, два датчики частоти обертання, апарат спрямляючий на виході із КНТ. Перехідник складається із зовнішньої й внутрішньої стінок, з'єднаних між собою рядом лопаток спрямляючого апарата. До внутрішньої стінки перехідника кріпиться корпус силовий, внутрішня порожнина якого - масляна порожнина.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						80

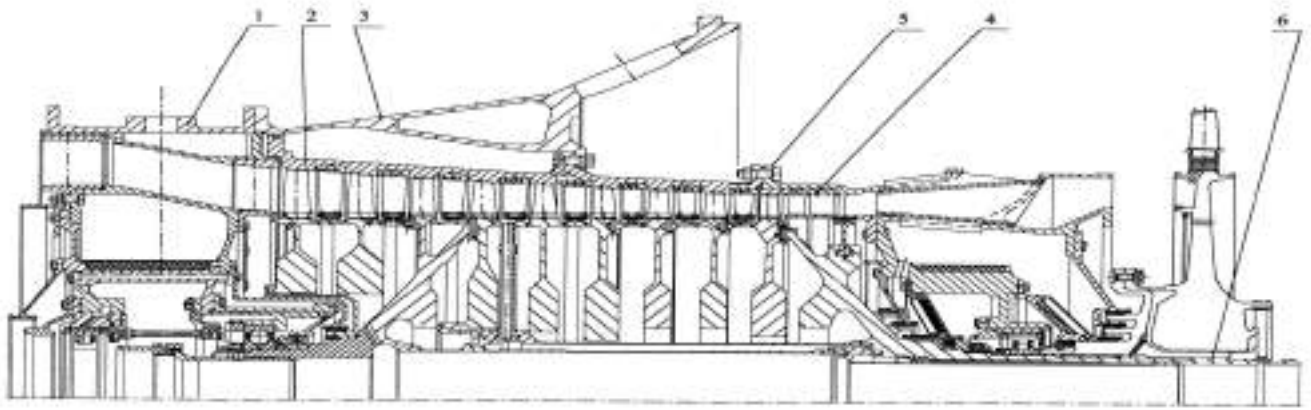


Рисунок 3.5 – Компресор високого тиску

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 переходника лабіринтовою кришкою, стінкою силового корпуса 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 корпуса 3(рис. 3.5), кріпиться корпус передньої опори КВТ. Для забезпечення радіальної піддатливості зовнішня частина корпуса виконана у вигляді обідю типу «біляче колесо». Передача коливань від передньої цапфи ротора демпфі-

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

					КР.142.6231м.03.03.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.																								
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td rowspan="3">КР.142.6231м.03.03.ПЗ</td><td>Арк.</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td>82</td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td><td></td></tr></table>											КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.						82	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					КР.142.6231м.03.03.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 трубі підведення масла, стійку підведення масла й трубку перекидання масла. Для компенсації температурних розширень у конструкції труби передбачений сильфон, закріплений одним кінцем на трубі, 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.03.03.ПЗ				Арк.
									83

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

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.					
Інв. № дубл.							
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
							84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Підпис і дата

ІНВ. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

ІНВ. № ПОДЛ.

A detailed technical drawing of a ship's hull cross-section, showing the internal structure and components. The drawing is labeled with numbers 1 through 14, indicating various parts of the hull and its internal systems. The hull is shown in a side profile, with the internal structure visible. The components are labeled as follows:

- 1: Bow structure
- 2: Bow door
- 3: Bow door hinge
- 4: Bow door support
- 5: Bow door seal
- 6: Bow door latch
- 7: Bow door frame
- 8: Bow door hinge
- 9: Bow door support
- 10: Bow door seal
- 11: Bow door latch
- 12: Bow door frame
- 13: Bow door hinge
- 14: Bow door support

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Арк.
85

Розпал палива в камері згоряння при запуску відбувається від двох пальників. Кожний пальник забезпечує запалення паливо-повітряної суміші у двох жарових трубах. Перекидання полум'я від однієї жарової труби до іншої здійснюється через полум'яперекидуючі патрубки жарових труб.

Кожна жарова труба своєю хвостовою частиною (обоймою) телескопічно входить у проточки соплового апарата ТВТ.

У головній частині кожна жарова труба двома фіксаторами 9 кріпиться до вертикального фланця корпусу КВТ і опирається на посадкову поверхню горілочного пристрою 23. Така схема кріплення жарової труби забезпечує незмінне взаємоположення торця горілочного пристрою 23 і жарової труби 11, Температурне подовження жарової труби 11 компенсується телескопічним з'єднанням обойми жарової труби й корпусу соплового апарата ТВТ.

А) Кожух зовнішній виконаний у вигляді циліндра із фланцями на торцях. На кожусі камери згоряння є бобишки для кріплення пальників, у нижній частині кожуха з боку турбіни розташовані бобишки для кріплення дренажного штуцера, і чотири бобишки для гребінок повного напору при знятті повних характеристик двигуна, бобишки для огляду, бобишки для кріплення КПП (клапана перепуску повітря) і бобишки для кріплення обв'язки, скоба для підйому кожуха.

Б) Кожух 22 (рис. 3.6) 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.

В) Труби жарові є основним елементом камери згоряння й призначені для забезпечення перемішування палива з повітрям і спалювання паливо-повітряної суміші.

Зовні жарова труба проохолоджується повітрям, що рухається в міжтрубному просторі.

Внутрішнє охолодження стінок жарових труб - плівкове. Повітря для створення плівки надходить у жарову трубу з міжтрубного простору через ряд отворів на поча-

тири бобишки для гребінок повного напору при знятті повних характеристик двигуна, бобишки для огляду, бобишки для кріплення КПП (клапана перепуску повітря) і бобишки для кріплення обв'язки, скоба для підйому кожуха.	Підпис і дата	
Б) Кожух 22 (рис. 3.6) 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.	Інв. № дубл.	
В) Труби жарові є основним елементом камери згоряння й призначені для забезпечення перемішування палива з повітрям і спалювання паливо повітряної суміші.	Взам. інв. №	
Зовні жарова труба проохолоджуються повітрям, що рухається в міжтрубному просторі.	Підпис і дата	
Внутрішнє охолодження стінок жарових труб - плівкове. Повітря для створення плівки надходить у жарову трубу з міжтрубного простору через ряд отворів на поча-	Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.
	Підпис	Дата
КР.142.6231м.03.03.ПЗ		Арк.
		86

тку кожного конуса. Потрапляючи в порожнину, утворену козирком попереднього 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 (рис. 3.6).

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	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.03.03.ПЗ	
Арк.	
87	

3.1.7 Турбіни високого та низького тиску

Турбіна високого тиску (рис.3.7) - 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 напрямного 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 ТВТ складається з диска 36, з'єданого 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.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ					Арк.
										88

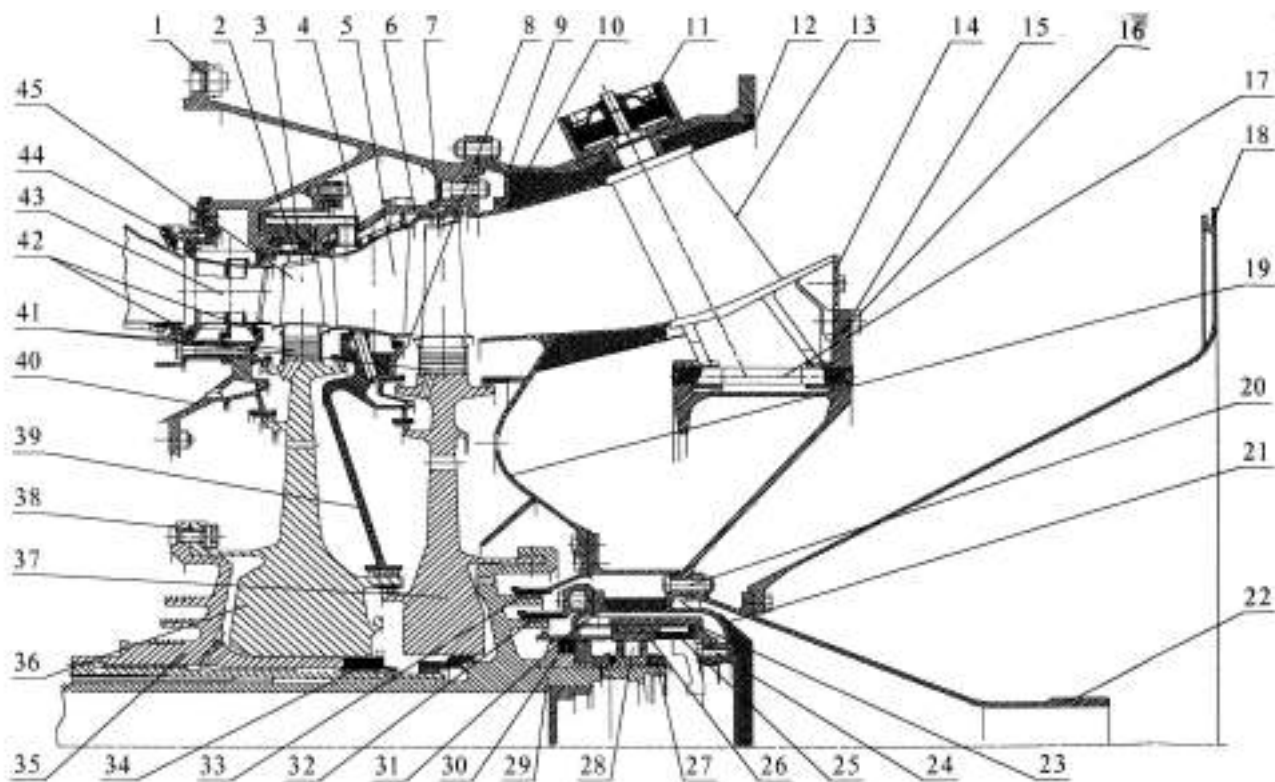


Рисунок 3.7 – Турбіна високого та низького тиску.

1 - корпус силовий; 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 регульовальне; 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 корпуса 6, блоків лопаток 5, діафрагми 39 і кільця 8. Діафрагма 39 і кільце 8 утворять 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.03.03.ПЗ				
					Арк. 89				

Задньою опорою ротора ТНТ служить роликopідшипник. На зовнішню обoйму роликopідшипника 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.

Підпис і дата	нца 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. 3.7) 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 порожнини 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 роликотопідшипник. На зовнішню обойму роликотопідшипника 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. № дубл.																								
Взам. інв. №																								
Підпис і дата																								
Інв. № подл.																								
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td rowspan="3">КР.142.6231м.03.03.ПЗ</td><td>Арк.</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td>90</td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td><td></td></tr></table>											КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.						90	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.																		
						90																		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																				

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.

3.1.8 Турбіна силова

Турбіна силова (рис.3.8) 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.03.03.ПЗ	Арк.
	Інв. № дубл.					91
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	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.

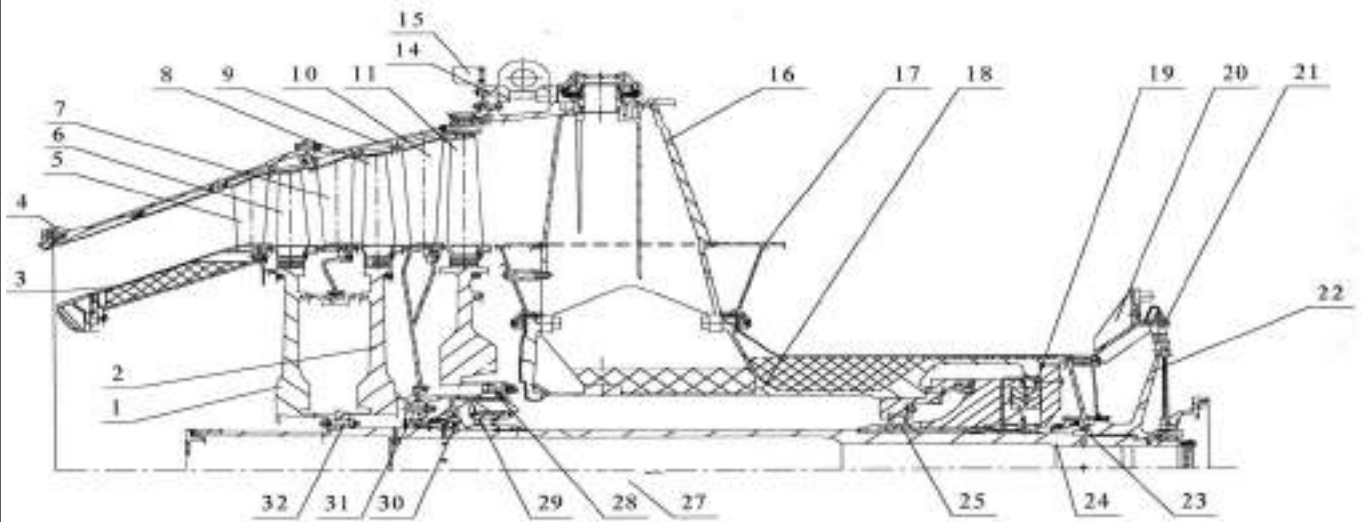


Рисунок 3.8 – Турбіна силова

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. 3.8). 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	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.03.03.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 обертального моменту від вала турбіни, до вала споживача потужності, а також для компенсації зламів і неспіввісності валів за рахунок деформації двох тонкостінних щік.

Корпус муфти з'єднаний шліцами з валом турбіни.

На корпусі муфти розташований індуктор датчиків обмеження частоти обертання.

3.1.9 Коробки приводів двигуна

Коробки приводів двигуна призначені для розкручування ротора КНТ при запуску, при холодних прокручуваннях і для привода агрегатів, що обслуговують роботу двигуна.

На двигуні розташовані нижня й виносна коробки приводів, зв'язані між собою ресорою. Нижня коробка приводів закріплена на передньому корпусі компресора, а виносна коробка приводів - на рамі двигуна.

А) Коробка приводів нижня

На коробці приводів нижньої розміщені: основний маслоагрегат двигуна, датчик частоти обертання, два магнітних сигналізатори стружки, привода від виносної коробки приводів з відцентрово-храповою муфтою, гніздо для ручного прокручування ротора КНТ.

У нижню коробку зливається масло з переднього корпуса компресора й з очисного масловіддільника. Злите масло відкачується з корпуса нижньої коробки секціями навішеного маслоагрегату або електронасосом.

Приводи агрегатів, навішаних на нижню коробку приводів пневматично пов'язані з ротором КНТ і обертаються як при запуску двигуна, і при його роботі, крім провідної ланки відцентрово-храпової муфти, що відключається після запуску двигуна.

Центр обертання храповиків не збігається із центром їхньої ваги. Тому при досягненні муфтою частоти обертання 1000 - 1200 об/хв. момент від відцентрових сил,

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
					КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						93
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що діють на храповики, перевершує момент від дії пружин і храповики виходять із зачеплення - муфта відключається.

Муфта відключена на всіх режимах роботи двигуна. При зупинці двигуна й зниженні частоти обертання нижче 1000 - 1200 об/хв момент від дії відцентрових сил, що діють на храповики, стає менше моменту дії пружин і муфта переходить у режим проклацування, коли храповики дотикаються нерухомої зовнішньої обойми своєю потиличною частиною. І так до повної зупинки КНТ. При зупинці двигуна муфта завжди готова до чергового запуску.

Змащення деталей нижньої коробки приводів виробляється подачею масла через три фільтра-спрейера під тиском

Б) Коробка приводів виносна

Коробка приводів виносна служить для розміщення приводів від трьох електро-стартерів і передачі обертання від них до нижньої коробки приводів. Коробка приводів виносна працює при запуску двигуна й при холодних прокручуваннях.

Змащення зачеплень шестірень і підшипників виносної коробки приводів здійснюється розбризкуванням за допомогою масляної ванни. Рівень масла в масляній ванні контролюється маслопоказником

Заливання масла в коробку виробляються через гніздо маслопоказника до рівня між верхнім і нижнім ризиками, які нанесені на маслопоказнику.

В) Установка нижньої й виносної коробки приводів

Нижня коробка приводів закріплена на передньому корпусі двигуна, а виносна коробка кріпиться на рамі двигуна.

Кріплення виносної коробки приводів на рамі здійснюється за допомогою болтів, втулок і клинів.

3.1.10 Рама й опори двигуна

Рама призначена для кріплення двигуна й агрегатів, що забезпечують роботу двигуна, і являє собою конструкцію, що складається з поздовжніх і поперечних двотаврових балок. У нижній частині рами розташовані опорні площадки, якими рама кріпиться до рами блоку двигуна, у верхній частині - площадки для кріплення тумб під передні гнучкі опори; у передній частині - площадки для кріплення виносної ко-

Підпис і дата	нююється розбризкуванню за допомогою масляної ванни. Рівень масла в масляній ванні контролюється маслопоказником					
Інв. № дубл.	Заливання масла в коробку виробляються через гніздо маслопоказника до рівня між верхнім і нижнім ризиками, які нанесені на маслопоказнику.					
Взам. інв. №	В) Установка нижньої й виносної коробки приводів					
Підпис і дата	Нижня коробка приводів закріплена на передньому корпусі двигуна, а виносна коробка кріпиться на рамі двигуна.					
Інв. № подл.	Кріплення виносної коробки приводів на рамі здійснюється за допомогою болтів, втулок і клинів.					
	3.1.10 Рама й опори двигуна					
	Рама призначена для кріплення двигуна й агрегатів, що забезпечують роботу двигуна, і являє собою конструкцію, що складається з поздовжніх і поперечних двотаврових балок. У нижній частині рами розташовані опорні площадки, якими рама кріпиться до рами блоку двигуна, у верхній частині - площадки для кріплення тумб під передні гнучкі опори; у передній частині - площадки для кріплення виносної ко-					
					КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

робки приводів, у задньої - опорні площадки для кріплення задніх опор двигуна й площадка під фіксатор двигуна.

Двигун кріпиться до рами за допомогою чотирьох гнучких опор.

Газотурбінний двигун на малій рамі встановлюється на раму блоку ГТД - 1 на сферично регульованих прокладках складених з фіксатора - 6, прокладок - 5,7, гвинта - 8 і гайки - 9.(рис. – 3.9)

Сферично регульовані прокладки забезпечують переміщення турбінного двигуна на малій рамі у вертикальній площині для забезпечення центрування в з'єднанні «двигун - нагнітач».

Газовідвід - 3, установлюється на опори - 4, на прокладках - 10. Опори - 4 кріпляться до рами блоку двигуна ГТД (рис. 3.9)

У лабетах газовідводу - 3 виконані пази для забезпечення осьового переміщення газовідводу, при температурах розширення в процесі роботи.

Б) Коробка приводів виносна

Коробка приводів виносна служить для розміщення приводів від трьох електро-стартерів і передачі обертання від них до нижньої коробки приводів. Коробка приводів виносна працює при запуску двигуна й при холодних прокручуваннях.

Змащення зачеплень шестірень і підшипників виносної коробки приводів здійснюється розбризкуванням за допомогою масляної ванни. Рівень масла в масляній ванні контролюється маслопоказником. Заливання масла в коробку виробляються через гніздо маслопоказника до рівня між верхнім і нижнім ризиками, які нанесені на маслопоказнику.

В) Установка нижньої й виносної коробка приводів

Підпис і дата				
Інв. № дубл.				
Взам. інв. №				
Підпис і дата				
Інв. № подл.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.03.03.ПЗ				
Арк. 95				

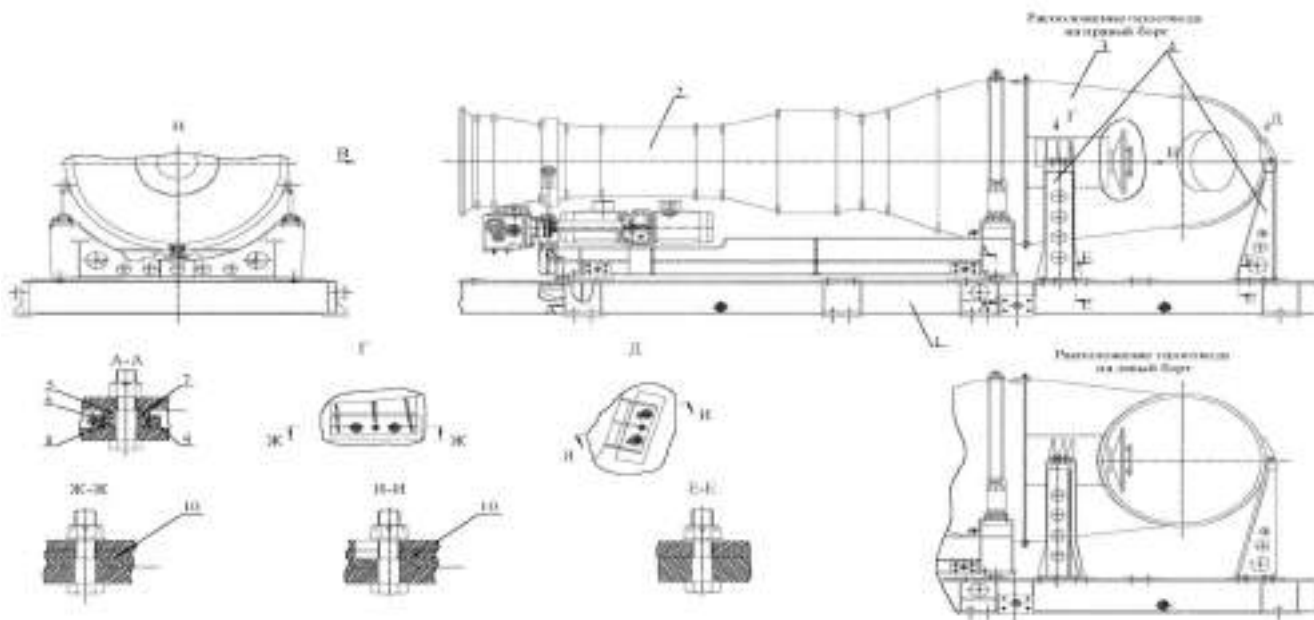


Рисунок 3.9 - Установка двигателя на раму.

1 - рама блока двигателя; 2 - двигатель; 3 - газовывод; 4 - опора; 5,7,10 - прокладка; 6 - фиксатор; 8 - гвинт; 9 - гайка

Нижня коробка приводів закріплена на передньому корпусі двигуна, а виносна коробка кріпиться на рамі двигуна.

Кріплення виносної коробки приводів на рамі здійснюється за допомогою болтів, втулок і клинів.

3.1.11 Газовыводный тракт

Газовыводный тракт складається з газовыводу насадка й проставки диффузора, глушителя.

Газовывод призначений для відводу газів, що відробили в силовій турбіні, у вихлопну систему установки КГТА-25.

Газовывод має колінообразну форму, яка визначається корпусом.

Кожух внутрішній сполучений з корпусом телескопічний. Гвинти виконують роль фіксаторів телескопічного з'єднання. Гвинти стопоряться шайбою-замком.

Стикування двигуна з газовыводом здійснюється по зовнішньому діаметрі за допомогою плаваючого кільця, що втримується на фланці корпусу притискним кільцем, закріпленим гвинтами. Використання плаваючого кільця компенсує монтажні відхилення й температурне розширення в з'єднанні двигун - газовывод. По внутрішньому діаметрі двигун стикується телескопічно з кожухом внутрішнім.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
					КР.142.6231м.03.03.ПЗ				
					Арк. 96				

Для збільшення твердості корпус газовідвід має ребра.

Газовідвід у блоці двигуна розташований горизонтально й, залежно від виконання газотурбінної установки КГТА-25, може виходити на правий чи на лівий борт.

Насадок призначений для плавного повороту вихлопних газів, що виходять із газовідводу, розташованого в контейнері двигуна, і через проставку подачі їх у стаціонарний дифузор. Насадок складається з корпусу й кільця, з'єднаних болтовим з'єднанням. Насадок кріпиться до газовідводу. Болтові з'єднання насадки стопоряться контрвочним дротом. Для зменшення тепловипромінювання в навколишній простір насадок приховано теплоізоляцією.

Проставка призначена для з'єднання насадка газовідводу з дифузором і складається із циліндричного корпусу, до входного фланця якого кріпиться кільце, і плаваючого кільця, що забезпечує компенсацію монтажних відхилень і температурних переміщень.

Дифузор розташований між контейнером блоку ГТД і глушителем вихлопу й забезпечує необхідний ступінь дифузорності, що забезпечує мінімальні втрати.

Глушник вихлопу призначений для зниження шуму вихлопних газів до вимог санітарних норм. Глушник вихлопу складається з корпусу глушителя й восьми панелей глушителя.

Корпус глушника являє собою каркас зі швелера, що зовні обшитий листами, усередині - обшитий перфорованими листами. Між аркушами перебуває звукоізоляційний матеріал звукопоглинальної мати. Розташування панелей глушителя в корпусі визначається нероз'ємними фіксаторами по входній крайці й фіксуються знімними фіксаторами по входній крайці. Панелі глушителя, що представляють собою каркас зі швелера, що обшитий перфорованими листами із двох сторін і закріплені на каркасі накладками.

Ресора призначена для передачі крутного моменту від силової турбіни двигуна до газоперекачувального агрегату й складається із труби фланців і двох щік.

Муфта фрикційна призначена для передачі крутного моменту від газотурбінного двигуна до нагнітача і є муфтою граничного моменту при виникненні короткого

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ					Арк.
										97

замикання газоперекачувального агрегату. Муфта фрикційна розрахована на спрацьовування при досягненні граничного значення обертового моменту 13,5 кНм.

Передача обертового моменту муфтою фрикційною, здійснюється за рахунок сил тертя, створюваних на контактних поверхнях дисків під впливом кілець пружинних. Сила тертя на контактних поверхнях дисків регулюється кільцем регулювальним і визначається необхідним обертовим моментом.

3.2 Розрахунок робочої лопатки ТНТ

3.2.1 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.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. інв. №						
Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ		Арк.
						98	

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				Інв. № дубл.	Підпис і дата				Інв. №	Взам. інв. №				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк. 99
виробляється розрахунок ступеня по параметрам на середньому діаметрі; II — при відомих параметрах на середньому діаметрі ступеня по прийнятому за- кону розраховується закручення лопаток. У табл. 2.1 викладений порядок розрахунку закручення лопаток за законом ста- лості циркуляції, а на рис. 2.1 представлено закручення лопаток ТНТ. За результа- тами розрахунку побудовані трикутники швидкостей та профілі перетину робочої лопатки на кореневому, середньому та периферійному перерізах. В газотурбобудуванні частіше використовують метод закручення лопаток за за- коном сталості циркуляції. При використанні цього методу вважають, що повні па- раметри потоку на вході в ступень і швидкісні коефіцієнти ψ і φ незмінні за радіу- сом. У даному випадку як додаткову умову при інтегруванні рівняння радіальної рі- вноваги газу беруть $C_{1a} = \text{const},$																					

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:

$$D_{cp} = 0,8330\text{м}; l_p = 0,0776\text{м}; u_{2cp} = 328,3\text{м/с}; \alpha_{1cp} = 16^\circ; c_{1cp} = 473,8\text{м/с}; (u/c_1)_{cp} = 0,687, \\ \alpha_{2cp} = 83,25^\circ; c_{2cp} = 124,8\text{м/с}; \beta_{2cp} = 19,88^\circ; w_{2cp} = 364,7\text{м/с}; \varphi = 0,98; \psi = 0,97.$$

Таблиця 3.1 - 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	0,378	0,417	0,455
2.Відносний радіус $\frac{2r}{D_{cp2}}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,907	1	1,093
3.Колова швидкість $u, \text{м/с}$	$u_{2cp} \frac{r}{r}$	297,72	328,3	358,89
4.Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки $c_1, \text{м/с}$	$\frac{c_{1cp}}{r} \sqrt{1 + (r^2 - 1) \sin^2 \alpha}$	518,84	473,8	436,7

Підпис і дата Інв. № дубл. Взам. інв. № Підпис і дата Інв. № подл.						Арк. 100
	Зм. Арк. № докум. Підпис Дата					
	КР.142.6231м.03.03.ПЗ					

Продовж. табл. 3.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На середньому діаметрі	На периферії
5.Кут виходу потоку із соплового апарата $\alpha_1, град$	$arctg(\bar{r} \cdot tg \alpha_{1\bar{n}\delta})$	14,58	16	17,40
6.Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1+(\bar{r}^2-1)\sin^2}}$	0,569	0,687	0,815
7.Кут входу потоку до робочої решітки $\beta_1, град$	$arctg \frac{\bar{r} tg \alpha_{1\bar{n}\delta}}{1 - \left(\frac{u}{\tilde{n}_1}\right)_{\bar{n}\delta} \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1\bar{n}\delta}}}$	32,24	45,14	65,03
8 Відносна швидкість входу до робочої решітки $w_1, м/с$	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	244,8	184,23	144,06
9.Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2, град$	$\frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	21,55	19,87	18,41
10.Відносна швидкість виходу з робочої решітки $w_2, м/с$	$w_{2cp} \frac{\sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	337,7	364,92	392,65
11.Кут виходу потоку зі ступеня $\alpha_2, град$	при $\alpha_{2cp} < 90^\circ$ $arctg(\bar{r} tg \alpha_{2cp})$	97,44	96,75	96,18
12.Абсолютна швидкість потоку за ступенем $c_2, м/с$	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	125,07	124,88	124,74
13.Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,173	0,309	0,413

За результатами розрахунку будуюмо трикутники швидкостей та профілю лопатки (рис. 3.10-3.11).

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
						101

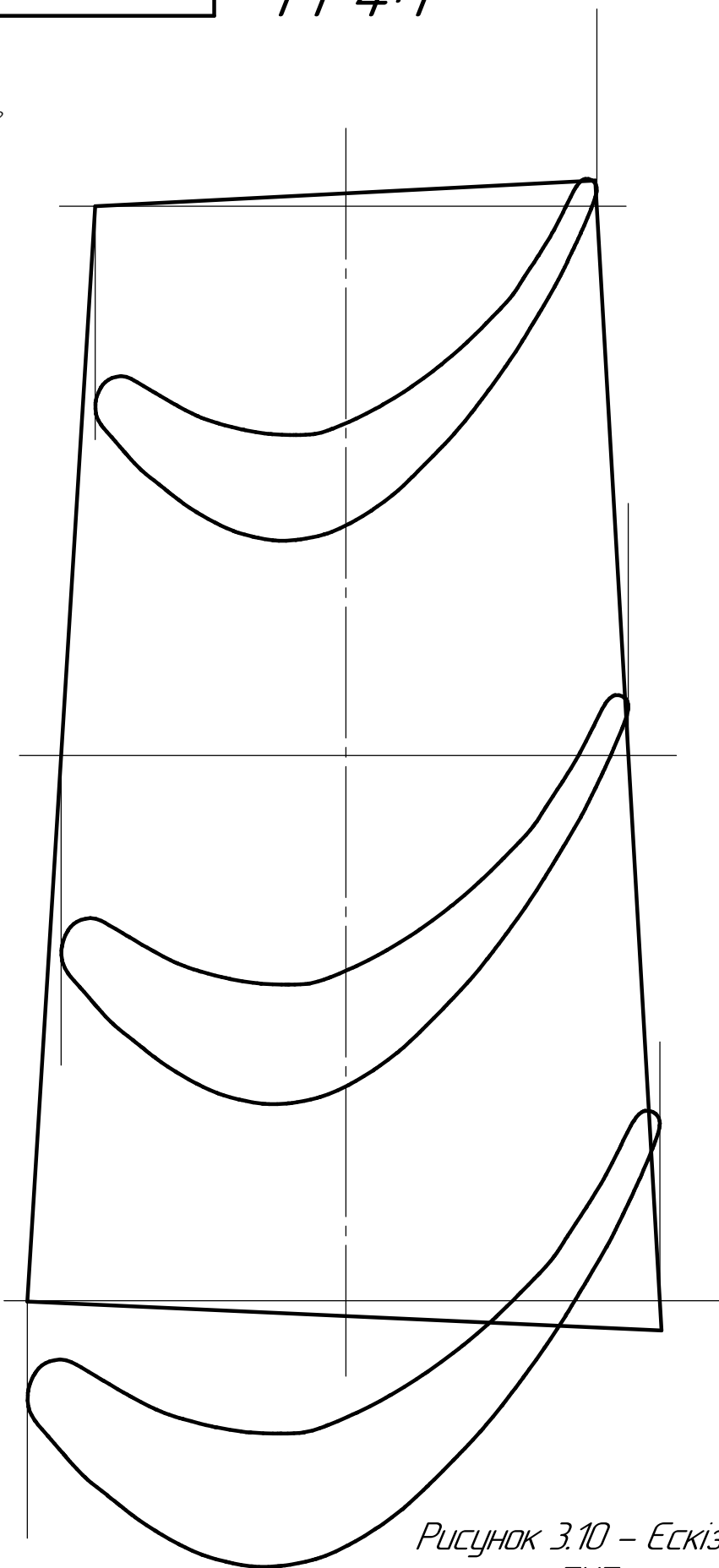
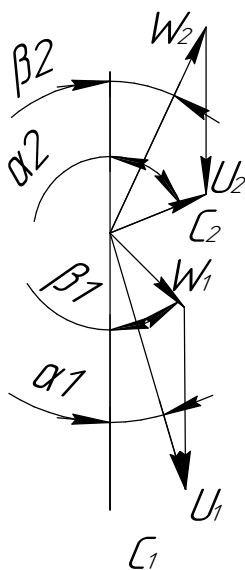
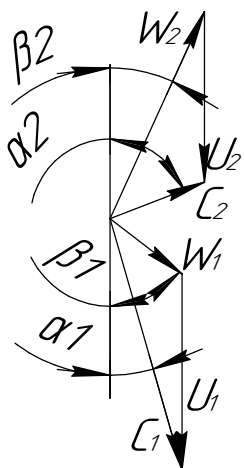
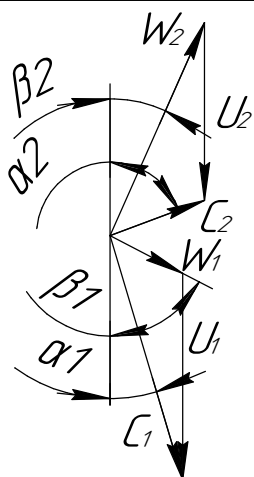


Рисунок 3.10 – Ескіз закрутки лопатки ТНТ

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.03.ПЗ

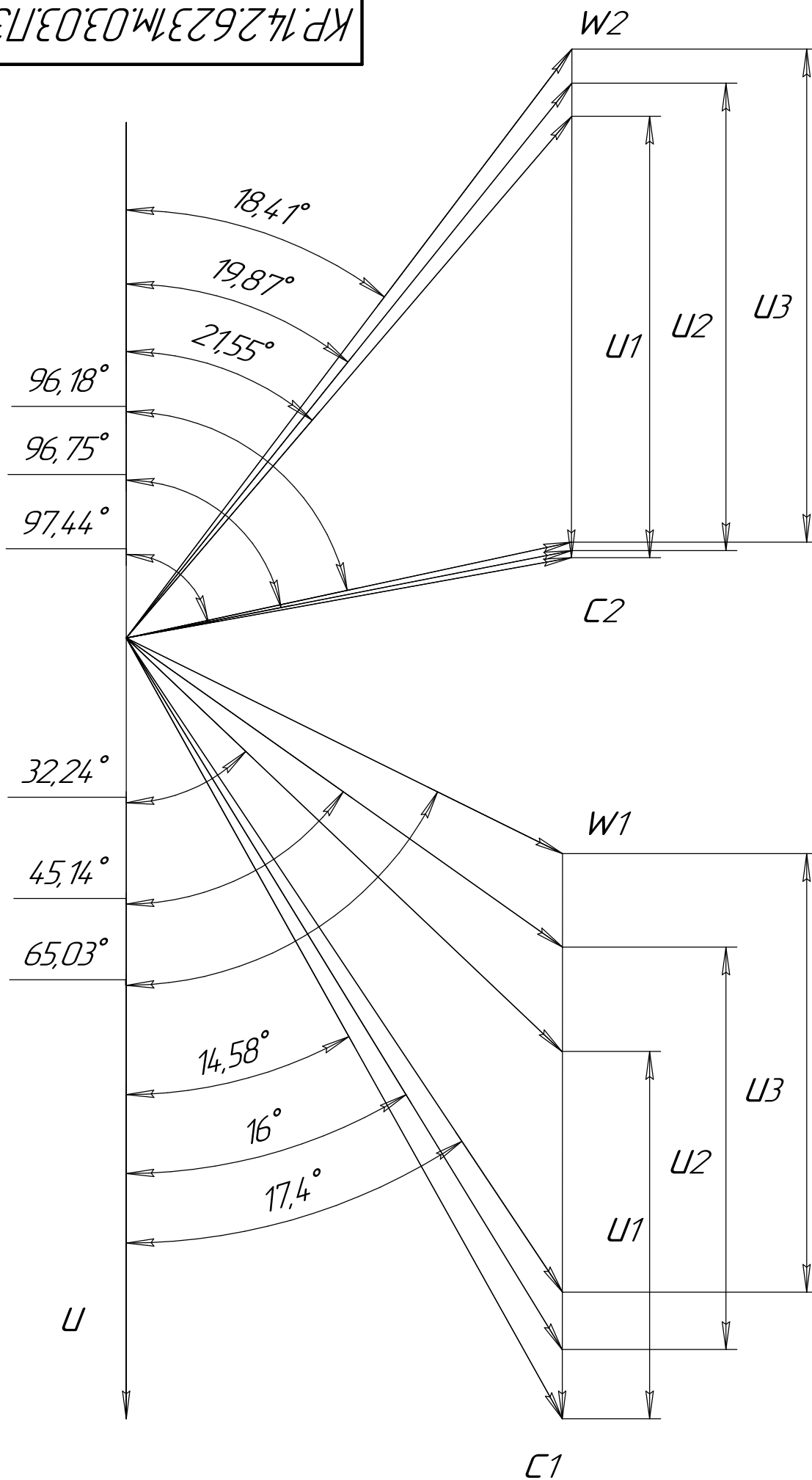


Рисунок 3.11 Закручення лопаток ТНТ за законом сталості циркуляції

Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. инв. №	Інв. № збірн.	Подп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.03.03.ПЗ

Лист
103

3.2.2 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 3.2 - Вихідні данні

Найменування параметру	Мат. модель	Величина	Од. виміру
Витрата газу	G_r	49,95	м/с
Швидкість виходу потоку із СА	c_1	473,8	м/с
Швидкість виходу потоку зі ступені	c_2	124,8	м/с
Кут виходу потоку із СА	α_1	16	град
Кут виходу потоку зі ступені	α_2	83,25	град
Температура потоку перед ступенем	T_0	1284,1	К
Температура потоку за ступенем	T_2	1158,9	К
Тиск потоку за ступенем	P_2	0,6705	МПа

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										104
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

КР.142.6231м.03.03.ПЗ

Кут встановлення профілю	β_y	60,45	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	80	-

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 60,45 = 29,55^\circ,$$

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

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

$$= -2,5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

$$W_{\eta B} = 0,084b\delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = 0,084 \cdot 0,0328 \cdot 0,0049^2 \frac{1 + \left(\frac{0,0115}{0,0049} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,0115}{0,0049}} = 4,47 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088b^2\delta = -0,088 \cdot 0,0328^2 \cdot 0,0049 = -1,00 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 0,066 \cdot 0,0238^2 \cdot 0,0049 = 7,53 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

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:

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{70}{86} (610 \cos 14 + 95 \cos 95) = 293,5 \text{ Н},$$

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

$$= \frac{70}{86} (610 \sin 14 - 95 \sin 95) + \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,291}{86} 0,048 \cdot (1,7 - 1,65) \cdot 10^6 = 1034,7 \text{ Н},$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ				Арк.
									105

де $r_{cp} = R - \frac{l}{2} = 0,315 - \frac{0,048}{2} = 0,411$ м – радіус середнього перерізу лопатки; $z = 86$ – число робочих лопаток на вінці; $l = 0,0776$ м – довжина лопатки; $R = 0,45$ м – радіус периферійного перерізу лопатки.

4) Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 94,1 \sin 20 + 475 \cos 20 = 732,8 \text{ H},$$

$$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 94,1 \cos 20 - 475 \sin 20 = 787,2 \text{ H.}$$

5) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

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

для точки В:

$$\sigma_{\text{uoB}} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\text{пВ}}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\text{эВ}}} = -\frac{472,4 \frac{0,048}{2}}{2,08 \cdot 10^{-8}} - \frac{3,3 \frac{0,048}{2}}{-\infty} = -63,65 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки С:

$$\sigma_{\text{uoC}} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{472,4 \frac{0,048}{2}}{-1,16 \cdot 10^{-8}} - \frac{3,3 \frac{0,048}{2}}{3,5 \cdot 10^{-7}} = 154,1 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

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

$$|\sigma_{uo}^z| = 154,1 \text{ МПа.}$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{uo}^e \right| = 251,24 \text{ МПа},$$

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

$$n = \frac{\sigma_{\partial n}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{1000}{251,24} = 3,98,$$

де $\sigma_{\partial t} = 1000$ 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.

Підпис і дата		6) Максимальні напруження в кореневому перерізі (по модулю з трьох знайдених) $ \sigma_{uo} = 154,1 \text{ МПа.}$ 7) Сумарні напруження в кореневому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину) $\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \sigma_{uo} = 251,24 \text{ МПа,}$ 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 $n = \frac{\sigma_{dl}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{1000}{251,24} = 3,98,$ 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.					
Інв. № дубл.							
Взам. інв. №							
Підпис і дата							
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк.
							106
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

3.3 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 $k_{\epsilon}^o = \frac{n_{разд}}{n} = 1,4...1,6$. Оскільки відцентрові сили пропорційні квадрату числа обертів, запас диску по граничному навантаженню дорівнює квадрату запасу по граничних обертах: $k_{\epsilon} = (k_{\epsilon}^o)^2 = 1,4^2 + 1,6^2 = 2...3$.

1) Виконуємо в масштабі 1:1 рисунок диска газової турбіни (рис.3.12).

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

$$\rho_{кр} = 0,5 (\rho_l + \rho_o) = 0,5 (8120 + 8320) = 8220 \text{ кг/м}^3,$$

де $\rho_l = 8120 \text{ кг/м}^3$ – 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

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 7579}{30} = 793,7 \text{ с}^{-1},$$

де $n = 7579$ об/хв – частота обертання ротора.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ					Арк.
										107
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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

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

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.

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. 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.03.03.ПЗ 108

Таблиця 3.4 – 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. 3.4

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_{ϵ} , Па	1090	975	1107	1112	1113	1119	1120
5. $\sigma_{\epsilon} h$, Па м	13,46	13,15	57,91	45,76	45,44	39,17	33,94
6. $2(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, 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. $(\sigma_{\epsilon} h)_{cp}$, Н	0,192	-0,649	2,381	0,363	0,137	0,592	0,113
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\epsilon} h dr$, 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. $\sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	1,564	2,170	5,676	4,164	3,998	2,899	2,406
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\epsilon}^* h^* r^*$, Н	2,812	2,769	8,655	7,506	7,477	6,970	6,591
19. K_{ϵ}^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:

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

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

14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:

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

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

Підпис і дата		$\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_6^* h^* r^*, \text{Н}$							
		0,229	0,161	0,314	0,329	0,334	0,353	0,356	
		17. $\sigma_6^* h^* r^*, \text{Н}$	1,564	2,170	5,676	4,164	3,998	2,899	2,406
		18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_6^* h^* r^*, \text{Н}$	2,812	2,769	8,655	7,506	7,477	6,970	6,591
Інв. № дубл.		19. κ_6^2							
		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:							
		$K_6^{\min} = 3,5.$							
Взам. інв. №		13) Допустиме значення запасу міцності диска, згідно з [12, с.57], становить $[K_6] = 1,4...1,6$. Оскільки у всіх розрахункових перетинах значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $K_6 \geq [K_6]$), то спроектований диск задовольняє умовам міцності.							
		14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:							
		$r_n = \frac{1}{\omega K_6^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_6}{\rho_0}} = \frac{1}{793,7 \cdot 3,5} \sqrt{\frac{980 \cdot 10^6}{8320}} = 0,1235 \text{ м,}$							
		де $\sigma_6 = 980 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – границя міцності матеріалу диска в найбільш небезпечному перетині.							
Підпис і дата							Арк.		
Інв. № подл.		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ	110	

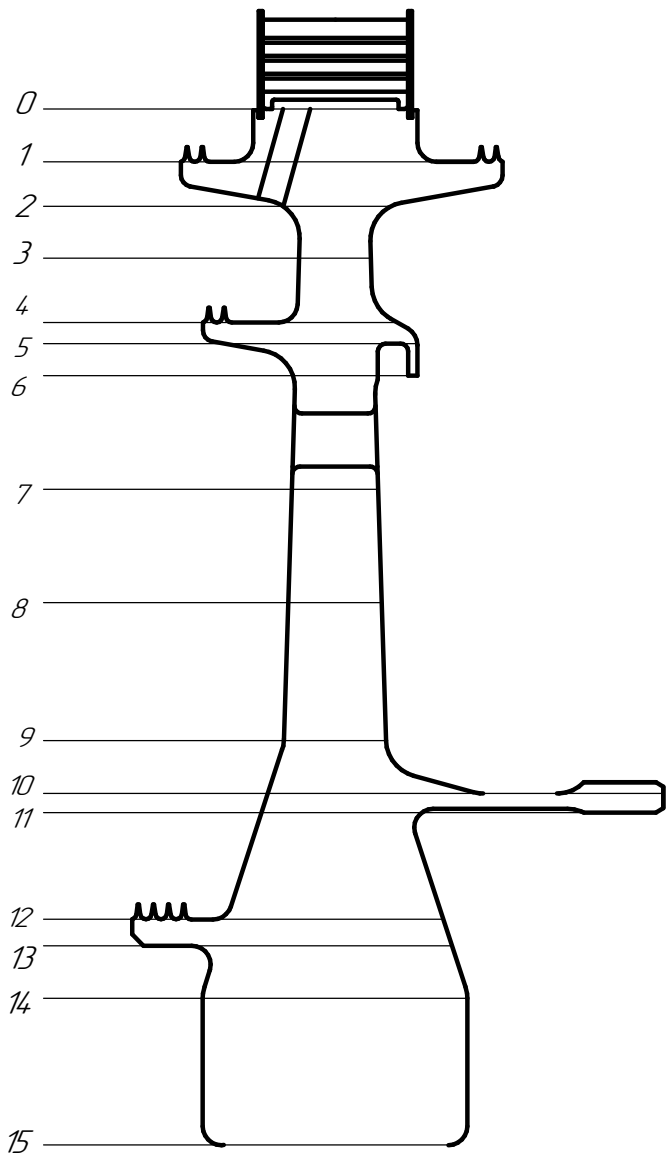


Рисунок 3.12 – Ескіз диска ТНТ з розрахунковими перетинами

Інв. № підл.	Підп. і дата	Взам. инв. №	Інв. № дідл.	Підп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

3.4 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				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ			Арк. 112

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 3.5

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 $n = 7579$ 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;

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк. 113
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ					

– кількість роликів $Z = 24$.

3) Динамічне еквівалентне навантаження на підшипник кочення:

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

де X – коефіцієнт динамічного радіального навантаження; Y – коефіцієнт динамічного осьового навантаження; F_r – радіальне навантаження на підшипник, Н; F_a – осьове 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 роликовий 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

$$P = F_r = 1240 \text{ Н.}$$

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

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33} = \left(\frac{20700}{1240} \right)^{3,33} = 11778 \text{ млн об.}$$

5) Номінальна довговічність підшипника, визначена в годинах роботи:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L = \frac{10^6}{60 \cdot 7579} \cdot 11778 = 25901 \text{ год.}$$

3.5 Опис паливної системи ГТД

Паливна система призначена для забезпечення за командами САК наступних процесів: подачі паливного газу до запальників при запуску двигуна; дозування паливного газу на стаціонарних і перехідних режимах, у тому числі й при запуску двигуна; припинення подачі паливного газу до форсунок з одночасним дренажем паливного газу з колектора форсунок у свічку [15].

Паливна система також забезпечує вимірювання для передачі в САК величин тисків паливного газу до та після регулюючих клапанів і величин перепадів тисків на форсунках.

Підпис і дата		упорних визначається за формулою: $L = \left(\frac{C}{P}\right)^{3,33} = \left(\frac{20700}{1240}\right)^{3,33} = 11778 \text{ млн об.}$ 5) Номінальна довговічність підшипника, визначена в годинах роботи: $L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L = \frac{10^6}{60 \cdot 7579} \cdot 11778 = 25901 \text{ год.}$																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
		Інв. № дубл.		3.5 Опис паливної системи ГТД Паливна система призначена для забезпечення за командами САК наступних процесів: подачі паливного газу до запальників при запуску двигуна; дозування паливного газу на стаціонарних і перехідних режимах, у тому числі й при запуску двигуна; припинення подачі паливного газу до форсунок з одночасним дренажем паливного газу з колектора форсунок у свічку [15]. Паливна система також забезпечує вимірювання для передачі в САК величин тисків паливного газу до та після регулюючих клапанів і величин перепадів тисків на форсунках.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
Взам. інв. №				Підпис і дата																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					

3.5.1 Склад і робота паливної системи

Паливна система (рис. 3.13) складається з блоку паливних агрегатів, розташованих в окремому укритті, та приладового щита, розміщеного у блоці двигуна. Очищений та підігрітий у системі об'єкта паливний газ через блок фільтрації підводиться до стоп-крана 4. За алгоритмом запуску вмикається система плазмового запалювання, після чого подається електроживлення на електромагнітний клапан 3.3. Газ через дросельний пакет, розташований усередині агрегату керування 3, надходить до запальників і запалюється. Електроживлення подається на електромагнітний клапан відкриття стоп-крана 3.1. Стоп-кран 4 відкривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.1 знімається [15].

Після відкриття стоп-крана 4 подається команда на відкриття на задану величину регулюючого клапана 7. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на форсунках першого каналу, що забезпечує надійне запалювання паливного газу від запальників та полум'яперекидання по жарових трубах. Після цього система плазмового запалювання та клапан 3.3 вимикаються.

Якщо перший кидок паливного газу перевищив необхідне значення або не відбулося запалювання газу в камері згоряння протягом необхідного проміжку часу з моменту відкриття стоп-крана 4, САК формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу двигуна здійснює електронна САК за допомогою керування клапанами 7 і 8. Замір тиску газу до та після регулюючих клапанів здійснюється перетворювачами 6, 9, 10.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.03.03.ПЗ					Арк.
										115
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

ючі клапани 7 і 8; манометричні крани, агрегат керування 3; клемові шафи, трубопроводи та елементи кріплення. Манометричні крани призначені для відсікання підведеного середовища до перетворювачів тиску при необхідності їхньої заміни та для стравлювання газу з імпульсних трубопроводів у свічку [15].

Приладовий щит являє собою раму з закріпленими на ній перетворювачами тиску 11 і 12, датчиками-реле різниці тисків 13 і 14 та манометричними кранами 15 і 16. Датчики-реле різниці тисків призначені для видачі в САК сигналу про досягнення заданого значення величини перепаду тисків на форсунках.

3.5.2 Агрегати паливної системи

Блок фільтрації паливного газу призначений для очищення від мехднічних домішок газу, який подається у паливну систему. Блок фільтрації (рис. 3.14) складається з трьох секцій, змонтованих на загальній рамі 4, і датчика-реле різниці тисків 7.

До складу кожної секції входить газовий фільтр 3, кульові крани з ручним приводом підведення 8 та відведення 2 газу і клапани 9. Кожен клапан має зрівнювальний і дренажний крани, які використовуються при введенні в дію резервної секції [15].

Паливний газ з колектора підведення газу 5 через відкриті кульові крани 8 працюючих секцій надходить у порожнину газових фільтрів 3, очищається та через кульові крани 2 надходить у колектор відведення газу 1. З колектора 1 газ відводиться в паливну систему, яка обслуговує двигун.

При роботі блоку виконується контроль різниці тисків у колекторах 5 і 1.

Коли перепад тиску на газовому фільтрі 3 досягне граничного значення, датчик 7 видає сигнал у САК.

Газовий фільтр призначений для очищення паливного газу перед подачею в двигун і входить до складу блоку фільтрів. Газовий фільтр (рис. 3.15) складається з корпусу 1; кришки 2, фільтрувального пакета 5 і патрубку 6.

Пакет 5, який складається з фільтроелементі в 5.1, каркаса 5.2, кришки 5.3 і винта 5.4, утримується пружиною 3. Заглушка 4 призначена для стравлювання газу і зливу конденсату з внутрішньої порожнини корпусу.

					КР.142.6231м.03.03.ПЗ	Арк
						117
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

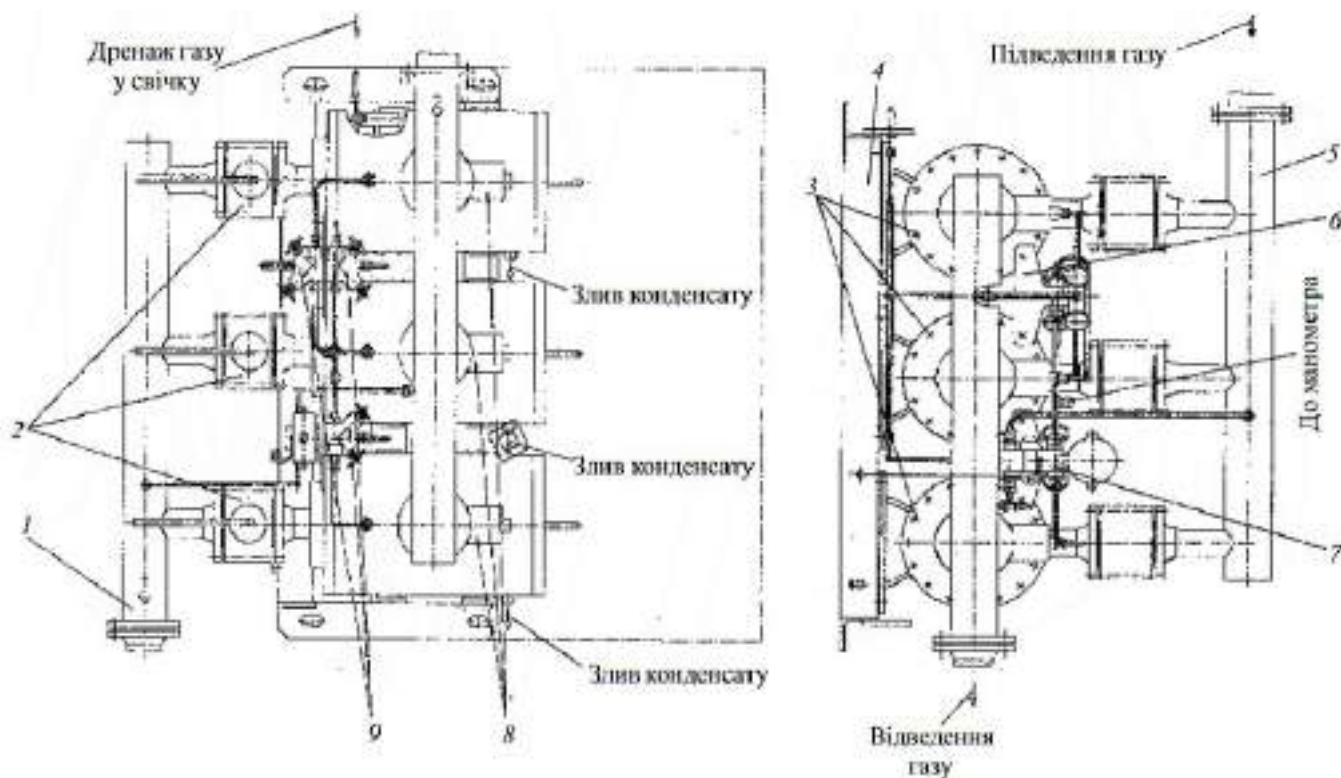


Рисунок 3.14 – Блок фільтрації паливного газу:

1- колектор відведення газу; 2,8- кульові крани з ручним приводом відповідно відведення та підведення газу; 3- газові фільтри; 4- рама; 5- колектор підведення газу; 6- кронштейн; 7- датчик- реле різниці тисків; 9- клапани

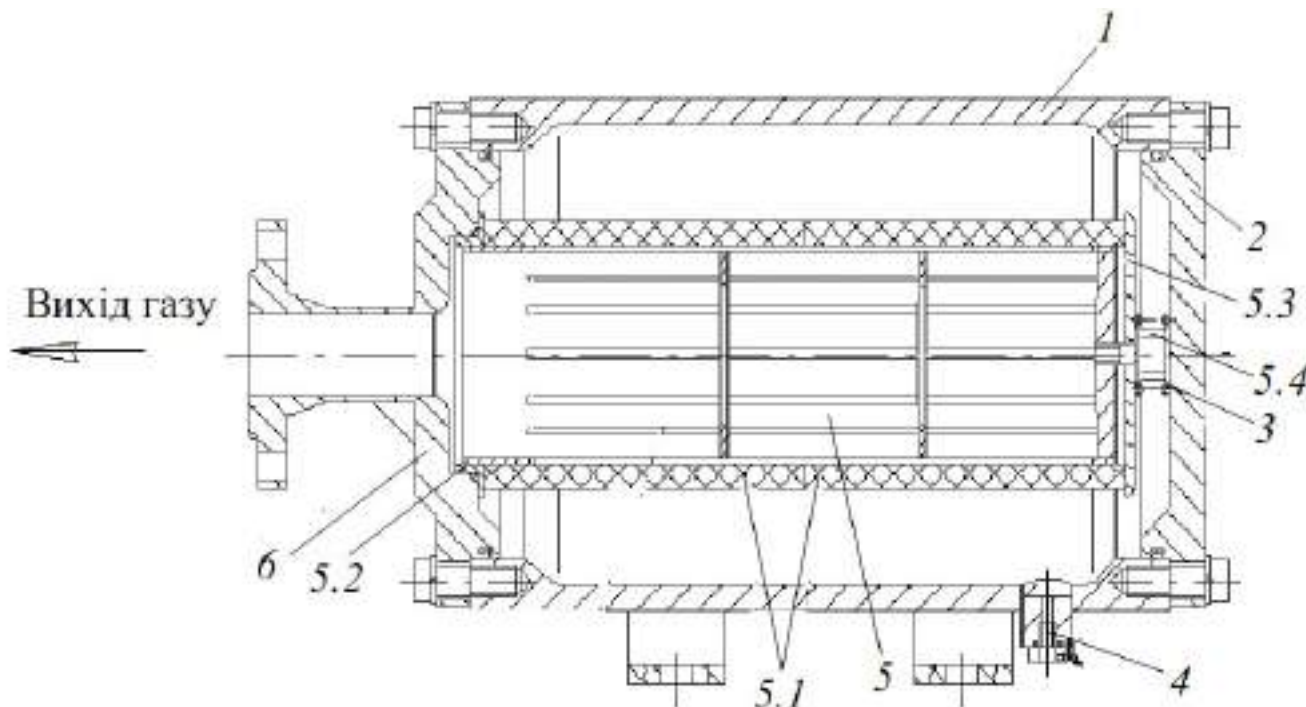


Рисунок 3.15 – Газовий фільтр

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

У блоці 1 розташовані фільтр 1.1, дросельний пакет 1.2, електромагнітний клапан пускового газу 1.3, у блоці 2 - електромагнітний клапан 2.1 (відкриття стоп-крана), електромагнітний клапан 2.2 (закриття стоп-крана), поршень 2.3, клапани 2.4 і 2.5. пружина 2.6. Газ підводиться до штуцера 7. За відсутності подачі електроживлення на клапан 1.3 подача газу до запальника та стоп-крана перекривається.

При відсутності електроживлення на клапані 2.1 клапан 2.5 під дією пружини 2.6 і тиску газу, який підводиться по каналу а, знаходиться в закритому положенні, а штуцер відведення газу 5, відкритий клапаном 2.4, сполучається з лінією дренажу у СВІЧКУ.

При подачі електроживлення на клапан 2.1 газ по каналу с надходить у праву порожнину поршня 2 3 Поршень 2.3, долаючи зусилля пружини 2.6 і зусилля тиску газу в пружинній порожнині клапана 2.5, переміщається, закриваючи клапан 2.4 і відкриваючи клапан 2.5. Газ з каналу а надходить до штуцера відведення газу 5.

При зніманні електроживлення з клапана 2.1 клапани 2.4 і 2.5 залишаються у тому самому положенні оскільки права порожнина поршня 2.3 залишається з'єднаною з порожниною високого тиску каналом d з жиклером 3.

При подачі електроживлення на клапан 2.2 газ із правої порожнини поршня 2.3 через канал 6 скидається у свічку. Під дією пружини 2.6 клапан 2.5 закриває відведення газу до штуцера 5, а клапан 2.4 відкриває стравлювання газу зі штуцера 5 у свічку [14].

Стоп-кран призначений для керування подачею паливного газу до регулюючого клапана, а також для стравлювання газу з регулюючого клапана при зупинці ГТД. Стоп-кран - це двопозиційний клапан із сервопоршнем, з'єднаним з сигналізатором кінцевих положень, та зворотними пружинами. До складу стоп-крана (рис 3.17) входять: корпус 8, у якому розміщені клапан 6, сідло стопи 7, фланці підведення 9 та

Підпис і дата	порожнину поршня 2 3 Поршень 2.3, долаючи зусилля пружини 2.6 і зусилля тиску газу в пружинній порожнині клапана 2.5, переміщається, закриваючи клапан 2.4 і відкриваючи клапан 2.5. Газ з каналу а надходить до штуцера відведення газу 5. При зніманні електроживлення з клапана 2.1 клапани 2.4 і 2.5 залишаються у тому самому положенні оскільки права порожнина поршня 2.3 залишається з'єднаною з порожниною високого тиску каналом d з жиклером 3. При подачі електроживлення на клапан 2.2 газ із правої порожнини поршня 2.3 через канал е скидається у свічку. Під дією пружини 2.6 клапан 2.5 закриває відведення газу до штуцера 5, а клапан 2.4 відкриває стравлювання газу зі штуцера 5 у свічку [14]. Стоп-кран призначений для керування подачею паливного газу до регулюючого клапана, а також для стравлювання газу з регулюючого клапана при зупинці ГТД. Стоп-кран - це двопозиційний клапан із сервопоршнем, з'єднаним з сигналізатором кінцевих положень, та зворотними пружинами. До складу стоп-крана (рис 3.17) входять: корпус 8, у якому розміщені клапан 6, сідло стопи 7, фланці підведення 9 та				
Інв. № дубл.					
Взам. інв. №					
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
					Арк.
КР.142.6231м.03.03.ПЗ					119
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

відведення 3 газу до регулюючого клапана, фланець дренажу у свічку 4, штуцер відведення газу в агрегат керування 2; кришка 13, в якій розміщені мікрровимикачі 17, 18, електророз'єм 15, сигналізатор положення стоп-крана 14, вказівна стрілка 16 і штуцер підведення газу 1; пружини 10,11, сервопоршень 12 та сідло дренажу 5 [15].

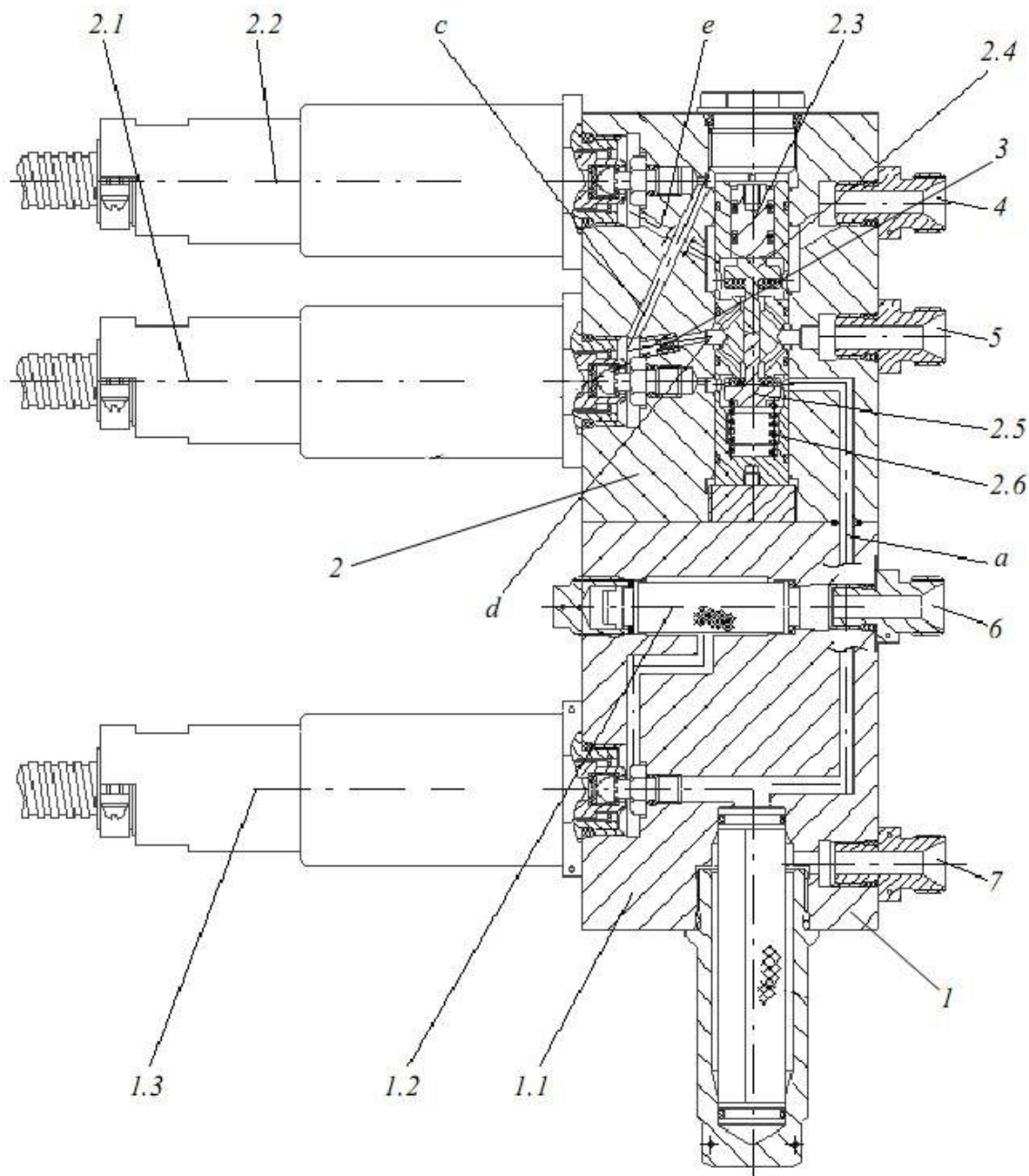


Рисунок 3.16 – Агрегат керування
а,с,d,e- канали; 1- блок пускового газу; 1.1- фільтр; 1.2- дросельний пакет; 1.3- електромагнітний клапан пускового газу; 2- блок маніпулятора; 2.1, 2.2- електромагнітні клапани ; 2.3- поршень; 2.4, 2.5- клапани; 2.6- пружина; 3- жиклер; 4- штуцер дренажу; 5- штуцер відведення газу; 6- штуцер відведення газу до запальника; 7- штуцер підведення газу

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

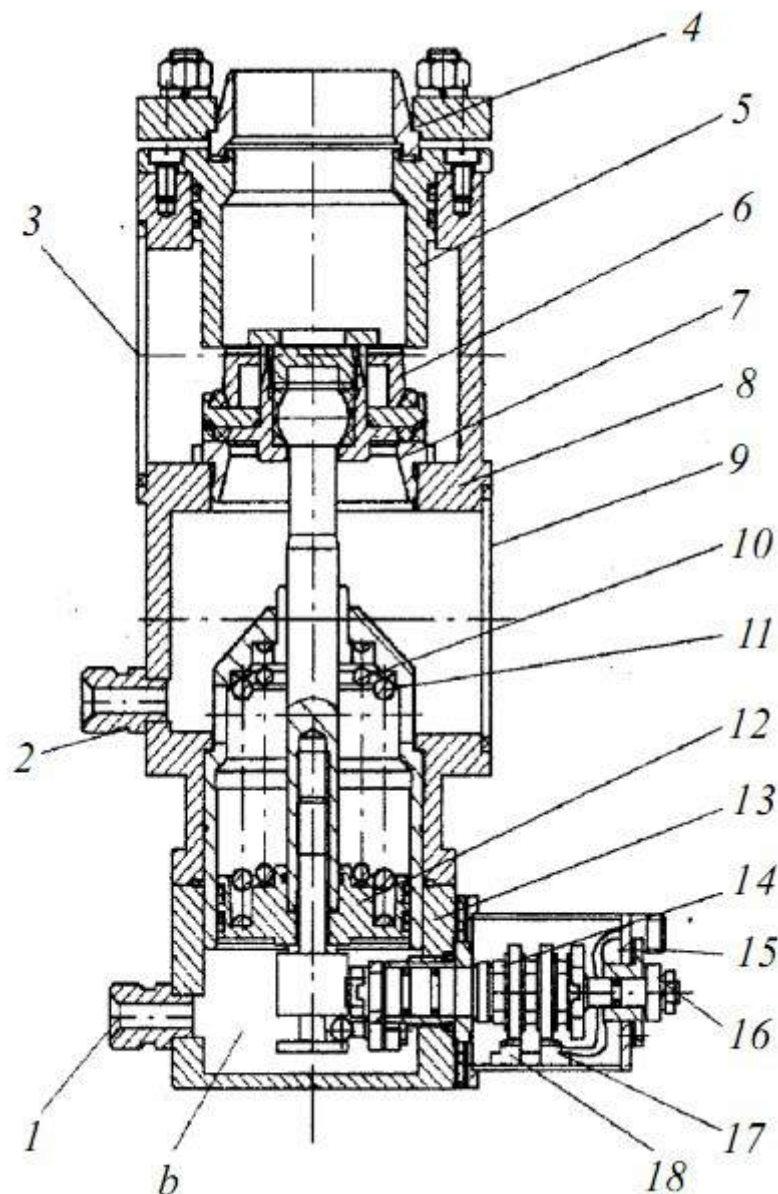


Рисунок 3.17 – Стоп-кран

Основний елемент стоп-крана здвоєний плоский клапан 6 один бік якого виконує функції стоп-крана, а другий - дренажного клапана. Для керування стоп-краном використовується тиск паливного газу, що надходить від агрегату керування. Оскільки площа сервопоршня 12 дорівнює площі клапана 6, то у закритому положенні клапан урівноважений і притиснутий до сидла стопи 7 під дією пружин 10 і 11. Фланець відведення паливного газу 3 через фланець дренажу 4 сполучений зі свічкою. Газ, що підводиться до фланця 9, через штуцер відведення газу 2 надходить до агрегату керування [15].

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.03.03.ПЗ				
Арк.		121		

Газ на керування стоп-краном підводиться від агрегату керування до штуцера 1. При підвищенні тиску в порожнині 6 сервопоршень 12, долаючи зусилля пружин 10 і 11, відкриває стоп-кран. Паливний газ через фланець 3 відводиться до регулюючого клапана, а сідло дренажу 5 перекривається, запобігаючи витоку газу у дренаж. З штоком сервопоршня 12 з'єднаний сигналізатор положення стоп-крана 14, що розмикає мікровимикач 17 (положення "закрито") і замикає мікровимикач 18 (положення "відкрито"), сигналізуючи у САК про відкриття стоп-крана. На зовнішньому кінці сигналізатора знаходяться стрілка 16, що вказує крайні положення клапана 6 стоп-крана. При стравлюванні газу з порожнини 6 пружини 10 і 11 переміщують клапан 6 на закриття стоп-крана. Герметизація по сідлу стопи 7 здійснюється ущільненням. Одночасно із закриттям стоп-крана відкривається дренаж і газ із системи стравлюється у свічку [15].

При переміщенні сервопоршня 12 у крайнє положення розмикаються контакти мікровимикача 18 (положення "відкрито") і замикаються контакти мікровимикача 17 (положення "закрито"), сигналізуючи у САК про закриття стоп-крана.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. №
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.03.ПЗ 122			

[illegible]

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Загальні питання

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ	Арк.
						124

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

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

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ 125
Арк.					

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі компресорної станції

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, теплови-ділення, випаровування масла і технічних рідин. До того ж, сам об'єкт транспортування – природний газ – становить загрозу виникнення вибухопожежної ситуації на газоперекачувальній станції. Природні гази складаються переважно з граничних вуглеводнів – метана CH_4 , етана C_2H_6 , пропана C_3H_8 , бутана C_4H_{10} і пентана C_5H_{12} . Су-міші природного паливного газу і повітря в певному співвідношенні є вибухонебезпечними; окремі компоненти газу – токсичні.

Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники ве-нтиляції, освітленості, вібрації та шуму в робочій зоні відповідали встановленим но-рмам.

Повітря робочої зони. Шкідливі речовини проникають в організм людини го-ловним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки виявляють токсичну дію на організм людини. Ці речовини добре розчинюються в біологічних середовищах і здатні вступати з ними до взаємодії, що викликає пору-шення нормальної життєдіяльності. В результаті у людини виникає хворобливий стан, небезпека якого залежить від тривалості дії, концентрації та виду речовини.

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

Згідно з ГОСТ 12.1.005-76 «Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги» встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл.4.1).

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ	Арк.
						126

теплоти не обмежується: на випромінювання реагує весь організм. Під впливом випромінювання в організмі відбуваються біохімічні відхилення, порушення діяльності серцево-судинної і нервової систем. Променевий потік теплоти, окрім безпосередньої дії на працівників, нагріває підлогу, стіни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується.

Таблиця 4.1 - Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин

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

На підставі цього ГОСТом 12.1.005-76 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.4.2).

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

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.03.04.ПЗ	Арк.
						127
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Таблиця 4.2 – ГДК повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року

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

Згідно з нормами БНіП II-4-79 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл.4.3).

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Згідно з нормами БНіП II-4-79 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл.4.3).					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ					Арк.
										128

Таблиця 4.3 - Рівні мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь

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

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

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

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

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

КР.142.6231м.03.04.ПЗ

Арк.
129

рні та вихлопні (для скидання повітря) повітроводи, що виходять в атмосферу, а також корпуси компресорів. Шум турбокомпресорів та турбін є високочастотним, що пов'язано з природою виникаючого шуму (вихревий шум, шум від неоднорідності потоку). Неоднорідність потоку на вході в колесо або на його виході, яка виникає через погано обтічні деталі, конструкції або напрямний апарат, призводить до нестационарного обтікання лопаток колеса і нерухомих елементів, що поруч з колесом і, як результат, виникає шум.

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

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

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

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

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

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

Згідно з ГОСТ 12.1.003-76 "Шум. Загальні вимоги безпеки" встановлено допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях (для широкополосного шуму) (табл.4.4).

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ 130
Арк.					

Таблиця 4.4 - Допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях

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

Пожежна небезпека. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів слід враховувати їх агрегатний стан. Оскільки горіння, як правило, проходить в газовому середовищі, то в якості показників пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утворюється достатня кількість газоподібних горючих продуктів.

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

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

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

					КР.142.6231м.03.04.ПЗ	Арк.
						131
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Засоби гасіння пожежі в цеху компресорної станції та дії робітників цеху

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

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

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

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

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

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

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

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

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.03.04.ПЗ	
Арк.	
132	

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

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

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

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

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

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

Пожежний кран являє собою комплект пристроїв, який складається із клапана (вентиля), встановленого на пожежному трубопроводі і обладнаного пожежною з'єднувальною головкою, та пожежного рукава з ручним стволем. Пожежні крани повинні розміщуватись у вбудованих або навісних шафах, які мають отвори для провітрювання і пристосовані для опломбування та візуального огляду їх без розкриття. Пожежні рукави необхідно утримувати сухими, складеними в "гармошку"

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата						КР.142.6231м.03.04.ПЗ Арк. 133

або скатку, приєднаними до кранів та стволів. Не рідше одного разу на 6 місяців їх треба розгортати та згортати заново. На дверцятах пожежних шафок повинні бути вказані після літерного індексу "ПШ" порядковий номер крана та номер телефону для виклику пожежної охорони.

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

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

Рисунок 4.1 - Вогнегасники: а) хімічний пінний ВХП-10:1 - корпус, 2 - поліетиленовий стакан з кислим розчином, 3 - ручка, 4 - горловина, 5 - рукоятка, 6 - шток, 7 - кришка, 8 - сприск, 9 - гумовий клапан; б) повітряно-пінний ВПП: 1 - корпус, 2 - дифузор, 3 - гумова трубка, 4 - кришка, 5 - ручка, в ~ важіль, 7 - шток, 8 - балон з повітрям, 9 - трубка сифону; в) вуглекислотний ВВ -2; 1 - суцільнотягнутий сталевий корпус, 2 - хомути кріплення вогнегасника, 3 - маховичок голчастого запірного клапана, 4 - рукоятка, 5 - дифузор; г) порошковий ВП: 1 - корпус, 2 - балон зі стисненим повітрям, 3 - шланг, 4 - патрубок.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										134
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ					

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

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

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

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

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

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

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

КР.142.6231м.03.04.ПЗ

Арк.

135

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

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

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

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

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

До розповсюджених стаціонарних засобів гасіння пожежі відносять спринклерні (рис. 4.2) та дренчерні (рис. 4.3) установки. Вони являють собою розгалужену мережу трубопроводів зі спринклерними або дренчерними головками (рис. 4.4) і розташовуються під стелею приміщення, яке потребує захисту, або в інших місцях - залежно від типу і властивостей вогнегасних речовин.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ Арк. 136

Рисунок 4.2 - Схема спринклерної установки водяного пожежогасіння: 1 - сповіщувач, 2 - спринклерні головки

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ					Арк.
										137
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

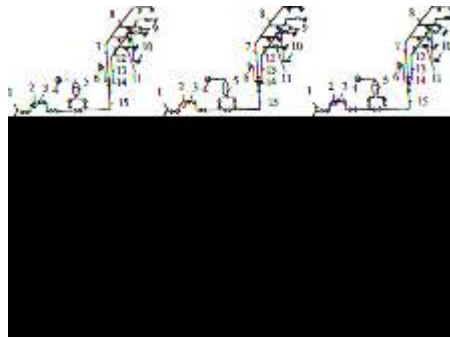


Рисунок 4.3 - Схема дренчерної установки водяного пожежогасіння: 1 - зовнішній водопровід, 2 - насос, 3 - зворотний клапан, 4 - компресор, 5 - резервуар для вирівнювання тиску, 6 - звуковий випромінювач, 7 - трубопроводи, 8 - дренчерна мережа, 9 ~ дренчерні головки, 10 - кран ручного увімкнення, 11 - легкоплавкі замки, 12 - збуджувальний клапан, 13 - збуджувальний водогін, 14 - клапан групової дії, 15 - труба водогінної мережі

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

Є також автоматичні вуглекислотні установки гасіння пожежі.

Рисунок 4.4 - Спринклерна (а) та дренчерна (б) головки: 1 - корпус зі штуцером, 2,4 - коромисла запірного замка, 3 - легкоплавкий замок, 5 - розетка

Система організаційно-технічних заходів (блоки 7,7.1 - 7.3, рис. 4.1) є невід'ємною складовою загальної системи забезпечення пожежної безпеки об'єкта.

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

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Рисунок 4.4 - Спринклерна (а) та дренчерна (б) головки: 1 - корпус зі штуцером, 2,4 - коромисла запірного замка, 3 - легкоплавкий замок, 5 - розетка Система організаційно-технічних заходів (блоки 7,7.1 - 7.3, рис. 4.1) є невід'ємною складовою загальної системи забезпечення пожежної безпеки об'єкта. Складність та різноманітність завдань, пов'язаних з організацією забезпечення пожежної безпеки, зумовлюють необхідність безпосередньої участі в цьому процесі									
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ				Арк.
									138

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

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

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк. 139
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.04.ПЗ	

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри Турбін розроблено КГТА з теплоутилізаційним контуром потужністю $N_e=25$ МВт для приводу нагнітача компресорної станції магістрального газопроводу.

Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки: максимальної температури в циклі (T_3), розрахунковій мірі підвищення в циклі ($\pi_{k\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковій мірі підвищення тиску $\pi_{k\Sigma}=24$ отримано наступні параметри: ефективний ККД установки $\eta_e=0,5234$, питома потужність $N_{e\text{ num.}} = 592,82$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{N_e}=0,1374$ кг/(кВт год.), температура газів на виході з установки $T_{yx}=800,46$ 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 $\pi_{k\text{ст}}=1,22$. У компресора високого тиску $Z_{\text{ст}}=9$ при $\pi_{k\text{ст}}=1,19$.

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

Утилізаційний парогенератор одного тиску, оребреного типу, із продуктивністю по перегрітій парі $D_{\text{уп}}=5,76$ 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 та повернення її в конденсатно - живильну систему для багатократного використання в циклі.

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.В.ПЗ	Арк.
						141

Проведено аналіз заходів з техніки безпеки, та охороні праці в машинному залі компресорної станції.

Інв. № подл.		Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
КР.142.6231м.03.В.ПЗ									Арк. 142

Список використаних джерел

1. **Романовський, Г.Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: Навчальний посібник [Текст] / Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. – Миколаїв: НУК, 2005. – 344с., 12 с. іл..
2. **Ващилєнко, М.В.** Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування: Навчальний посібник [Текст] / М.В. Ващилєнко. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.
3. **Романовський, Г.Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, Ващилєнко М.В., Сербін С.І.– Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
4. **Романовський, Г.Ф.** Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.
5. **Романовський, Г.Ф.** Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін.– Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 84 с.
6. **Філоненко, О.О.** Будова газотурбінного двигуна типу UGT 25000E [Текст] / О.О. Філоненко, В.І. Харченко: У 2 ч. – Ч. 2: Системи газотурбінного двигуна: Навчальний посібник. – Миколаїв: НУК, 2007. – 68 с.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	6. Філоненко, О.О. Будова газотурбінного двигуна типу UGT 25000E [Текст] / О.О. Філоненко, В.І. Харченко: У 2 ч. – Ч. 2: Системи газотурбінного двигуна: Навчальний посібник. – Миколаїв: НУК, 2007. – 68 с.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.03.Л.ПЗ Арк. 143